

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Л.В. Радионова

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Тема работы «Разработка конструкции фрикционного  
выталкивателя заготовок из печи сортового прокатного стана»

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ**

*ЮУрГУ-150301-2018-399.00.00.00.00 ПЗ*

*Руководитель работы:*

\_\_\_\_\_ / *О.О. Сиверин* /  
*Автор работы*

\_\_\_\_\_ / *А.К. Марков* /

*студент группы П - 448*

Челябинск  
2018

## АННОТАЦИЯ

Марков А. К. Разработка конструкции фрикционного выталкивателя заготовок из методической печи сортового прокатного стана. - Челябинск: ЮУрГУ, МиМТ - 448; 2018, 37 с. 10 ил., библиогр. список - 7 наим., 2,5 листа ф. А1, 3 листа ф. А2.

Выпускная квалификационная работа выполнена с целью проектирования механизма перемещения заготовок в методической печи - фрикционного выталкивателя. Рассмотрены конструкторские приёмы при проектировании данной машины.

В данной выпускной квалификационной работе представлена разработка конструкции фрикционного выталкивателя заготовок из методической печи. Произведен обзор и анализ известных конструкций и механизмов передвижения заготовок в нагревательной печи. Разработана кинематическая схема. Определены энергосиловые параметры, выбраны электродвигатель и редуктор. Произведены прочностные расчеты, а так же расчеты на долговечность. Машина проработана в графическом редакторе. Рассчитан прижимной механизм в виде пружин сжатия.

Представлена графическая часть на двух с половиной листах формата А1, и 3 листах формата А2, на которых изображены главный вид, вид сверху, вид сбоку, а также разрезы, выполнен чертеж делали вал и операционные эскизы его изготовления.

Разработана и представлена графическая часть.

					150301.2018.399.00.00.00.00.ПЗ		
Изм/Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Марков А.К.				Д	2	36
Пров.	Сивверин О.О.				ЮУрГУ Кафедра ПиМОМД		
Т.контр.							
Н.контр.							
Утв.	Радионова Л.В.						

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ОГЛАВЛЕНИЕ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ОБЗОР И АНАЛИЗ ИЗВЕСТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗАГОТОВОК В НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ.....	6
2. ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА ВЫТАЛКИВАТЕЛЯ.....	10
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ.....	11
4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНЫ.....	15
4.1 Расчет штанги выталкивателя.....	15
4.2 Расчет прогиба штанги выталкивателя.....	16
4.3 Расчет штанги выталкивателя на изгиб.....	18
4.4 Расчет пружины сжатия.....	19
4.5 Проектный расчет вала.....	20
4.6 Расчет вала на прочность.....	21
4.7 Расчет вала на выносливость.....	23
4.8 Расчет подшипниковых узлов.....	25
4.8.1 Расчет подшипников качения для опор приводного вала.....	25
4.8.2 Расчет подшипников качения для направляющей тележки.....	28
4.9 Расчет шпоночного соединения.....	30
5. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ АГРЕГАТА.....	32
6. МАРШРУТНЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС	

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ ВАЛ .....	34
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	35
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	36

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

## ВВЕДЕНИЕ

Важным вспомогательным оборудованием методических печей сортовых прокатных станов являются выталкиватели. Они служат для выталкивания заготовок из печи при нагревании заготовок в них. Прямым образом влияют на производительность печи.

Было принято решение сконструировать фрикционный выталкиватель и проработать принцип охлаждения узлов машины.

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1. ОБЗОР И АНАЛИЗ ИЗВЕСТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗАГОТОВОК В НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ

В печах с торцевой загрузкой заготовок используют толкатели, при боковой разгрузке - выталкиватели. Также возможно перемещение заготовок в печи с помощью шагающих балок.

По способу передачи толкающего усилия существуют различные конструкции толкателей и выталкивателей: реечные, винтовые, рычажные и фрикционные. Для привода выталкивателей преимущественно используют электрический привод, но существуют конструкции с установленными гидравлическим или пневматическим приводами.

Винтовой толкатель подаёт в печь заготовки, продвигает их по ходу печи и выгружает через окно выдачи. Вследствие низкого КПД винтовой пары, применяется обычно только при небольших усилиях проталкивания заготовки (до 500 кН). Недостатками подобного механизма является то, что гайка относительно быстро изнашивается (срок службы около 2-х лет). Из-за того, что она имеет большие размеры и требует точной обработки, она сложна в изготовлении.

Значительно надёжнее и долговечнее реечные толкатели и выталкиватели. Реечный толкатель предназначен для перемещения отдельных блюмов и слябов с рольганга в нагревательную печь и продвижения через неё всего ряда. Применяют при усилиях проталкивания заготовок до 2...2,5 мН. Поскольку редуктор должен обеспечить большее передаточное число, в реечных выталкивателях обычно применяют редуктор более сложной конструкции. Перемещение штанги в данных механизмах достигается путем перемещения ее с помощью зубчатого колеса по зубчатой рейке. [1]

Фрикционный выталкиватель применяют для выдачи из печи горячих слитков, профилированного проката. Выталкиваются заготовки штангой в торец. Они являются наиболее экономичными по расходу электроэнергии и

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

практически

простыми и удобными. Ход штанги во фрикционном выталкивателе достигает 6 м и более, скорость до 1 м/с. Толкающее усилие не превышает 5...10 кН. Фрикционный выталкиватель схематически изображен на рисунке 1.

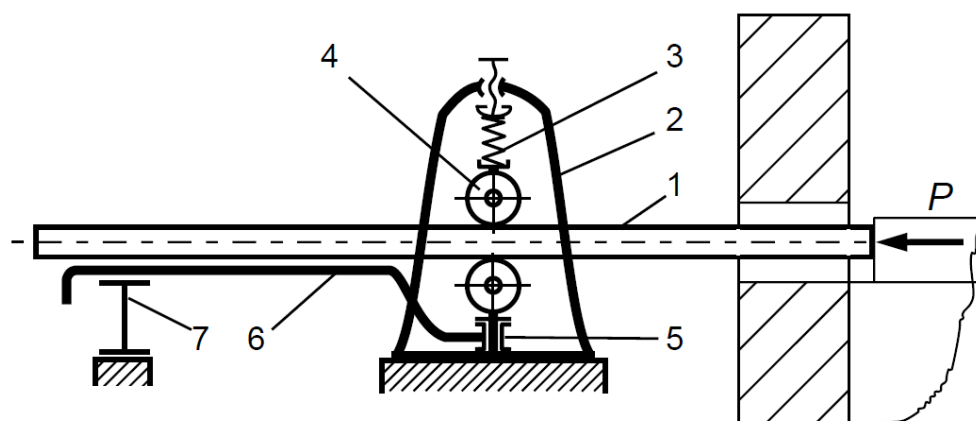


Рисунок 1. Схема фрикционного выталкивателя.[1]

Штанга, в виде длинной трубы, 1 движется возвратно-поступательно от двух фрикционных роликов, установленных на подшипниках в передней стойке 2. Необходимое толкающее усилие создается в результате того, что верхний ролик прижимает штангу к нижнему ролику при помощи нажимных винтов, или буферных пружин, или пневматического цилиндра 3. Оба ролика вращаются приводом в разных направлениях или ведущим является нижний ролик. Штанга движется по направляющей балке 6, которая одним концом опирается на заднюю стойку 7, а другим - на вертикальную цапфу 5 передней стойки. Это дает возможность поворачивать штангу в горизонтальной плоскости на небольшой угол для выталкивания из печи перекосившихся слитков.

