Министерство образования и науки Украины

Запорожский Национальный Технический Университет

Кафедра ОМД

Пояснительная записка

к курсовому проекту по дисциплине

Проектирование и расчет кривошипных прессов

Тема: Пресс кривошипный горячештамповочный, усилием 25 Мн

2010

**Задание на курсовой проект**

1). Необходимо спроектировать кривошипный горячештамповочный пресс усилием 25 МН.

2). Пресс предназначен для выполнения операций горячей объемной штамповки

3). Технические параметры пресса.

Согласно ГОСТ 6809-70 пресс должен иметь такие параметры:

Номинальное усилие - 25 МН

Максимальный ход ползуна - 350 мм

# Максимальная частота ходов пресса - 60 ход/мин

**Реферат**

Объект проектирования – пресс кривошипный горячештамповочный с номинальным усилием 25 МН.

Цель проектирования – закрепить знания, полученные при изучении курса «Проектирование и расчет кривошипных прессов», развитие способностей по расчету и проектированию кривошипных прессов.

# **Введение**

Курсовой проект по «проектированию и расчету кривошипных прессов» является завершающим этапом изучения этого предмета. Основной целью выполнения курсового проекта является: изучение теоретических основ курса и разработка главных узлов пресса.

Пресс кривошипный, закрытый простого действия, усилием

25МН.Предназначен для горячей штамповки заготовок. Может применяться для установки в автоматизированный комплекс и работы со средствами механизации в автоматическом режиме комплекса.

Кривошипно-ползунный механизм относится к группе универсальных, исполнительных механизмов, основным достоинством которых является компактность и простота.

Наряду с обычными для каждой машины узлами двигателем, передаточными механизмами (приводом) и исполнительным механизмом в прессе имеются узлы для управления, наладки, контроля и обеспечения безопасности обслуживающего персонала, а также вспомогательные узлы.

Источником энергии пресса служит установленный на нем асинхронный электродвигатель. Необходимость установки асинхронного электродвигателя с маховиком определяется неравномерностью потребления энергии в прессе за цикл и большими пиковыми нагрузками.

Привод от электродвигателя к исполнительному механизму состоит из клиноременной (от двигателя к маховику) передачи и зубчатой передачи.

Для обеспечения соединения исполнительного механизма с приводом в прессе предусмотрена муфта. Фиксацию ведомой части привода и исполнительного механизма в заданном положении (крайнее верхнее или заднее нерабочее положение ползуна) осуществляют тормозом. Своевременное включение и выключение муфты и тормоза осуществляют системой управления. Узел управления состоит из электрических, механических, пневматических механизмов, с помощью которых обеспечивается своевременное срабатывание муфты или тормоза, а также соответствующее блокирование.

К узлам наладки и контроля относят механизм регулирования штамповой высоты. предохранители от перегрузки, указатели усилия, указатели положения кривошипа, механизмы крепления штампов, узел смены штамповых плит, предохранительные решетки штампового пространства и другие узлы. Наличие таких узлов сокращает время простоев пресса, повышает коэффициент использования оборудования.

К вспомогательным узлам относятся узел смазки, уравновешиватели ползуна, улучшающие условия работы деталей других узлов пресса и тем самым повышающие надежность всей конструкции.

# **Краткое описание пресса**

Пресс кривошипный, закрытый простого действия, усилием 25Мн. Предназначен для горячей штамповки заготовок. Может применяться для установки в автоматизированный комплекс и работы со средствами механизации в автоматическом режиме комплекса.

Станина пресса сварной конструкции, закрытая наземная.

Привод пресса – закрытого типа с расположением осей и валов параллельно фронту пресса – осуществляется от электродвигателя. Передача от электродвигателя к эксцентрику – двухступенчатая. От шкива электродвигателя посредствам клиноременной передачи движение передается на маховик. Маховик установлен на промежуточном валу. На другом конце промежуточного вала установлена шестерня, которая зацепляется с зубчатым колесом муфты. Зубчатое колесо муфты передает движение эксцентриковому валу. Муфта пресса – фрикционная двухдисковая с пневматическим включением, монтируется на конце эксцентрикового вала. Включение муфты осуществляется подачей воздуха, а выключение муфты происходит сбросом воздуха из цилиндра.

Тормоз – фрикционный двухдисковый. Усилие торможения создается пружинами. Управление пресса кнопочное, смазка комбинированная, непрерывная от централизованной системы жидкой циркуляционной смазки. Отдельные узлы пресса смазываются густой смазкой через определенный период времени.

Высота закрытого межштампового пространства регулируется индивидуальным электродвигателем.

Основные параметры и размеры пресса занесены в табл. №1.

Таблица 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Размерность | Значение |
| 1. Номинальное усилие | МН | 25 |
| 2. Ход ползуна | мм | 350±1 |
| 3. Частота непрерывных ходов | мин-1 | 60 |
| 4. Наименьшее расстояние между столом и ползуном в его нижнем положении | мм | 890±2 |
| 5. Регулировка между столом и ползуном | мм | 10±0,6 |
| 6. Размер стола (подштамповой плиты): |  |  |
|  слева - направо | мм | 1200-3,7 |
|  спереди - назад |  | 1400-2,6 |
| 7. Размер ползуна:слева – направоспереди – назад  | мм | 1010-101120-10 |

1. **Кинематический расчет пресса**

Кривошипно-шатунный механизм (рис.3.), применяют в качестве главного исполнительного механизма в большинстве прессов простого и многократного действия. Кривошипно-шатунный механизм относится к четырех звенным плоским механизмам с одной степенью подвижности. Механизм состоит из ведущего кривошипа и шатуна с ползуном.

Результатом кинематического расчета является построение кинематических диаграмм пути S, скорости V, и ускорения j, для одного цикла возвратно-поступательного движения ползуна кривошипно-шатунного механизма. Исходной величиной для расчета является значение полного хода ползуна Smax .

Синтез ГИМа:

Радиус кривошипа найдем из следующей формулы[2]: 

 (1.1)

получим R=175 мм,

По [1] λ= 0,150

 мм (1.2)  

Принимаем L = 1200 мм,тогда λ

 ,

где

R – радиус кривошипа

λ - коэффициент шатуна

L – длина шатуна

Анализ ГИМа:

Перемещение, скорость и ускорение ползуна дезаксиального суммирующего механизма (рис. 2.1) определяются по формулам [2.]







Здесь обозначено:

** – угловая скорость главного вала,

; (1.6)

 *м/с*

*nн* – номинальное число ходов ползуна в минуту, задаваемое стандартом;

** – угол поворота кривошипа, измеряемый от крайнего нижнего положения ползуна против движения кривошипа.

Для аксиального механизма коэффициент **= 0.

Для аксиального механизма крайние верхнее и нижнее положения ползуна достигаются при угле поворота вала ** равном 0 или 1800, а максимальный ход ползуна составляет 2*R*.