Еще одним вариантом является уравнивающая тележка на заднем конце штанги для предупреждения провисания штанги при её движении.

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Устройство будет являться вталкивателем, когда оно служит для вталкивания (например, труб в печь), и выталкивателем, когда оно предназначено для выталкивания из печи заготовок или труб. [6]

Рычажные толкатели применяют у печей с боковой загрузкой металла, так как толкающие штанги такого толкателя могут быть введены в печь при малых размерах окон в торцевой стенке печи.

Обычно рычажные толкатели рассчитаны на малые и средние толкающие усилия со скоростями движения 2...3 м/мин и ходом толкателя в пределах 200...600 мм. Преобразование вращательного движения двигателя в возвратно-поступательное движение толкающего устройства в рычажном толкателе с электрическим приводом происходит следующим образом (рисунок 2).

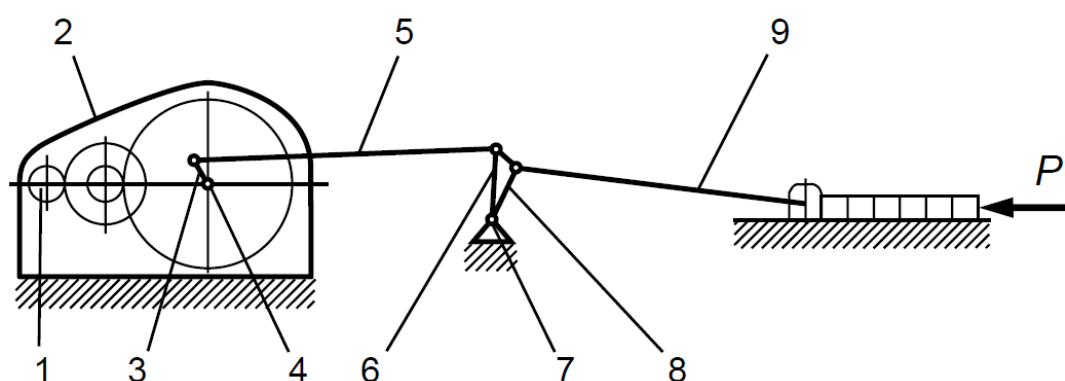


Рисунок 2. Схема рычажного толкателя

Электродвигатель вращает входной вал 1 редуктора 2 с кривошипом 3 на выходном валу 4. Кривошип соединён шатуном 5 с рычагом 6, закреплённым на валу 7.

На этом же валу насажены несколько коротких рычагов 8, к которым одним концом шарнирно присоединены толкающие штанги 9. Штанги проходят через окна печи и другим концом скользят по направляющей плите внутри печи. При движении вперёд штанги проталкивают через



нагревательную печь весь ряд длинных заготовок на величину хода. При обратном движении штанг между ними и концом ряда заготовок подаётся следующая заготовка, после чего цикл повторяется. [1]

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

## 2.ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА ВЫТАЛКИВАТЕЛЯ

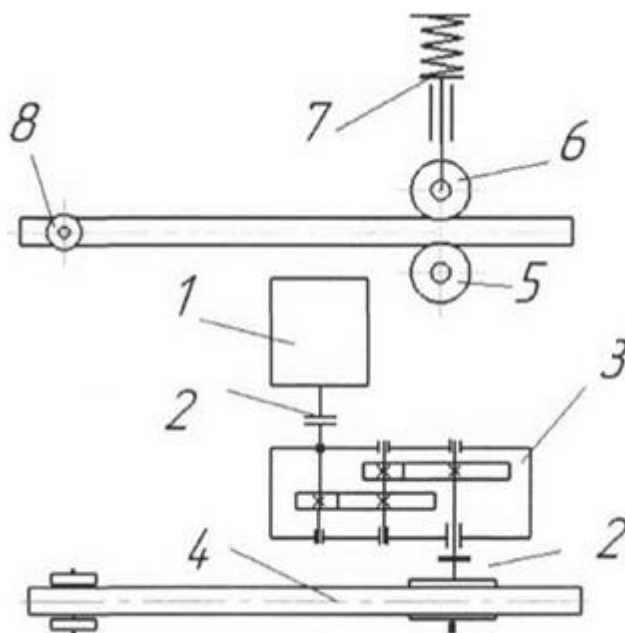


Рисунок 3. Кинематическая схема фрикционного выталкивателя.

1 - электродвигатель; 2 - муфта; 3 - редуктор; 4 - штанга; 5 - приводной ролик; 6 - нажимной ролик; 7 - нажимной механизм, 8 - уравнивающая тележка

Кинематическая схема выталкивателя данного проекта, изображенная на рисунке 3, представляет собой электродвигатель 1, который передает вращающий момент через муфты 2 и редуктор 3 на приводной ролик 5, в свою очередь последний посредством прижимного устройства 7 и ролика 6, передает вращающий момент на штангу 4, которая движется линейно, и при помощи уравнивающей тележки 8 совершает рабочий цикл.

Исходные данные для проектирования:

- Параметры заготовки: квадрат 120x120 мм, длина до 6м.
- рабочий ход штанги - 6500мм;
- Максимальный ход штанги - 7000мм;
- Скорость толкания - 0,3 м/с.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ

Лист

10

### 3.ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДА

Определим массу заготовки по формуле

$$m = \rho \cdot V, \quad (1)$$

где  $V$  - объем заготовки,  $\text{м}^3$ ;  $\rho$  - плотность металла, ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ).

$$V = a \cdot b \cdot L; \quad (2)$$

$$V = 0,12 \cdot 0,12 \cdot 6 = 0,0864 \text{ м}^3$$

Для расчета примем плотность стали  $\rho = 7850$ . [5]

$$m = 7850 \cdot 0,0864 \cdot 6 = 678,24 \text{ кг};$$

Усилие выталкивателя  $P$  (Н), определяют по формуле

$$P = Q \mu, \quad (3)$$

где  $Q$  - вес передвигаемого металла, Н;  $\mu$  - коэффициент трения между слитками и подом печи (при движении заготовки по чугунным направляющим –  $\mu = 0,2 \dots 0,5$ )

$$P = 6782,40 \cdot 0,5 = 3391,20 \text{ Н}$$

Максимальную мощность привода выталкивателя определяют по усилию и скорости толкания:

$$N_{\text{макс}} = \frac{P V}{1000 \eta}, \quad (4)$$

где  $V$  - скорость толкания,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\eta$  - коэффициент полезного действия (КПД) всего привода.

КПД подсчитывают по формуле (5).

$$\eta = \prod_{i=1}^{i=n} \eta_i. \quad (5)$$

КПД двухступенчатого цилиндрического редуктора  $\eta_1 = 0,94$ ; КПД фрикционной передачи  $\eta_2 = 0,90$ .

$$\eta = 0,94 \cdot 0,90 = 0,84.$$

$$N_{\text{макс}} = \frac{3391,2 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,84} = 1,21 \text{ кВт}.$$

Номинальная мощность двигателя определяется по формуле(6). [7]

$$N_{\text{НОМ}} = (1,2 \dots 1,4) N_{\text{макс}}. \quad (6)$$

$$N_{\text{НОМ}} = 1,2 \cdot 1,21 = 1,45 \text{ кВт}.$$

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

По найденной мощности из каталога [7] выбираем электродвигатель АМУ112М8 ( $N = 1,5$  кВт,  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>).

Таблица 1 - Основные характеристики электродвигателя

Электродвигатель	Мощность, кВт	Точное число оборотов, мин <sup>-1</sup>
АМУ112М8	1,5	727

Общее передаточное число привода равно отношению числа оборотов выбранного электродвигателя ( $n_{дв}$ ) к числу оборотов приводных роликов ( $n_{пр}$ ) [3]. Вычислим его по формуле (7).

$$i = \frac{n_{дв}}{n_{пр}} \quad (7)$$

$$n_{пр} = \frac{60V}{\pi d_{пр}}, \quad (8)$$

где  $d_{пр}$  – диаметр приводного ролика. Из конструктивных соображений, диаметр ролика выбран  $d_{пр} = 310$  мм.

$$n_{пр} = \frac{60 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,31} = 18,49 \text{ мин}^{-1}$$

$$i = \frac{735}{18,49} = 39,75 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимо подобрать двухступенчатый цилиндрический редуктор с подходящими параметрами передаточного числа и максимальным крутящим моментом на выходном валу. Для этого необходимо вычислить крутящий момент  $T$  (Нм) по формуле [7]:

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}, \quad (9)$$

где  $P_i$  - мощность в кВт с учетом КПД

$$T = 9550 \frac{1,41}{18,49} = 728,26 \text{ Нм}$$

Выбираем двухступенчатый цилиндрический типовой редуктор типа 6С2-100. Характеристики приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Основные характеристики редуктора

Редуктор	Передаточное число	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Нм	КПД
6С2-100	40	750	0,94

Таблица 3 - Силовые и кинематические параметры привода

Позиция	Мощность Р, кВт	Частота вращения $n$ , мин <sup>-1</sup>	Вращающий момент $T$ , Нм
Электродвигатель	1,5	735	19,48
Выходной вал редуктора	1,41	18,38	732,61
Выходной конец вала приводного ролика	1,27	18,38	659,88

#### 4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНЫ.

##### 4.1. Расчет штанги выталкивателя

Штангу проверяем на прочность по максимальному напряжению [1] от совместного действия рабочего усилия сжатия и изгиба. Изгиб, как правило, вызван внецентренным приложением усилия сжатия со стороны толкающих роликов или усилия в зубчатой передаче со стороны привода.

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} + \frac{M}{W_{max}} \leq [\sigma], \quad (10)$$

где  $P$  – усилие выталкивания заготовки;

$A$  – поперечное сечение штанги,

Исходя из профиля штанги, определяем площадь поперечного сечения по формуле (11).

$$A = \pi \left( \left( \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right), \quad (11)$$

где  $D$  – внешний диаметр профиля;

$d$  – внутренний диаметр профиля;

$D = 0,14$ ;  $d = 0,13$ .

$$A = 0,0021 \text{ м}^2;$$

Изгибающий момент по формуле (12).

$$M = P \cdot e, \quad (13)$$

где  $e$  – эксцентриситет;

$W_{max}$  – осевой момент инерции сопротивления при изгибе.

$$W_{max} = \frac{\pi D^2 s}{4}, \quad (14)$$

где  $D$  – внешний диаметр трубы;  $s$  – толщина стенки трубы.

$$W_{max} = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение;

$$[\sigma] \leq \frac{\sigma_T}{3}, \quad (15)$$

где  $\sigma_T$  –предел текучести материала,  $\sigma_T = 255\text{МПа}$ , что соответствует марки материала Сталь 20 для труб горячедеформированных по ГОСТ 550-75.

$$\sigma_{max} = \frac{3391,2}{0,0021} + \frac{3391,2 \cdot 0,101}{6,9 \cdot 10^{-5}} \leq \frac{255}{3};$$

$$6,57\text{МПа} \leq 85\text{МПа};$$

Условие соблюдается.

Условие устойчивости штанги по Эйлеру:

Рассчитывается максимальное усилие  $P$  [1]:

$$P = \frac{\pi^2 EI}{S(\mu l)^2}, \quad (16)$$

где  $E$  –модуль упругости,  $E = 20 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ ;

$I$  –момент инерции,  $I = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;

$S$  –коэффициент безопасности,  $S = 3 \dots 4$ ;

$\mu$  –коэффициент приведения,  $\mu = 2$ ;

$l$  –расстояние между опорами,  $l = 7\text{м}$ .

$$P = \frac{3,14^2 \cdot 20 \cdot 10^{10} \cdot 5 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot (2 \cdot 7)^2} = 16767 \text{ Н};$$

$$3391,2 \text{ Н} \leq 16767 \text{ Н}.$$

Условие соблюдается.

#### 4.2. Расчет прогиба штанги выталкивателя

Прогиб консольной балки (рисунок 4) рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta = \frac{qL^4}{8EI}, \quad (17)$$

где  $I$  –момент инерции,  $I = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$E$  – модуль упругости,  $E = 20 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ .

$L = 7000\text{мм} = 7\text{м}$ ;

$q$  - масса штанги.

$q$  будет равна массе стальной трубы, трубы для подачи воды и массе воды в них (для расчета веса принимаем длину всей штанги = 7,5м.):

$$q_{\text{труб}} = A_{\text{труб}} \cdot \rho_{\text{труб}} \quad (18)$$

По формуле (11) сечение трубы  $50 \times 1,5$   $A_{\text{м}} = 0,0009\text{м}^2$

$$q_{\text{труб}} = 0,0021 \cdot 78590 = 165,00 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$q_{\text{мтруб}} = 0,0009 \cdot 78590 = 70,73 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$q_{\text{воды}} = 0,0103 \cdot 9970 = 102,69 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$q_{\text{общ}} = 165 + 70,73 + 102,69 =$$

$$\Delta = \frac{338,42 \cdot 7^4}{8 \cdot 20 \cdot 10^{10} \cdot 5 \cdot 10^{-6}} = 0,101\text{м}.$$

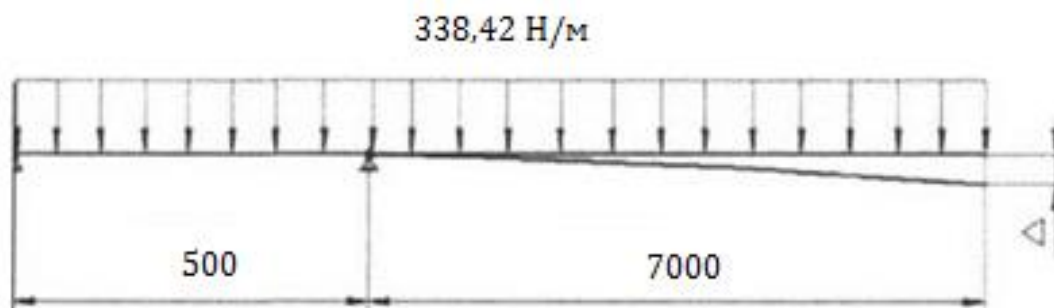


Рисунок 4. К расчету штанги выталкивателя на прогиб



### 4.3 Расчет штанги выталкивателя на изгиб

Для расчета построим эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

Самым опасным сечением с наибольшим изгибающим моментом будет сечение над опорой, в качестве которой будет уравнивающая тележка. Позиция штанги выталкивателя в максимально выдвинутом положении.