Расчет кинематических параметров ГИМа производят в диапазоне изменения угла ** поворота главного вала от 0 до 900 с шагом 5 или 100. В пояснительной записке приводят таблицу значений *S, V* и *J* и представляют графики *S = f (), V = f ()* и *J = f ()*.

Построение графика перемещений ползуна, S=f1(α).

Данные для построения графика перемещений ползуна получим, воспользовавшись следующей формулой [2]:

 (1.3)

полученные данные занесем в таблицу № 2.

Таблица 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α,° | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| S,см | 0 | 2,7 | 9,7 | 18,8 | 27,2 | 32,9 | 35,0 | 32,9 | 27,2 | 18,8 | 9,7 | 2,7 | 0 |

Построим график S=f1 (α), рис. 4.

Рис.4. График перемещений для одного цикла возвратно-поступательного движения ползуна кривошипно-шатунного механизма, S=f1(α).

Построение графика скоростей ползуна, V=f2(α).

Данные для построения графика скоростей ползуна, получим, воспользовавшись следующими формулами [2]:

 (1.4)

получим *ω=*6,28 с-1; *ω -* угловая скорость главного вала,

n – номинальное число ходов в минуту,что задаётся стандартом;

Полученные данные занесем в таблицу №3.

Таблица 3

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α,° | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| V, м/с | 0 | 0,62 | 1,02 | 1,09 | 0,88 | 0,47 | 0 | -0,47 | -0,88 | -1,09 | -1,02 | -0,62 | 0 |

Построим график V=f2(α), рис. 5.

Рис. 5. График скоростей для одного цикла возвратно-поступательного движения ползуна кривошипно-шатунного механизма, V=f2(α).

Построение графика ускорений ползуна, j=f3(α).

Данные для построения графика ускорений ползуна, получим воспользовавшись следующей формулой [2]:

 (1.5)

полученные данные занесем в таблицу №4.

Таблица 4

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α,° | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| j, м/с2 | 7,9 | 6,4 | 2,9 | -1,0 | -3,9 | -5,4 | -5,8 | -5,4 | -3,9 | -1,0 | 2,9 | 6,4 | 7,9 |

Построим график V=f3(α), рис. 6.

Рис.5. График ускорений для одного цикла возвратно-поступательного движения ползуна кривошипно-шатунного механизма, V=f3(α).

Общая таблица

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| α | S | V | J |
| 0 | 0 | 0,00 | 7936,98 |
| 5 | 0,765626955 | 110,10 | 7894,99 |
| 10 | 3,054410399 | 219,03 | 7769,69 |
| 15 | 6,842188687 | 325,65 | 7563,11 |
| 20 | 12,0891247 | 428,86 | 7278,55 |
| 25 | 18,74034358 | 527,60 | 6920,53 |
| 30 | 26,72680434 | 620,88 | 6494,69 |
| 35 | 35,96638506 | 707,81 | 6007,64 |
| 40 | 46,36515629 | 787,60 | 5466,79 |
| 45 | 57,81881329 | 859,54 | 4880,25 |
| 50 | 70,21423447 | 923,06 | 4256,57 |
| 55 | 83,43113083 | 977,70 | 3604,58 |
| 60 | 97,34375 | 1023,14 | 2933,23 |
| 65 | 111,8225979 | 1059,17 | 2251,34 |
| 70 | 126,7361416 | 1085,70 | 1567,47 |
| 75 | 141,9524588 | 1102,76 | 889,74 |
| 80 | 157,3408017 | 1110,49 | 225,65 |
| 85 | 172,7730459 | 1109,13 | -418,01 |
| 90 | 188,125 | 1099,00 | -1035,26 |
| 95 | 203,2775559 | 1080,51 | -1621,05 |
| 100 | 218,1176639 | 1054,11 | -2171,30 |
| 105 | 232,5391246 | 1020,34 | -2682,86 |
| 110 | 246,4431917 | 979,74 | -3153,58 |
| 115 | 259,7389895 | 932,89 | -3582,24 |
| 120 | 272,34375 | 880,38 | -3968,49 |
| 125 | 284,1828836 | 822,79 | -4312,74 |
| 130 | 295,1898979 | 760,71 | -4616,11 |
| 135 | 305,3061867 | 694,69 | -4880,25 |
| 140 | 314,4807114 | 625,25 | -5107,25 |
| 145 | 322,6696006 | 552,91 | -5299,48 |
| 150 | 329,8356957 | 478,12 | -5459,44 |
| 155 | 335,948069 | 401,32 | -5589,63 |
| 160 | 340,981542 | 322,90 | -5692,44 |
| 165 | 344,9162279 | 243,23 | -5769,99 |
| 170 | 347,737124 | 162,65 | -5824,04 |
| 175 | 349,4337713 | 81,47 | -5855,93 |
| 180 | 350 | 0,00 | -5866,46 |

2.3 Разбивка общего передаточного отношения по передачам.

Разбивка общего передаточного отношения по передачам предполагает определение необходимости промежуточных передач между двигателем и главным валом и, если они необходимы, определение их передаточных отношений, т. е. определении числа оборотов промежуточных валов.

В техническом задании, после анализа базовых конструкций прессов, литературных источников, прототипов устанавливается предполагаемое число оборотов главного двигателя * д*.

Общее передаточное отношение привода *iо* определяется по формуле [2]:

, (1.7)

где *iр* – передаточное отношение клиноременной передачи;

*iзб, iзп , iзт* – соответственно, передаточное отношение быстроходной, промежуточной и тихоходной зубчатых передач.

Передаточное отношение клиноременной передачи рекомендуется принимать равным 3 – 6.

Габариты и инерционность привода в значительной степени зависят от разбивки общего передаточного отношения по ступеням. Критерием разбивки передаточного отношения могут быть различные условия и параметры. Чаще всего таковыми являются масса и инерционность ведомых частей, а также нагруженность ступеней. Разбивка общего передаточного отношения влияет и на расход энергии на включение муфты.

i0 = nдн / nн = 980/60 = 16,33

Где nдн – частота вращения электродвигателя = 980 об/мин

nн – число ходов в минуту = 60 х/мин

iз = i0/ip = 16.33/5 = 3.26

ip = i0/i3 = 16.33/3.26 = 5

Частоты вращения валов:

 *об/мин-1*

 *об/мин-1*

1. **Силовой расчёт и условия прочности**

.

Для определения значений *mK*воспользуемся следующей формулой [3]:

. (2.1)

Рассчитаем значения mкИ , по формуле [3]:

 . (2.2)

Полученные данные занесем в таблицу №6.

Таблица 6

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α,° | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| mкИ,мм | 0 | 98,87 | 162,92 | 175 | 140,19 | 76,13 | 0 | 76,13 | 140,19 | 175 | 162,92 | 98,87 | 0 |

Рассчитаем значение mкμ, по следующей формуле [3]:

. (2.3)

**** – приращение приведенного плеча, обусловленное трением в кинематических парах, называемое плечомтрения:

Получим ** – коэффициент трения в шарнирах главного исполнительного механизма.