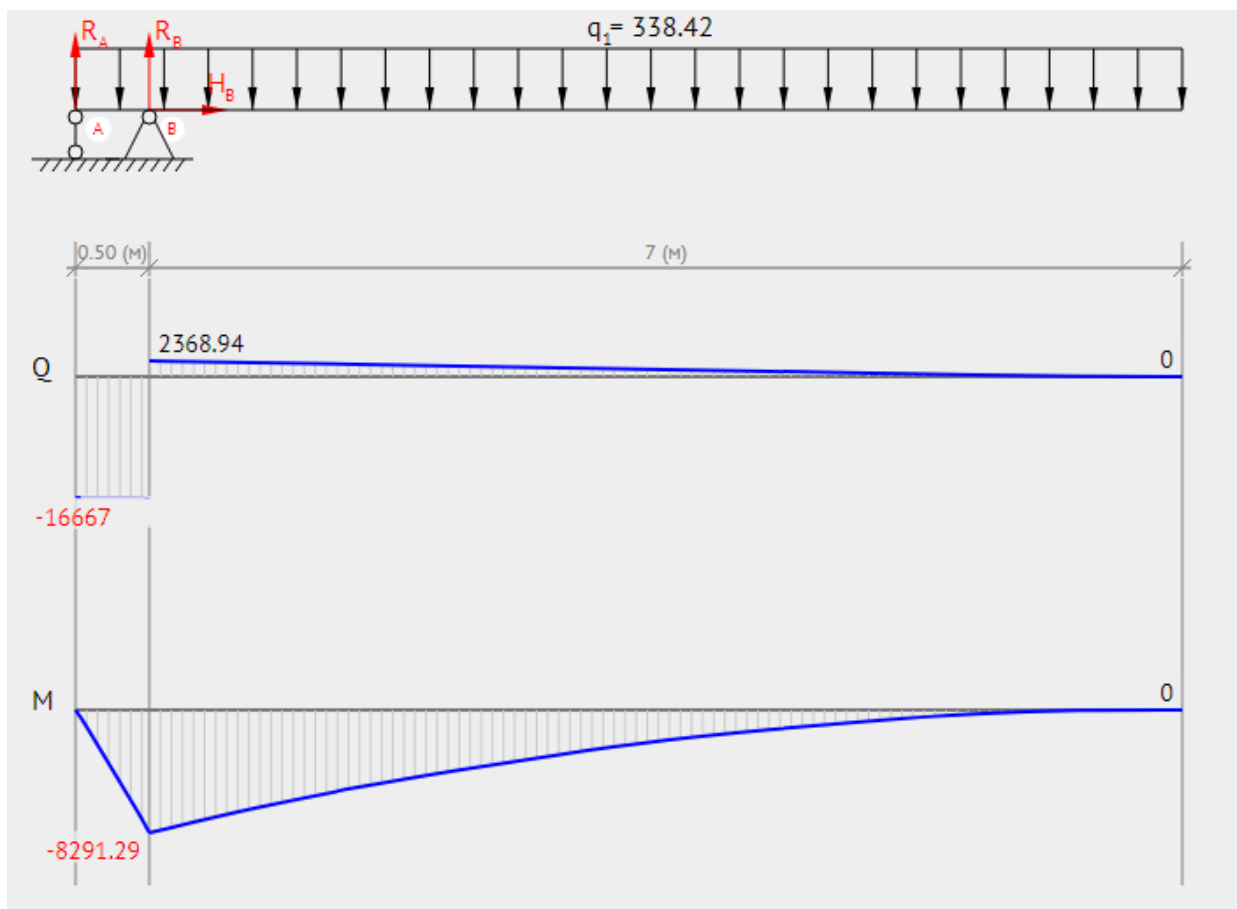


Рисунок 5. К расчету штанги выталкивателя на изгиб

Условие прочности на изгиб

$$\sigma = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma], \quad (19)$$

где  $M$  – изгибающий момент.

$$M = ql \frac{l}{2} \quad (20)$$

$$M = 338,42 \cdot 7 \cdot \frac{7}{2} = 8291,29 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$W_x$  – осевой момент инерции сопротивления при изгибе.

$$W_x = 0,000069 \text{ м}^3.$$

$$\sigma = \frac{8291,29}{69 \cdot 10^{-6}} \leq \frac{255}{2} \text{ МПа},$$

$$120,16 \leq 127,50$$

Условие соблюдается

#### 4.4 Расчет пружины сжатия

Для создания необходимого усилия на прижимной ролик, посредством которого функционирует фрикционная передача, необходимо рассчитать две пружины сжатия, а именно усилие, обеспечиваемое ими. Исходя из условия нажимного механизма выталкивателя расчет произведем по следующей формуле:

$$F = \beta \frac{P}{\mu} \quad (21)$$

где  $\beta$  - коэффициент запаса сцепления роликов, который рекомендуется принимать в силовых передачах, равным  $\beta = 1,25 - 1,5$ ;

$\mu$  - коэффициент трения между роликами и штангой, принимаемый для трения стали по стали или по чугуну без смазки равным  $\mu = 0,15 - 0,2$  и для трения стали по стали при наличии смазки равным  $\mu = 0,04 - 0,05$ .

$$F = 1,5 \frac{3391,20}{0,15} = 33912 \text{ Н}$$

Для обеспечения необходимого усилия в механизме установим две пружины с нагрузкой на каждую 16,956 кН. Расчет произведем в программе «Компас - 3D v17.1». Расчет будем производить с ограничением на устойчивость пружины.

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

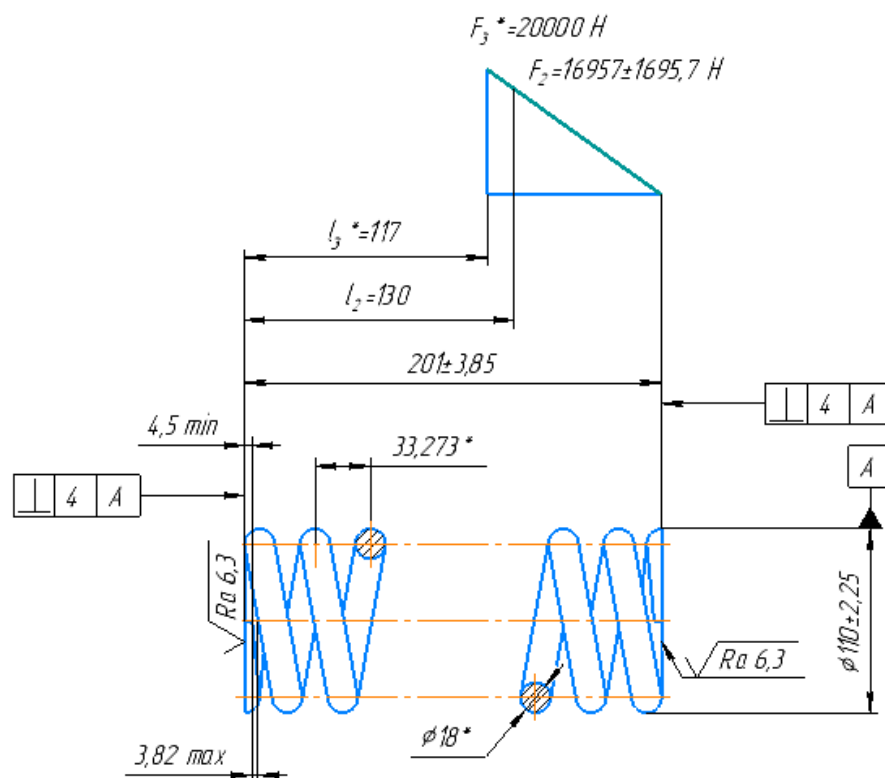


Рисунок 6. Основные характеристики и размеры пружины сжатия

Рассчитанная пружина полностью удовлетворяет предъявленным к ней требованиям. Благодаря рабочему ходу  $H = 84$  мм, при изменении силы сжатия от 0 до 20000 Н, при необходимости, можно регулировать усилие на штангу.

#### 4.5 Проектный расчет вала

Диаметр цапф вала рассчитаем из условия прочности на смятие по формуле (21). [7]

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0.2[\tau_k]}}, \quad (22)$$

где  $[\tau_k] = 15 \dots 30$  (МПа) (в формулу подставим среднее значение, исходя из небольшого количества редукционных переходов от двигателя к

исполнительному механизму).

$$d = \sqrt[3]{\frac{728,26 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 56,67 \text{ мм}$$

Полученное значение округлим до стандартного  $d = 60 \text{ мм}$ .

#### 4.6 Расчёт вала на прочность

Определим силы, действующие на вал исполнительного органа. Необходимо вычислить момент, действующий на вал, от фрикционного ролика.

$$M = P \cdot l \quad (23)$$

$$M = 3391,2 \cdot \left(0,155 + \frac{70}{2}\right) = 644,33 \text{ Нм}$$

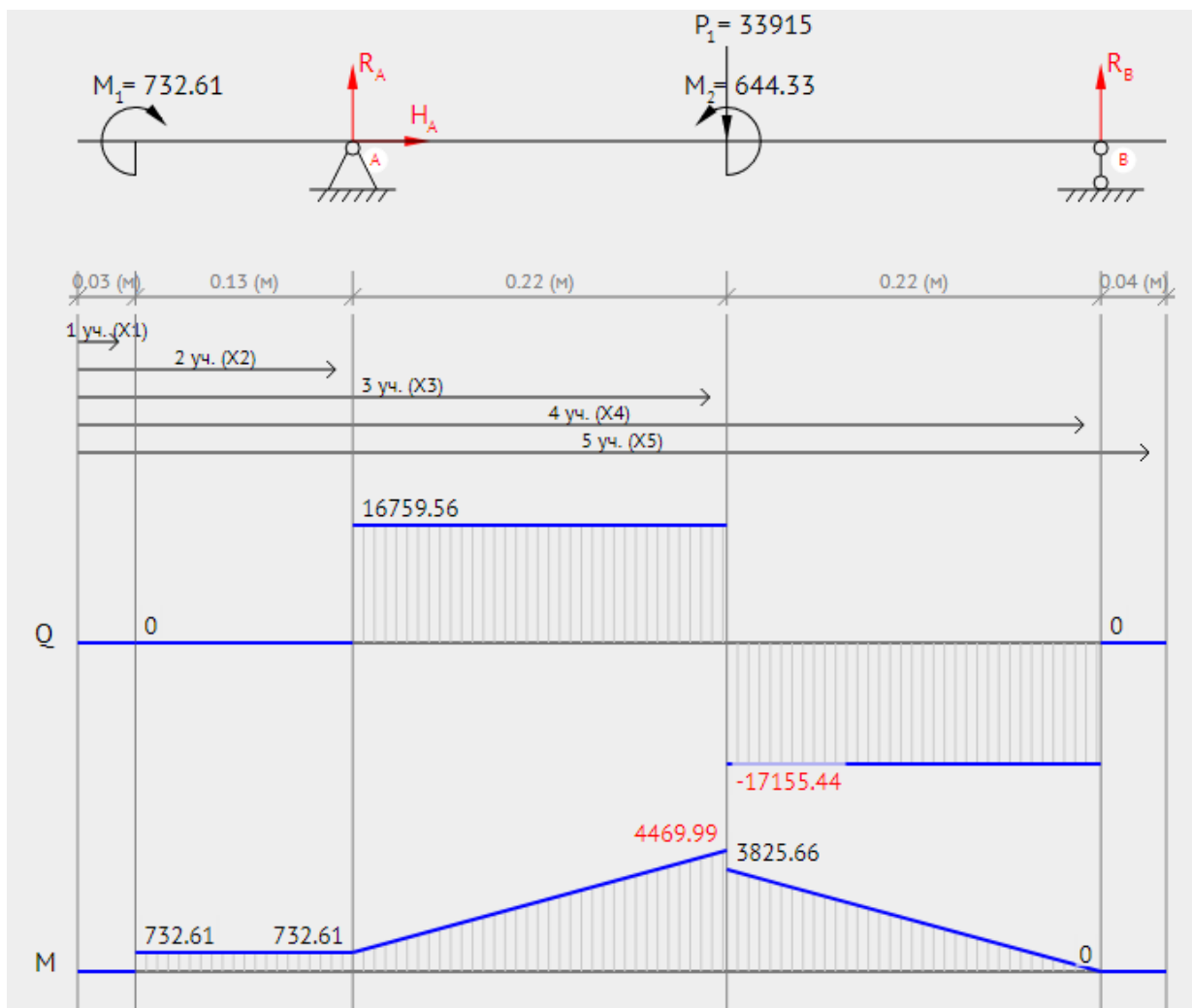


Рисунок 7. Эпюры для вала исполнительного механизма.

Определяем нормальные и касательные напряжения для наиболее опасного сечения:

$$\sigma = \frac{M \cdot 10^3}{W_x} \quad (24)$$

где  $W_x$  – осевой момент сопротивления (сечения вала с учетом шпонки).

$$\sigma = \frac{M \cdot 10^3}{\frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d}} \quad (25)$$

$$\sigma = \frac{4470 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 70^3}{32} - \frac{120 \cdot 20 \cdot (2 \cdot 70 - 20)^2}{16 \cdot 70}} = 133,83 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3}{W_p}, \quad (26)$$

где  $W_p$  – полярный момент сопротивления (сечения вала с учетом шпонки),

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3}{\frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d}} \quad (27)$$

$$\tau = \frac{732,61 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 70^3}{16} - \frac{120 \cdot 20 \cdot (2 \cdot 70 - 20)^2}{16 \cdot 70}} = 10,92 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (28)$$

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{133,83^2 + 10,92^2} \approx 134,27 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K \cdot [n]} \quad (29)$$

где  $K = 1.5$  – коэффициент перегрузки машины,  $n = 1,5$  – коэффициент запаса прочности

$$\sigma_T \geq 134,27 \cdot 1,5 \cdot 1,5 = 302,10 \text{ МПа}$$

Выбираем материал для вала Сталь 40ХН.