*ra*, *rb*, *ro* – соответственно радиусы коренных опор, большой и малой головки шатуна.

Коэффициент трения ** определяется по таблице 3.1. / 1 / в зависимости от значения комплексного показателя *Jk* , вида смазки и вида расчета.

 (2.4)

где φ – приведенный угол рабочего хода, принимается в зависимости от типа пресса и выполняемой технологической операции (таблица 3.2 / 1 /).

φ = 19

Коэффициент трения ** = 0,035 – при значении комплексного показателя *Jk* от 8 до 50,густой смазке и при энергетическом расчёте потерь при холостом ходе.

Согласно приложению 2 [1] табл. П.2.7 и по ГОСТ 6809-70 для пресса К8544 выбираем dA =900 мм,dB =640 мм,d0 =560мм.

Ra = 900/2 = 450, мм

RB = 640/2 = 320, мм

Ro = 560/2= 280, мм

, *мм*

Значения mк, рассчитаем по следующей формуле [3]:

. (2.1)

Полученные данные занесем в таблицу №7 .

Таблица 7

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α,° | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
| mк,мм | 29.59 | 128,43 | 192.51 | 204,59 | 169,78 | 105,72 | 29.59 |

Согласно таблице №7 построим графики  рис. 7,



Рис. 7. График зависимости приведенного плеча силы  от угла поворота вала.

# **4. Допустимые усилия на ползуне**

**Допустимые усилия по прочности главного вала**

Расчет прочности главного вала кривошипного пресса представляет собой сложную задачу. Опоры валов кривошипных прессов, не являясь абсолютно жесткими, претерпевают упругие деформации в зависимости от действующей на вал нагрузки и свойств опоры. Это обстоятельство в сочетании с тем, что пролет опор соизмерим с диаметром и длиной цапфы, вносит значительные изменения в распределение сил. По этой причине силовой расчет валов без учета упругости опор не обладает достаточной степенью точности.

Для расчета двухопорных валов рекомендуется применять приближенные формулы, не учитывающие упругость опор, принимая, что для коленчатых валов реакция располагается на расстоянии *lo/8* от конца опоры, обращенного к шатуну, а для эксцентриковых валов – на расстоянии *lo/3 - lo/4*, где *lo* – длина опор [*7*, с. 132]. При этом предполагается, что нагрузки прикладываются сосредоточенными, а точки приложения равнодействующих расположены на одной горизонтали. Зазоры в подшипниках позволяют валу свободно изгибаться.

Изменение нагрузки на главном валу пресса происходит с периодическим возрастанием силы и крутящего момента от нуля до максимума и последующим спадом вновь до нуля. При многократном повторении операций во времени подобный характер работы приводит к пульсации внутренних силы напряжений в металле вала. Учитывая это обстоятельство и факты усталостного разрушения, расчет главных валов кривошипных прессов следует проводить на усталостную прочность при пульсирующем цикле нагружения.

Сечение *АА*

, (3.1)

Параметры расчетных формул выбираются следующим образом.

Диаметр посадочного места под зубчатое колесо или ступицу муфты *d1* принимается равным

*d1* = *d0* – (10…40) мм. *d1 = 560 – 40 = 520, мм*

Расстояние от опоры до середины зубчатого колеса *l1* принимается равным половине ширины колеса и расстоянию от колеса до опоры (15…40 мм).

*l1=* *, мм*

Предел выносливости материала при симметричном знакопеременном цикле изгиба *-1и* выбирается табл. 5.7 / 1 /.

Механические свойства стали 40Х у.

НВ = 230…280

σB=900 МПа

Т = 750 МПа

и = 400 МПа – предел выносливости при изгибе гладкого образца вала при знакопеременном цикле

 = 240 МПа

 = 0,15

 = 0,10

Коэффициент запаса прочности *n* принимается по таблице 4.8 / 1 /. Для КГШП *n=1,5.*

Значения коэффициентов материала *Ф* и *Ф* определяются по графикам, приведенным на рис. 5.22 / 1 / в зависимости от размеров шейки, материала вала и соотношения радиуса галтели и диаметра шейки.

*Ф=2,5*

*Ф=3,8*

Установочный угол шестерни ** при проверочном расчете определяется по чертежам пресса-аналога. При проектировочном расчете угол ** определяется компоновочной схемой пресса.

** =65о

Радиус делительной окружности зубчатого колеса

*Rk=1700, мм*

Угол зацепления для некорригированных колес

*ш* = 200.

Рекомендуемые значения коэффициента эквивалентной нагрузки *kэ* для указанных групп прессов (гарячештамповочные пресса при многопереходной штамповке с ручным обслуживаниям) в зависимости от номинального числа ходов

*nн=60*

и коэффициента использования числа ходов

*pи=0,25*

приведены в табл. 5.9 / 1 /. При расчете коэффициента *kэ* принимается, что средняя продолжительность рабочего хода составляет примерно 10-20 % от времени одного полного хода ползуна.

Общий фонд времени работы вала Тс=27000-31000часов, группа машин – IV, коэффициент эквивалентной нагрузки кэ=0,61, число оборотов вала nв=60мин-1 , запас прочности n=1,5. Данные выбраны из таблицы 5.9 [1] при nн \* ри = 60\*0,25=15мин-1

*kэ=0,61*

*с=0,004*

Найденные значения подставляем в формулу (3.1);

Сечение АА



Результаты приведены в таблице 4.1 см стр.33 с рисунком

**Допускаемые усилия по прочности зубчатой передачи.**

Усилие на ползуне, допускаемое прочностью зубчатой передачи определяется по формуле [6]:

, (3,2)



где *k1=1* – коэффициент неравномерности нагружения (см. таб. 6.1 / 1 /);

*k2* – коэффициент типа привода, для простого привода *k2* = 1;

*Mmin* – наименьший крутящий момент относительно оси главного вала, допускаемый прочностью зубчатого колеса;

*mk* – приведенное плечо крутящего момента.

### Минимальный крутящий момент.

Минимальный момент *Mmin*равен наименьшему крутящему моменту, допускаемому прочностью одного или нескольких зубчатых колес привода, приведенный к главному валу. Для всех зубчатых колес привода определяются крутящие моменты, допустимые по различным условиям их прочности. Для колес, расположенных не на главном валу, приведение момента производится по формуле [6]:

, (3.3)

где  – крутящий момент относительно собственной оси, допустимый прочностью *k*-го колеса;

*iз*– передаточное отношение между осью главного вала и осью *k*-го колеса;

 – кпд передач между главным валом и осью *k*-го колеса.

### Проверка по допустимой пластической деформации зубьев

Минимальный крутящий момент определяют по формуле [6]:

, (3.4)



где *[k]max* – допускаемое нормальное контактное напряжение (МПа) с учетом некоторой пластической деформации (табл. 6.2 / 1 /).