Таблица 4 - Механические свойства материала сталь 40ХН. [5]

Параметр	$S_B$	$S_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	Термообработка
Материал	МПа	МПа	МПа	МПа	-
Сталь 40ХН ГОСТ 8479-70	635	440	392	235	Нормализация

$$[\sigma] = \frac{440}{1,5 \cdot 1,5} = 195,55 \text{ МПа}$$

$$40,60 \text{ МПа} < 72 \text{ МПа}$$

Фактический коэффициент запаса прочности составляет:

$$n_1 = \frac{[\sigma] \cdot 1,5}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{195,55 \cdot 1,5}{134,27} = 2,18$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

#### 4.7 Расчет вала на выносливость

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Определим запас прочности из условия прочности:

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_\tau^2}, \quad (30)$$

где  $S_\sigma$  – запас прочности по нормальным напряжениям,

$S_\tau$  – запас прочности по касательным напряжениям.

Из данного условия прочности, выразим запас прочности  $S$  в чистом виде:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (31)$$

где  $[S] = 1,5 \dots 3$  – допустимый запас прочности, предшествующий разрушению.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) \frac{K_V}{K_V} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_a}, \quad (32)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left( \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) \frac{K_V}{K_V} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (33)$$

где  $K_\sigma = 1,7$ ;  $K_\tau = 1,4$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении (коэффициенты с учетом напряжения шпоночного паза в сечении),

$K_{d\sigma} = 0,75$ ;  $K_{d\tau} = 0,75$  – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабные факторы),

$\psi_\sigma = 0,1$ ;  $\psi_\tau = 0,05$  – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении,

$K_F = 1$  – коэффициент влияния шероховатости поверхности,

$K_V = 1,4$  – коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением.

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_x} \quad (34)$$

$$\tau_a = \frac{T \cdot 10^3}{2W_p} \quad (35)$$

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{\frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d}} \quad (36)$$

$$\tau_a = \frac{T \cdot 10^3}{2 \cdot \left( \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d} \right)} \quad (37)$$

$$\sigma_a = \frac{4470 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 70^3}{32} - \frac{120 \cdot 20 \cdot (2 \cdot 70 - 20)^2}{16 \cdot 70}} = 133,83 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{732,61 \cdot 10^3}{2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 70^3}{16} - \frac{120 \cdot 20 \cdot (2 \cdot 70 - 20)^2}{16 \cdot 70} \right)} = 5,46 \text{ МПа}$$

$$S_\sigma = \frac{392}{\frac{\left( \frac{1,7}{0,75} + 1 - 1 \right)}{1,4} \cdot 133,83 + 0,1 \cdot 133,8} = 1,70$$

$$S_\tau = \frac{235}{\frac{\left( \frac{1,4}{0,75} + 1 - 1 \right)}{1,4} \cdot 5,46 + 0,05 \cdot 5,46} = 31,12$$

$$n = \frac{1,7 \cdot 31,12}{\sqrt{1,7^2 + 31,12^2}} = 1,69 \quad [S] = 1,5 \dots 3$$

Условие выносливости выполнено, запас прочности обеспечен.

#### 4.8 Расчет подшипниковых опор

##### 4.8.1 Расчет подшипников качения приводного вала.

Конструктивно были выбраны роликовые, радиальные, сферические двухрядные подшипники 53612 ГОСТ 24696 – 81.

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25



Таблица 5 - Характеристики подшипника 53612 [4].

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы
Внутренний диаметр подшипника	d	60	мм
Наружный диаметр подшипника	D	130	Мм
Ширина подшипника	B	46	мм
Радиус монтажной фаски подшипника	r	3,5	мм
Статическая грузоподъемность	C <sub>0</sub>	166000	Н
Динамическая грузоподъемность	C	235000	Н
Масса подшипника	m	3,10	кг

Так как  $18,38 \text{мин}^{-1} \geq 10 \text{мин}^{-1}$ , то расчет подшипников качения осуществляется по статической и по динамической грузоподъемности.

Расчет подшипников качения по статической грузоподъемности:

$$P_{0r} \leq C_0, \quad (38)$$

где  $C_0$  – статическая грузоподъемность,

$P_{0r}$  – эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (39)$$

где  $F_r$  – максимальная радиальная нагрузка;

$F_a$  – осевая нагрузка.

$F_a = 0$ .

$$F_{r1} = 17156 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = 16760 \text{ Н};$$

Следовательно,  $F_r = F_{r1}$ ;

$X_0$  – коэффициент радиальной статической нагрузки для радиального

двухрядного подшипника  $X_0 = 0,6$  [4];

$$P_{0r} = 0,6 \cdot 17156 = 10293,6 \text{ Н}$$

$$10293,6 \text{ Н} < 166000 \text{ Н.}$$

Выбранный подшипник имеет запас по статической грузоподъемности.

Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности:

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник определяется по формуле (40):

$$P_r = (VXF_r + YF_a)K_B K_T, \quad (40)$$

где  $V$  – коэффициент вращения;

$K_B$  – коэффициент динамичности;

$K_T$  – температурный коэффициент.

$V = 1$  (при вращении внутреннего кольца)[4],

$$K_B = 1,5$$

$$K_T = 1,4$$

$$F_a = 0$$

$$P_r = 1 \cdot 0,6 \cdot 17156 \cdot 1,5 \cdot 1,4 = 21616 \text{ Н.}$$

Расчетный скорректированный ресурс подшипника:

$$L_{ah} = a_1 a_{23} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n}, \quad (41)$$

где  $a_1$  – коэффициент надежности;

$a_{23}$  – коэффициент, характеризующий влияние на долговечность материала подшипника и условий его эксплуатации, для шарикоподшипников сферических двухрядных;

$C_r$  – динамическая грузоподъемность;

$k$  – показатель степени.

Коэффициенты для расчета:  $a_{23} = 0,4$  (для роликовых двухрядных),  $a_1 = 1$

(вероятность безотказной работы 90%, [4]),  $k = \frac{10}{3}$  для роликовых

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

ПОДШИПНИКОВ.

$$L_h = 1 \cdot 0,4 \cdot \left( \frac{235000}{21616} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60 \cdot 18,38} = 465991 \text{ ч.}$$

Выбранный подшипник удовлетворяет условиям расчета статической и динамической грузоподъемности и имеет достаточно большой ресурс в условиях нагружения в данной проектируемой машине.

4.8.2 Расчет подшипников качения для уравнивающей тележки  
Конструктивно были выбраны роликовые, радиальные, сферические двухрядные подшипники 53505 ГОСТ 24696 – 81.

Таблица 6 - Характеристики подшипника 53505 (22205 E) [4].

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы
Внутренний диаметр подшипника	d	25	мм
Наружный диаметр подшипника	D	52	мм
Ширина подшипника	B	18	Мм
Радиус монтажной фаски подшипника	r	1,5	мм
Статическая грузоподъемность	C <sub>0</sub>	44000	Н
Динамическая грузоподъемность	C	49000	Н
Масса подшипника	m	0,18	кг

Определим частоту вращения специальных колёс тележки по формуле (8),

подставив в нее  $d_k$  – диаметр колеса уравнивающего устройства.

$$d_k = 140 \text{ мм}$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,3}{0,14\pi} = 40,9 \text{ мин}^{-1}$$

Так как  $40,9 \text{ мин}^{-1} \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ , то расчет подшипников качения осуществляется по статической и по динамической грузоподъемности.