*[k]max=1340, МПа*

Для материала зубчатого колеса – 45Л нормализованная.

*HB > 170*

*В = 550, МПа*

*Т = 320, МПа*

*-1 = 250, МПа*

*k] = 640, МПа*

* max = 1340, МПа*

* = 0,1*

*dO = 560, мм*

*i = 5*

*С* – коэффициент, учитывающий модуль упругости материала зубчатого колеса и шестерни (табл. 6.3 / 1 /);

*С = 214 (сталь по стали)*

*С1= 1 –*коэффициент, учитывающий угол зацепления. Для прямозубых некорригированных колес или колес с высотной коррекцией

*С1* = *1*;

*zk = 87*– число зубьев колеса;

*mн = 0,064\*dO = 0.064\*560 = 35,84* – нормальный модуль зацепления;

*mн = 40;*

*bk* – ширина колеса, Коэффициент ** выбирается по табл. 6.4 / 1 /;

*bk* = *mn = 12,5\*40 = 500, мм*;

** = *b/mn = 12 – 20;*

*ср = 13,5;*

*bш = bk + (10…25) мм = 500 + 20 = 520 мм;*

*kn* – коэффициент нагрузки при расчете по допускаемым пластическим деформациям поверхностей зубьев

*kn= k1nk2k4 = 1,3\*1\*1 = 1,3*

*k1n* – коэффициент перегрузки, *k1n* = *Mkmax / Mknom = 1,3*.

*k2* – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса, возникающую вследствие упругой деформации опор, валов, а также неточностей изготовления (табл. 6.5 / 1 /);

*k2 = 1 (открытая передача)*

*k4 = 1* – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении из-за неточностей изготовления (табл. 6.6 / 1 /); Окружная скорость *V* зацепления определяется по формуле

; (3.5)

*nк* – число оборотов в минуту вала колеса;

*i* – передаточное отношение зубчатой передачи. Для наружного зацепления принимается *i* + 1*,* для внутреннего *i* – 1.

### Проверка по усталостной прочности зубьев колеса на изгиб

Минимальный крутящий момент определяется по формуле [6]:

, (3.6)



где *yk* = 0,194 – коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев, угла их наклона, коэффициента смещения и типа передачи, выбирается по табл. 6.8 / 1 /;

*[-1и]* = 250 – предел усталости материала колеса (МПа) при изгибе и симметричном цикле, выбирается по табл. 6.2 / 1 /;

*k =1* – коэффициент, учитывающий степень перекрытия, принимается равным 1 для прямозубых передач и 1,3 – для косозубых и шевронных;

*kи* – коэффициент нагрузки при изгибе,

*kи* = *k1* *k2* *k3и k4* = 1\*1\*0,717\*1 = 0,717;

*k1* – коэффициент перегрузки; при расчете на усталость *k1* =1;

 = 0 – коэффициент, учитывающий нагружение передачи моментом, обратным по знаку рабочему моменту, передаваемому муфтой (см. табл. 6.9 / 1 /);

*Ф* – коэффициент учитывающий свойства материала;

;

*Ф0* = 2,3 – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений и масштабный фактор, определяется по табл. 6.10 / 1 /;

** – коэффициент, зависящий от соотношения пределов выносливости при симметричном и отнулевом циклах изменения напряжений, принимается по табл. 6.2 / 1 /;

*[nи]* = 2,2 – коэффициент запаса прочности, относительно предела прочности при изгибе при нереверсивной нагрузке, принимаемый по табл. 6.11 / 1 /.

Коэффициент эквивалентной нагрузки при расчете на усталостную прочность *k3и* находят по формуле [6]:

, (3.8)



где *и* =0,495 – коэффициент интенсивности нагружения при расчете на усталостную прочность, выбирается по табл. 6.12 / 1 /;

*ii = 5* – передаточное отношение от главного вала до рассчитываемой шестерни. Для колеса тихоходной передачи, установленного на главном валу, *ii* = 0.

*nн* = 60 – номинальное число ходов пресса;

*pи* = 0,25 – коэффициент использования числа ходов;

*kвер* = 0,45 – коэффициент вероятности нагружения.

Результаты приведены в таблице 4.1 см стр.33 с рисунком

Табл.4.1 **График допускаемых усилий**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Альфа | Рдоп, кН | Рд, кН |
|  0 | 232147 | 88628 |
| 5 | 145786 | 55691 |
| 10 | 110153 | 40833 |
| 15 | 85530 | 32247 |
| 20 | 69886 | 26793 |
| 25 | 59179 | 23061 |
| 30 | 51376 | 20379 |
| 35 | 45763 | 18386 |
| 40 | 38000 | 16871 |
| 45 | 34562 | 15704 |
| 50 | 31234 | 14799 |
| 55 | 28779 | 14100 |
| 60 | 27567 | 13567 |
| 65 | 26509 | 13171 |
| 70 | 25371 | 12894 |
| 75 | 23451 | 12721 |
| 80 | 23045 | 12643 |
| 85 | 22881 | 12654 |
| 90 | 21921 | 12753 |



**5. Энергетика пресса**

**График усилия деформации**

Работа пластической деформации для конкретных условий деформирования может быть определена методами теории обработки металлов давлением. Большинство кривошипных прессов, как и других технологических машин, предназначены для изготовления некоторой группы однотипных изделий. Поэтому энергетические расчеты для них выполняются для некоторой типовой технологической операции, являющейся обобщающей с энергетической стороны.

Работа пластической деформации приближенно может быть определена по формуле [4]:

*Ад= kр .Рм . hр,* (4.1)

где *kр* – коэффициент полноты графика;

*Рм* – максимальное усилие деформации;

*hр* – база деформации, представляющая собой величина рабочего хода ползуна.

*Ад= 0,175\*25\*106\*0,047 = 227500, Дж*

Задаваясь графиком типовой технологической операции с учетом упругой деформации пресса в период рабочего хода, определяется график зависимости крутящего момента на главном валу. Площадь этого графика пропорциональна работе рабочего хода.

Выбор типа графика при расчете пресса конкретного технологического назначения определяется преимущественной технологической операцией, характерной для данного типа пресса. Прессы КГШП рассчитывают по графику усилия горячей штамповки.

Графики усилий деформации представлены в относительных координатах перемещения ползуна, поэтому должны быть пересчитаны для заданных значений номинального усилия пресса и номинального хода ползуна. Рекомендуемые значения максимального усилия деформации, рабочего хода ползуна и коэффициента полноты графика приведены в / 1 /.

Таблица

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Технологическая операция | *Рм / Рн* | *hр / Sн* | *kр* |
| Объемная горячая штамповка | *1* |  *0,13* | *0,175* |

Для рассматриваемого пресса имеем :

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Технологическая операция | *Рм ,МН* | *hр ,мм* | *kр* |
| Объемная горячая штамповка | *25* | *45.5* | *0,175* |

**Жесткость пресса**

Упругая податливость системы пресс-штамп изменяет форму графика усилий деформации, при чем, чем ниже жесткость системы, тем изменения будут сильнее. Измененный график усилий деформации, учитывающий упругую деформацию системы, называют *нагрузочным графиком.*

Жесткость пресса *С* (МН/мм) принимают на основании практических данных для каждого типа пресса, или определяют по эмпирической зависимости [4] :

 (4.2)

где *К* = 1,8 – коэффициент пропорциональности, принимаемый в зависимости от типа пресса по таблице 4.4 / 1 /.

*, МН/мм*

График упругой деформации строится в координатах усилие *PD* – упругая деформация *l*. Принимается линейная зависимость упругой деформации от усилия деформации. Максимальное значение упругой деформации при номинальном усилии определяется по формуле [4]:

*lmax=P/C= (4.3)*

**График нагружения**

В КНП ползуна продолжает действовать максимальное усилие деформации и для дальнейшего поворота кривошипного вала необходимо приложить крутящий момент до тех пор, пока плечо силы PAB не станет равным нулю, т. е. пока вал не повернется на угол, называемый углом мертвого трения.

Учитывая, что с увеличением радиуса кривошипа и угла начала рабочего хода р увеличивается приведенное плечо крутящего момента, а следовательно, и крутящий момент, соответственно возрастает и работа рабочего хода Ар. Поэтому при проектировании технологической операции следует стремиться к уменьшению угла начала рабочего хода нр, а для прессов с регулируемым ходом использовать наименьший, допустимый по технологическим соображениям, ход ползуна.

График усилия деформации для горячей штамповки



После построения нагрузочного графика в координатах PD = f(S) его необходимо преобразовать в график PD= f() , где  – угол поворота ведущего вала. При этом угол поворота вала следует определять по формуле [ 4 ] .

, (4.4)

или использовать ранее полученный график перемещения ползуна S = f(). суммируем графики  и , получим нагрузочный график 



**Затраты энергии на рабочий ход.**

Используя ранее вычисленные значения приведенного плеча крутящего момента mK для нескольких значений положения вала в пределах рабочего угла *р* определяется величина крутящего момента на главном валу *Mk* = *PD mk* , результаты расчетов сводим в таблицу.

Определяем значения *PD* исходя из графика *PD= f()*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| α ,град |  S, мм |  *Р* , МН | *mk* , м | *Mk* МНм\*\*10-3 |
| -8,6 | -2.2 | 0 |  |  |
| 0 | 0 | 25 | 0,030 | 750 |
| 6,3 | 1.9 | 20 | 0,0508 | 1016 |
| 12,2 | 3,72 | 5 | 0,0732 | 366 |
| 31,5 | 28,2 | 3,8 | 0,1516 | 570 |
| 41,9 | 47,7 | 2,6 | 0,1575 |  409 |
| 41,9 | 47,7 | 0 | 0,1575 | 0 |

Для определения Ар :

Планиметрируем диаграмму *Mk = f()* на участке рабочего хода *р* =*нр* - *кр*, находится величина расхода энергии на совершение рабочего хода.

, (4.5)

где *FM* = 3728.4515 мм2 – площадь, ограниченная кривой крутящего момента и осями координат, мм2;

*M* =104 – масштаб крутящего момента, Н.м/мм;

** = 8.72\*10-3 – масштаб углов поворота главного вала, рад/мм.

Определяем площадь графика графическим путем :

Ар =3728\*104 \* 8,72\*10-3 = 32,50\*10-3 =325081, Дж



**Затраты энергии на включение муфты**

Расход энергии на включение фрикционной муфты составляет

*Ав = kв Pн Sн* , (4.6)

где *kв* – коэффициент, принимаемый по данным таблицы 5.1 / 1 / в зависимости от типа пресса.

*K в= 0,008*

*Pн = 25000000 Н*

*Sн = 0,35, м – ход ползуна*

*Ав = 0,008\*25000000\*0,35 = 70000* *Дж* ;

**Затраты энергии на холостые перемещения**

Расчет энергии затрачиваемой на холостые переме - щениярасчитывается аналогично энергии включения муфты в зависимости от номинального усилия пресса *Pн* и номинального хода ползуна *Sн*.

*Ах = kх Pн Sн* , (4.7)

где *kх*=0,0135 коэффициент, принимаемый по данным таблицы 4.1 / 1 / в зависимости от типа пресса.

*Ах = 0,0135\*25000000\*0,35 = 118125 Дж*;

Тогда расход энергии в приводе кривошипного пресса будет равен:

*Ац = Ав + Ах + Ар = 70000 + 118125 +325081 = 513206 , Дж* (4.8)

**Определение мощности двигателя.**

Решающим фактором при выборе системы электропривода пресса является экономическая целесообразность в сочетании с техническими требованиями. Пиковое возрастание нагрузки в период рабочего хода обусловливает использование в приводе кривошипных прессов маховичного привода. В период рабочего хода большая часть работы выполняется за счет кинетической энергии маховика, скорость вращения которого уменьшается. В остальные периоды цикла угловая скорость маховика восстанавливается.

Мощность двигателя в таком случае определяется исходя из средней работы за цикл. При этом чем больше число ходов пресса и меньше величина расхода энергии на холостое перемещение механизмов пресса, тем больше должен быть запас мощности.

Мощность короткозамкнутого двигателя определяется по формуле

, (4.9)

где *k* = 1,4 – коэффициент запаса, принимается по табл.4.5 / 1 / в зависимости от числа включений пресса, или

номинального скольжения двигателя *Sн =*0,015;

*о* – общий КПД привода;

*м* – КПД передачи от муфты до двигателя.

Значения КПД *о* и *м* зависят от типа и числа передач, расположенных между главным валом (для *о*) или валом муфты (для *м*) и электродвигателем :



где *к* – КПД клиноременной передачи, принимаемый равным 0,97;

*з* – КПД зубчатой передачи, *з* = 0,98 при использовании подшипников качения, и *з* = 0,96 при использовании подшипников скольжения;

*m1, m2* – соответственно, общее число степеней зубчатого привода и число ступеней от вала муфты до двигателя.

*m1*=1

*m2*=1

η0 = 0,97\*0,98 = 0,95 ηм = 0,97\*0,98 = 0,95

Время технологического цикла приближенно определяется при выбранном коэффициенте использования ходов pи, который представляет собой отношение времени одного двойного хода tдх к времени цикла tц, по формуле :

 (5.1)

, с

рu = 0,25(табл.4.6/1/)

 *Вт*

Принимаем N*д = 150 , кВт*

По каталогу выбираем ближайший больший двигатель по номинальной мощности и рекомендуемому номинальному скольжению *Sн*. В дальнейшем двигатель проверяется по нагреву при пуске.