Расчет подшипников качения по статической грузоподъемности:

Реакцию в наибольший момент нагрузки на опоре штанги толкателя в качестве уравнивающей тележки определим по рисунку 5.

$$F_r = \frac{16667}{2} = 8333,5 \text{ Н}$$

$$P_{0r} = 0,6 \cdot 8333,5 = 5000,1 \text{ Н}$$

$$5000,1 \text{ Н} < 44000 \text{ Н}.$$

Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности:

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник определяется по формуле (29):

$$V = 1,2 \text{ (при вращении наружного кольца)[4]}$$

$$K_B = 1,5[4]$$

$$K_T = 1,4[4]$$

$$F_a = 0$$

$$P_r = 1,2 \cdot 0,6 \cdot 8333,5 \cdot 1,5 \cdot 1,4 = 12600 \text{ Н}.$$

Расчетный скорректированный ресурс подшипника:

Коэффициенты для расчета:  $a_{23}=0,6$  (для роликовых двухрядных),  $a_1=1$  (вероятность безотказной работы 90%, [4]),  $k = \frac{10}{3}$  для роликовых подшипников.

$$L_h = 1 \cdot 0,4 \cdot \left( \frac{49000}{12600} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60 \cdot 40,9} = 15074 \text{ ч}.$$

Выбранный подшипник удовлетворяет условиям расчета статической и

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

динамической грузоподъемности и имеет достаточный ресурс в условиях эксплуатации в данной проектируемой машине.

#### 4.9 Расчет шпоночного соединения

Расчет шпоночного соединения на прочность проводится по напряжениям смятия (рисунок 8). Условие прочности в формуле (42).

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (42)$$

где  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемые напряжения на смятие.

$l_p$  – рабочая длина шпонки;

$h$  – высота шпонки;

$d$  – диаметр посадочной части вала;

$t$  – глубина паза на валу.

$$l_p = l - b, \quad (43)$$

где  $l$  – длина шпонки;

$b$  – ширина шпонки

Произведем расчет шпоночного соединения вала с муфтой. Шпонка 16x10x63 ГОСТ 23360-78. Вращающий момент на валу из таблицы 3.

$[\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа}$   $l = 63$ ;  $b = 16 \text{ мм}$ ;  $d = 55 \text{ мм}$ ;  $h = 10 \text{ мм}$ ;  $t = 5,4 \text{ мм}$ .

$$l_p = l - b = 63 - 16 = 47 \text{ мм}$$
$$\sigma = \frac{2000 \cdot 732}{55 \cdot 47 \cdot (10 - 5,4)} = 123,11 \cdot \text{МПа}$$

$$123,11 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

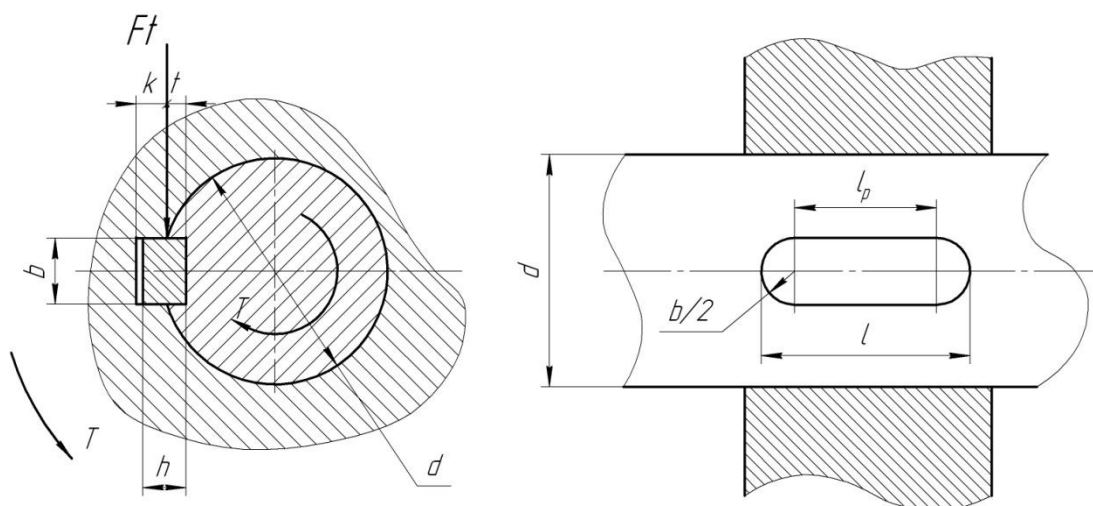


Рисунок 8. Расчетная схема шпоночного соединения.

Произведем расчет шпоночного соединения вала с приводным роликом. Шпонка 20x12x70 ГОСТ 23360-78.

$[\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}$   $l = 70$ ;  $b = 20 \text{ мм}$ ;  $d = 70 \text{ мм}$ ;  $h = 12 \text{ мм}$ ;  $t = 7,5 \text{ мм}$ .

$$l_p = l - b = 70 - 20 = 50 \text{ мм}$$

$$\sigma = \frac{2000 \cdot 645}{70 \cdot 50 \cdot (12 - 7,5)} = 81,9 \cdot \text{МПа}$$

$$81,9 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ

Лист

31

## 5. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ АГРЕГАТА

Фрикционный выталкиватель (150301.01.00.00.00.СБ) предназначен, для выталкивания заготовки из методической печи и состоит из следующих узлов: Электродвигатель соединенный при помощи муфты со звёздочкой, с амортизированными вставками, с редуктором, передающим вращающий момент при помощи муфты с торообразной оболочкой на вал, с насаженным на него приводным роликом.