Выбираем двигатель: 4АНК315М6У3;

мощность 160 кВт;

число оборотов 980 об/мин;

**Расчет момента инерции маховика .**

,

где *АМ* =304982,48 Дж – работа маховика во время рабочего хода(см.далее!);

*kф* = 0,84 – коэффициент, учитывающий форму графика момента сил сопротивления на кривошипном валу;

Коэффициент *kф* определяется по формуле / 1 / ;

* + для прессов, работающих в режиме одиночных ходов

 (5.2)



*j* – коэффициент неравномерности хода маховика

*j=2 k(Sн+Sр)*; (5.3)

*j=2\* 0.85 \*1,4\*(0,015+0,04)=0,14*;

**

** = 0,85 – коэффициент, учитывающий относительные потери холостого хода, определяется по / 1 / в зависимости от коэффициента *k*, номинального скольжения двигателя *Sн* и отношения *Aх*/*AО*; здесь

*AО* = *Aр* + *Aв*;

*Aх*/*AО*=0,47 **

*nm= nдв / iкл =980/5 = 196 об/мин*

*M = П\* nm/30* = 3,14\*196/30 = 21 – угловая скорость маховика, с-1;

В период рабочего хода *tp* работа двигателя, отнесенная к валу ведущего кривошипа, составляет *Aдр = Nн tp о*, / 1 /

где *tp* – время рабочего хода

*tp* = *tдх р* / 360.

*tдх* =60/40=1,5 с ;

*р*=35 град. ;

*tp* = 1,5\*35/360 = 0,165 c .

*Aдр = Nн tp о* =145906\*0,165\*0,95 = 20098,55 Дж

Тогда работа маховика, дополняющая до общего уровня расход энергии в период рабочего хода, будет

*AМ = Aр - Aдр* . (5.4)

*AМ* =*325081* – 20098,52 = 304982,48 Дж ;

,

Необходимо проверить максимальную линейную скорость обода, которая ограничивается условиями прочности обода под действием центробежных сил

, (5.5)

где *DM* – диаметр обода маховика ( по прессу аналогу ) - 2 м.

*V* = 2\*21 / 2 = 21 м/с ≤ 40 м/с

**

Допустимая скорость *[V]* принимается равной 25 м/с для чугунных маховиков и 40 м/с – для стальных.

Мощность двигателя проверяется по времени разгона маховика :

 (5.6)

**, с ≥ [ *tp* ] = 10 с

Для обеспечения удовлетворительной работы двигателя и недопущения перегрева во время запуска ,применяем раздельный пуск двигателя с помощью системы сопротивлений .

**Расчет КПД цикла и рабочего хода**

Энергетическим коэффициентом полезного действия (КПД) технологической машины называется отношение полезно затраченной работы на преодоление технологических сопротивлений к затраченной работе в течение определенного периода времени.

Работа за цикл включает в себя полный расход энергии в приводе на изготовление одного изделия, а относительная доля полезно используемой работы на пластическую деформацию составляет

Эффективность привода кривошипного пресса оценивается по величине среднего КПД технологического цикла, или, иначе, цикловому КПД

 . (5.7)

Оценка энергетического совершенства ГИМ производится по величине КПД рабочего хода, который представляет собой КПД механизма за локальный период рабочего хода

Работа пластической деформации приближенно может быть определена по формуле [4]:

*Ад= kр .Рм . hр,* (4.1)

где *kр* – коэффициент полноты графика;

*Рм* – максимальное усилие деформации;

*hр* – база деформации, представляющая собой величина рабочего хода ползуна.

*Ад= 0,175\*25\*106\*0,047 = 227500, Дж*

*Ад=* *227500* Дж ;



КПД механизма за локальный период рабочего хода:



**6. Проектировочный расчет муфты**

### Выбор типа муфты

Муфты прессов являются весьма ответственными узлами от которых в значительной степени зависит работоспособность и эффективность работы пресса. К ним предъявляют высокие требования, удовлетворение которых должно обеспечиваться при выборе типа узла. Основные требования следующие:

* надежность и безопасность работы, которые заключаются в гарантированном включении и отключении, исключении самопроизвольного включения;
* быстрота срабатывания и легкость управления;
* долговечность и ремонтопригодность.

В настоящее время в прессах применяют множество самых разнообразных конструкций муфт .

В современных кривошипных прессах наибольшее распространение получили фрикционные дисковые муфты с пневматическим приводом.

Ленточные и колодочные тормоза в настоящее время в системах включения кривошипных прессов практически не применяются и здесь не рассматриваются.

В зависимости от расположения опор вала муфты они делятся на консольные и межопорные.

Выбор схемы муфты зависит от многих факторов, основными из которых являются:

* тип привода пресса и форма станины;
* габаритные размеры маховика и фрикционного узла;
* удобство обслуживания и ремонта;
* место установки узла;
* требования техники безопасности;
* особенности эксплуатации пресса заданного технологического назначения и др.

При выборе схемы компоновки следует учитывать, что консольное расположение узла значительно облегчает его обслуживание. Однако для крупных прессов необходимо разгружать вал от веса муфты. При межопорном расположении узла обслуживание усложняется, однако обеспечивается более точная установка вала, улучшаются условия работы передач, повышается безопасность в случае поломок.

Специальные конструкции узлов позволяют решить некоторые конструктивные вопросы. Например, применение металлической диафрагмы, позволяет избавиться от шлицевого соединения ведущих дисков и износа манжет.

Жесткосблокированные муфты следует применять только в быстроходных прессах (число включений свыше 60 в минуту). Такие узлы имеют один пневматический цилиндр, что уменьшает металлоемкость узла и инерционность ведомых частей. В таких узлах подвод сжатого воздуха осуществляется через отверстие в валу, что требует тщательного контроля за состоянием уплотнений.

Важным вопросом при проектировании системы включения является выбор места установки муфты. Большие габаритные размеры узлов, зависящие от передаваемого момента и значительный расход энергии на включение, возрастающий с увеличением скорости вращения, являются противоречивыми факторами, требующими тщательного анализа.

Более детальный анализ и сопоставление конструкций узлов системы включения рассматриваются в курсе «Кузнечно-штамповочное оборудование».

### **Выбор материала пары трения.**

Выбор фрикционного материала зависит от условий эксплуатации фрикционного узла, типа пресса и других факторов. При легких условиях работы (небольшое число оборотов вала и небольшое число включений) любой материал работает удовлетворительно. Тяжёлые условия работы(КГШП) требуют тщательного подбора материала.

Размеры фрикционных накладок определяются расчетом. Толщина накладок равна 10 мм.

В зависимости от номинального усилия пресса выбираем материал накладок.

Для данного пресса усилием 25 МН выбираем материал накладки 8-45-62. Потом по таблице 7.3 / 1 / выбираем параметры фрикционного материала.

[*q*] = *1,2* , МПа

*q = 0,5* , МПа

*[] = 160* , 0С

[*см*] = 12 , МПа

* = 0,38*

Затем по таблице 7.4 / 1 /, в зависимости от числа оборотов вала на котором сидит муфта, выбираем параметры фрикционной пары трения:

*q = 0,7* , МПа – рабочее давление

*kвз = 1 –* коэффициент взаимного перекрытия;

* = 0,45 –* относительная ширина кольца трения

После этого по таблице 7.5 / 1 / находим коэффициент формы *ф=1,03*

*B/Rср = 0,45*

Основным требованием, предъявляемым к муфтам, является передача ими максимального крутящего момента, необходимого для совершения технологических операций.

При известном максимальном крутящем моменте на главном валу от технологической нагрузки *Mmax = 1,016 МНм* , расчетный момент муфты равен

, (6.1)

где *kм* = 1,1 – показатель момента муфты; для прессов горячей штамповки определяется по табл. 7.6 / 1 /.

i = 1 (муфта на главном валу)

, МНм

### **Определение среднего радиуса трения**

Средний радиус поверхности трения определяется из условия передачи расчетного крутящего момента.

. (6.2)

Параметры трения выбираются соответственно по табл. 7.4 / 1 / и табл.7.5 1

*q = 700000 Па*,

*kвз = 1*,

* = 0,45*,

*ф = 1,03*

0.870511, *м*

### **Определение параметров трения**

Для узлов со сплошным контактом наружный и внутренний радиусы равны:

*Rн* = *Rср* (*1 + 0,5*); *Rн = 870,5\*(1+0,5\*0,45) = 1066,36* (6.3)

*Rн = 1070мм*

*Rвн* = *Rср* (*1 - 0,5*). *Rвн = 870,5\*(1-0,5\*0,45) = 674,53* (6.4)

*Rвн = 675 мм*

Полученные значения округляются до ближайшего размера сортамента на фрикционные накладки, уточняют параметры *Rср* и *B* по формулам

*Rср* = 0,5 (*Rн*+*Rвн*); *Rср = 0,5\*(1070+675) = 872, мм*

*B* = *Rн*-*Rвн* , *В = 1070 – 675 = 395, мм*

и определяется действительная площадь трения

. (6.5)

 *мм2*

### **Определение толщины дисков**

Толщина ведомого диска *hд* зависит от типа фрикционных элементов.

Для муфт с накладками толщина диска из условия обеспечения достаточной жесткости принимается

*hд* > (*0,06* – *0,11*)*B*.

*hд > 0,07\*395 = 27,65*

*hд = 28, мм*

### **Определение размеров пневмоцилиндра**

Размеры силового пневмоцилиндра муфты определяются из условия создания расчетного активного нажимного усилия на поверхности трения. Площадь поршня силового пневмоцилиндра будет равна

, (6.6)

где *pр, pс* – соответственно, расчетное давление сжатого воздуха в ресивере (магистрали) и давление сжатого воздуха, необходимое для преодоления сил затяжки отводных пружин муфты и сил трения в манжетах и шлицах; давления выбираются по табл. 7.13 / 1 / и табл. 7.14 / 1 /;

*pр 0,55 МПа = 550000 Па*

*pс = 0,035 МПа = 35000 Па*

*k –* поправочный коэффициент, учитывающий потери на трение в манжетах поршня, *k* = 1,1.

 *м2*

 мм – наружный диаметр поршня для пресса аналога (КГШП 25 МН) .

мм – внутренний диаметр поршня для пресса аналога (КГШП 25 МН)

Полный ход поршня определяется из выражения

*hп* = *hо\** + (2 – 3) мм.

*hп = 6+2 = 8, мм*

Ресурс на износ между двумя регулировками *hо\* =(4…8) мм[1]* для регулируемых муфт.

### **Расчет отводных пружин муфты**

Рабочее усилие затяжки одной пружины равно

 (6.7)

, Н

Число пружин выбирается конструктивно и равным 6, 9, 12, 16, 18 и т.д. Расчетным усилием пружины муфты является усилие, развиваемое во включенной муфте с учетом допускаемого износа между регулировками

. (6.8)

 Н

Диаметр проволоки определяется по формуле

. (6.9)

Индекс пружины *cпр* задают равным 4. Допускаемое напряжение кручения [**] принимается 590 МПа для стали 60С2 (проволока диаметром 5 – 42 мм).



Минимальное число рабочих витков пружины

. (7.1)

Средний диаметр пружины

*Dпр = cпр dпр = 4 \* 13 = 52, мм* (7.2)



Максимальная деформация пружины при расчетном усилии

 (7.3)

, *мм*

Шаг пружины в свободном состоянии

 *мм*  (7.4)

Длина пружины в свободном состоянии

*Lпр.св = tпр iпр + dпр = 17,782 \* 8 + 12 = 154,256 мм* (7.5)

Длина пружины при расчетном усилии

*Lпр.рас = Lпр.св – пр = 154,256 – 31,88 = 122,376 мм* (7.6)

Деформация пружины при рабочем усилии

*пр.раб* = *пр* – *hп= 31,88 – 8 = 23,88 мм* . (7.7)

Длина пружины при рабочем усилии

*Lпр.раб* = *Lпр.св* – *пр.раб* *=122,376 – 23,88 = 98,48 мм*. (7.8)

### **Проверка муфт и тормозов на работоспособность**

Работоспособность фрикционного узла оценивается по величине показателя износа

, Нм/см2 мин (5.19)

где *Aтр* – работа трения за одно включение узла

*Aтр* *=a.I2.nм*; Aтр=\*=4092 Дж

*a* – коэффициент, учитывающий тип узла; для муфт *a* = 5,8.10-3,

*I2* – момент инерции ведомых частей привода; *I2* =60

*nм* – число оборотов в минуту вала муфты или тормоза; =196

*nвк* – число включений узла в минуту; 15

*kвз* – коэффициент взаимного перекрытия; =1

*Fтр* – суммарная площадь поверхности трения. =0,4328 м2;

Нм/см2 \*мин

Допустимый показатель износа определяется по формуле

, (7.9)

где *[]* – максимально допустимая поверхностная температура, выбираемая по / 7 / = 160 С ;

*max* – максимальная относительная поверхностная температура -1,2 [7] ;

*Sox* – приведенный коэффициент поверхности охлаждения, выбирается по [ 7 ] - 2,2 ;

*b* – приведенный коэффициент, учитывающий вентиляционный эффект, выбирается по [ 1 ] - 0,08 ;

*Vср* – линейная скорость вращения ведущего диска на среднем радиусе *Rср*  =1,5 м/с ;

 Нм/см2 \*мин

### **Определение приведенного срока службы фрикционных материалов**

Срок службы фрикционных элементов определяется по формуле [ 7 ]

, мес. (8.1)

где *N* – число циклов нагружения до полного износа фрикционных элементов .