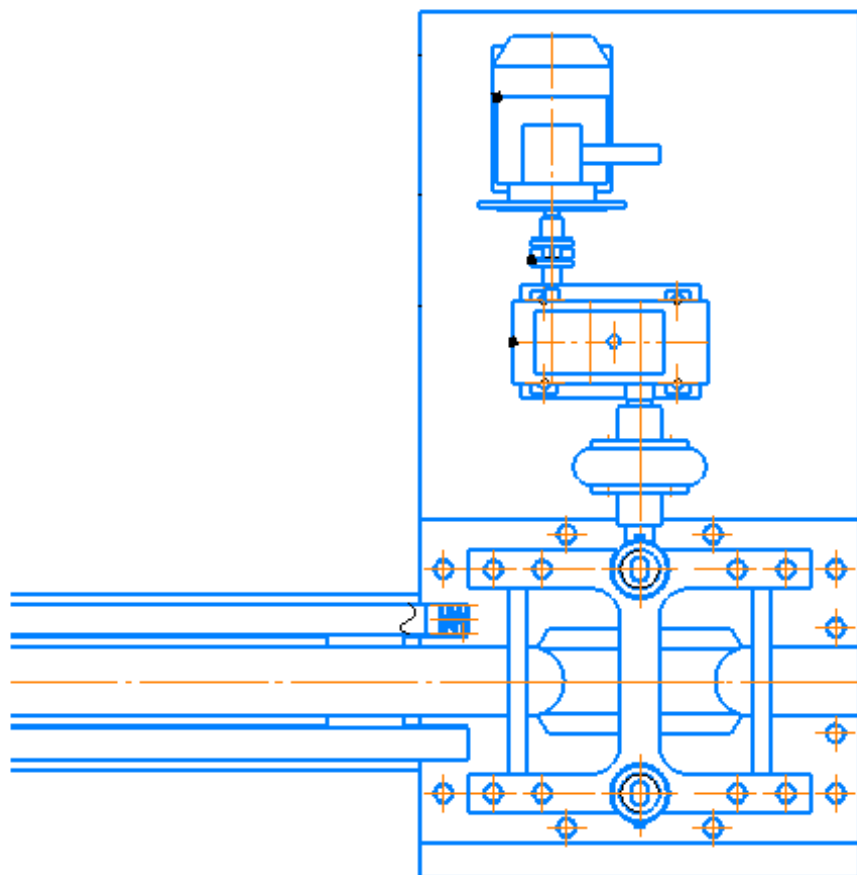


Рисунок 9. Фрикционный выталкиватель вид сверху

С помощью приводного ролика происходит передача вращающего момента на штангу. Воспринимать его штанге помогает прижимной ролик, который, благодаря установке в нажимном механизме двух пружин ГОСТ 14959-79, обеспечивает необходимое усилие на штангу, от чего механизм выталкивания справляется с поставленной перед ним проектной задачей по

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

перемещению горячей заготовки массой в 679 кг на расстояние в шесть с половиной метров, со скоростью 0,3 метра в секунду. В спроектированном механизме выталкивателя заготовок, предусмотрена система охлаждения штанги. Реализована она, путём установки тонкостенной трубы в штангу выталкивателя. Закреплена труба внутри благодаря установочным пластинам имеющим сквозные отверстия под трубу.

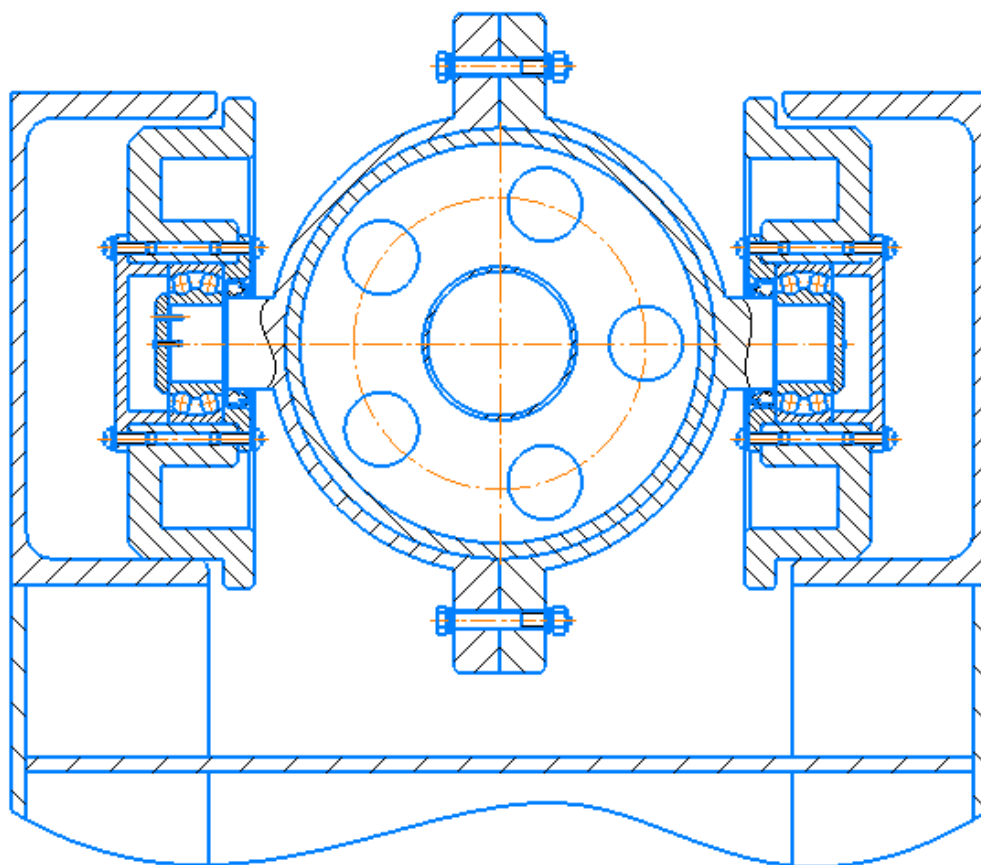


Рисунок 10. Сечение трубы в месте вспомогательных роликов.

На рисунке (10) представлено сечение штанги в месте, где расположен вспомогательный механизм уравнивания. Благодаря ему в приводной части выталкивателя, удалось избежать сложных конструктивных решений, что упростило изготовление и эксплуатацию механизма. Стоит отметить, что станина сделана посредством сварки стальных швеллеров между собой, что значительно удешевило производство станины механизма.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ

Лист

33



## 6. МАРШРУТНЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ ВАЛ

Таблица 7 - Маршрутный технологический процесс изготовления  
детали вал.

Номер операции	Название операции	Вид обработки
00	Заготовительная с ЧПУ	Отрез заготовки мерной длины.
05	Токарная с ЧПУ	Черновая обточка – первый установ. Подрезка торца. Центровое отверстие.
10	Токарная с ЧПУ	Черновая обточка – первый установ. Подрезка торца. Центровое отверстие.
15	Токарная с ЧПУ	Чистовая обточка – первый установ. Резьба М60х2. Канавка под выход шлифовального круга.
20	Токарная с ЧПУ	Чистовая обточка – второй установ. Резьба М60х2. Канавка под стопорное кольцо. Канавка под выход шлифовального круга.
15	Фрезерная с ЧПУ	Шпоночные пазы. Пазы для стопорных шайб.
20	Шлифовальная с ЧПУ	Шлифование шеек валов.
30	Контрольная	

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Произведен обзор и анализ известных конструкций механизмов перемещения заготовок в нагревательной печи.

В ходе выпускной квалификационной работы была выбрана кинематическая схема фрикционного выталкивателя заготовок из методической печи прокатного стана.

Определены характеристики привода. Спроектированы основные узлы машины. Произведены расчеты на прочность и долговечность узлов.

Выполнено проектирование пружины сжатия в программе Компас - Spring.

Представлена графическая часть в общем количестве четырех форматов А1.

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Паршин В.С., Спиридонов В. А. Толкатели заготовок для металлургических печей. - Екатеринбург: УГТУ, 2005. - 39с.
- 2 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб, пособие для студ. техн. спец, вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 8-е изд. перераб. и доп. - М.: Издательский центр «Академия», 2004. - 496 с.
- 3 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. - М.: Машиностроение, 1992. 720 с.
- 4 Подшипники качения: справочник - каталог / под ред. В.Н. Нарышкина, Р. В. Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984. -280 с.
- 5 Марочник сталей и сплавов/ В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин; под общ. ред. В.Г. Сорокина. -М.: Машиностроение, 1989 - 640с.
- 6 Справочник конструктора печей прокатного производства, т.2 / Под ред. В. М. Тымчака. – М.: Изд-во Металлургия, 1970. – 992 с.
- 7 Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 414 с.

					150301.2018.399.00.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		