, (8.2)



*N-* принимаем 7\*106

 *nсм* – число смен работы пресса - 2 ;

*k1* – коэффициент, учитывающий простои оборудования, связанные с ремонтом и переналадкой оснастки, выбирается по [ 7 ] - 0.86

*nвк* – число включений узла в минуту - 15 ;

*k2* – коэффициент, учитывающий использование пресса в течение заданного времени с различной частотой включений; [ 7 ] - 0,6

*h\** – общий ресурс на износ 5 мм ;

*Jл* –линейная интенсивность износа, определяется по [7] в зависимости от типа материала и удельного давления на поверхности *q –* 0,02 ;

*bq* – относительный показатель интенсивности износа, определяется по

[ 7 ] в зависимости от относительного времени включения и соотношения приведенного фактического давления *qф* и реального давления *q*; давление *qф* выбирается по [ 7], а давление *q* определяется по формуле (5.3) - 0,23

*Т*=0,95 10-4 7 106 / 3 \***0,86\*** 0,6 \* 15… = 28,639 мес.

## **7. Расчет уравновешивателя ползуна**

В настоящее время согласно техническим условиям безопасности уравновешиватели предусматриваются во всех прессах усилием св. 160 кН, а при числе ходов более 150 в минуту – и при меньших усилиях.

Основное назначение уравновешивателя:

* предотвращение опускания ползуна в случае поломок ГИМа или тормоза;
* обеспечение более плавной работы привода за счет снижения инерционных нагрузок и более плавной выборки зазоров в ГИМе и приводе.

При проектировании уравновешивателя важно обеспечить надежное смазывание уплотнений поршня и штока, надежное крепление штока к ползуну и достаточный объем ресивера в который происходит истечение воздуха при ходе ползуна вниз.

Смазка уплотнений обычно обеспечивается периодической подачей смазки в верхнюю полость цилиндра, откуда она постепенно стекает к уплотнениям поршня и далее к уплотнениям штока. В качестве уплотнений предпочтительно применять чугунные кольца, работающие без замены несколько лет.

Конструкция уравновешивателя определяется его размерами, конструкцией и размерами ползуна, расположением уравновешивателя в станине. Во всех пневматических уравновешивателях подъемная сила создается давлением воздуха, подаваемого в нижнюю полость цилиндра. Диаметр трубы должен обеспечивать максимальный расход воздуха с минимальными потерями и обычно составляет не менее 1,5-2 ”.

Исходными данными для расчета являются ( определяем по

значениям пресса аналога ) :

nн – число ходов пресса в минуту - 60 ход/мин ;

Smax – максимальный ход ползуна - 350 мм ;

i – число цилиндров уравновешивателя - 1 ;

pa – давление воздуха в магистрали - 0,5 МПа ;

Для выполнения уравновешивателем всех основных функций необходимо, чтобы усилие его на протяжении хода с некоторым превышением соответствовало изменению вертикальной составляющей результирующей силы от веса, силы инерции и сил сопротивления. Завышение расчетного усилия уравновешивателя отрицательно сказывается на экономических показателях привода (повышение расхода энергии и снижение КПД).

Расчетное усилие уравновешивателя определяется с учетом инерционных сил

, (8.3)

 кг (8.4)

G – вес ползуна с верхней частью штампа

Gр=20837,7(1+) =19244,25 кг

Тогда диаметр цилиндра тянущего уравновешивателя (верхний уравновешиватель) будет

, (8.5)

Dу =  = 169,9 мм=0,169 м

где dшт – диаметр штока; Объем ресивера Vр принимается не менее 4 объемов уравновешивателя Vу

Vр = 4FуSmax ; (8.6)

Vр = 4\*1,69\*= 0,01938 м3

где Fу – площадь поршня уравновешивателя;

**8. Техническая характеристика пресса**

Таблица 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Размерность | Значение |
| 1. Номинальное усилие | КН | 2500 |
| 2. Ход ползуна | мм | 350±1 |
| 3. Частота непрерывных ходов | мин-1 | 60 |
| 4. Наибольшее расстояние между столом и ползуном в его нижнем положении | мм | 890±2 |
| 5. Регулировка между столом и ползуном | мм | 10±0,6 |
| 6. Размер стола (подштамповой плиты): |  |  |
|  слева - направо | мм | 1200-3,7 |
|  спереди - назад |  | 1400-2,6 |
| 7. Размер ползуна | мм | 1010,1120 |
| 11. Габариты пресса в плане  |  |  |
|  слева - направо | Мм | 5310±50,0 |
|  спереди - назад | мм | 4680±40,0 |
| 12. Наибольшая высота над уровнем пола | мм | 6400±60,0 |
| 13. Электродвигатель главного привода: |  |  |
|  тип АК-3315М2-Б |  |  |
|  мощность | кВт | 160 |
|  частота вращения | мин-1 | 975 |

**9. Стандартизация и унификация**

Для удешевления изготовления пресса следует использовать стандартизированные и унифицированные изделия.

Унифицированные изделия это элементы системы управления, фрикционные элементы, динамометры, датчики отслеживающие состояние пресса.

Стандартизированные изделия это крепёжные элементы, электродвигатели, ремни клиноременной передачи, подшипники, уплотнительные кольца, и др. уплотнения.

**10. Организация рабочего места**

Рисунок – рабочее место штамповщика

1 – КГШП 25 МН;

2 – КИН с заготовками;

3 – обрезной пресс;

4 – тара с отходом и браком;

5 – штамповщик.

**11. Техника безопасности**

Для обеспечения безопасной работы рекомендуется использовать специальные приспособления:

Устройства внешней защиты.

К ним относятся активные и пассивные ограждения, не допускающие попадание рук штамповщика в опасную зону движения рабочих частей пресса или штампа. Эти подвижные заградительные решетки крепятся непосредственно к ползуну. И если штамповщик попадает в опасную зону, то решетка выталкивает его от туда.

Устройство блокировки привода.

С помощью фотоэлементов и электронных приспособлений защиты. При попадании рук штамповщика в опасную зону цепь управления муфтой тот час же блокируется, вызывая остановку главного исполнительного механизма из-за пересечения штамповщиком светового потока защитного механизма.

Необходимо тщательно заземлять кривошипный пресс для предотвращения поражения штамповщика электрическим током при нарушении изоляции электроцепей аппаратуры.

# **Список литературы**

1. Явтушенко О. В. Проектирование и расчёт кривошипных прессов.-Запорожье,ЗНТУ,2008 – 301с.
2. Залесский В. И. Оборудование кузнечно-прессовых цехов. – М.: Высшая школа, 1973.
3. Кузнечно-штамповочное оборудование. Под ред. Банкетова А. Н., Ланского Е. Н..- М.: Машиностроение, 1982.
4. Норицын И. А., Власов В. И. Автоматизация и механизация технологических процессов ковки и штамповки. – М.: Машиностроение, 1967
5. Кривошипные горячештамповочные прессы, М. , Машиностроение, 1974, Игнатов А. А., Игнатова Т. А.