

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 электромеханического устройства профилирования
опорных валков листогибочной машины»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-15.03.01-2018-00.00.00 ПЗ

Руководитель работы:
доцент, к.т.н.

_____ В.Г. Ильичев

Автор работы
студент группы П-448

_____ А.С. Семкина

Челябинск
2018

АННОТАЦИЯ

Семкина А.С. Разработка
электромеханического устройства
профилирования опорных валков
листогибочной машины. – Челябинск:
ЮурГУ, П-448, 38 с., 19 ил., библиогр.
список – 9 наим., 4 листа формата А1.

В процессе выполнения выпускной квалификационной работы рассмотрены варианты технологии производства трубных заготовок.

Выполнен анализ силового взаимодействия заготовки и инструмента в процессе формовки в вальцах.

Разработана конструкция механизма профилирования опорных валков машины для формовки, произведены необходимые прочностные расчеты.

Выполнены чертежи машины и ее узлов.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК И ТЕХНОЛОГИИ ИХ ФОРМОВКИ. ПРЕИМУЩЕСТВА ФОРМОВКИ В ВАЛЬЦАХ В СРАВНЕНИИ С ДРУГИМИ СПОСОБАМИ.....	5
2 МЕХАНИЗМ ФОРМОВКИ. КИНЕМАТИКА И УСЛОВИЯ.....	8
СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗАГОТОВКИ И ИНСТРУМЕНТА	
3 СХЕМА МЕХАНИЗМА ПРОФИЛИРОВАНИЯ ОПОРНЫХ ВАЛКОВ.....	12
4 ВАРИАНТЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ.....	13
5 МЕХАНИЗМ КОМПЕНСАЦИИ ПРОГИБА ВАЛКА.....	15
6 КОНСТРУКЦИЯ ОПОРНЫХ РОЛИКОВ.....	16
7 ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ.....	17
7.1 Оценка работоспособности подшипников.....	18
8 РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ И НАСТРОЙКИ ПОЗИЦИЙ ОПОРНЫХ РОЛИКОВ.....	20
9 ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ.....	22
9.1 Расчет пальца на срез и смятие	22
9.2 Расчет серьги на смятие и сжатие.....	24
9.3 Расчет передачи винт-гайка	26
10 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	32
10.1 Оценка работоспособности подшипника.....	32
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	35
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	36

ВВЕДЕНИЕ

Заготовки для труб больших диаметров и другие криволинейные оболочки получили широкое распространение в промышленности. Нефтегазотранспортная промышленность использует сварные прямошовные трубы большого диаметра для строительства систем трубопроводов, так как этот вид транспортировки сырья является самым эффективным. К магистральным трубопроводам предъявляются высокие требования по обеспечению надежности и безопасности.

Важную роль при этом играют не только прочностные и вязкостные свойства труб, но и их геометрические параметры. Формовка заготовок может осуществляться с использованием нескольких технологий: прессовой формовкой (УО-формовка), валковой формовкой (РВЕ-формовка), шаговой на прессе (JCO-формовка). Валковая формовка обладает наиболее равномерным распределением остаточных напряжений, а также позволяет производить широкий сортамент заготовок с относительно небольшим количеством инструмента и оснастки.

Для обеспечения настроек, обеспечивающих заданную кривизну заготовки при формовке в вальцах, требуются предварительные расчеты и моделирования процесса. Существующие методики расчета используют серьезные допущения, которые не позволяют в полной мере получить точную информацию о параметрах процесса. Моделирование на ЭВМ позволяет получать большее количество информации с большей степенью достоверности, так как оно использует большее количество зависимостей и факторов, однако для получения корректной информации эти данные необходимо сопоставлять с данными реальных экспериментов.

1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК И ТЕХНОЛОГИИ ИХ ФОРМОВКИ. ПРЕИМУЩЕСТВА ФОРМОВКИ В ВАЛЬЦАХ В СРАВНЕНИИ С ДРУГИМИ СПОСОБАМИ

Существует три основных промышленных способа для получения заготовки для получения труб:

1) УО-формовка;

Принципиальная схема УО-формовки

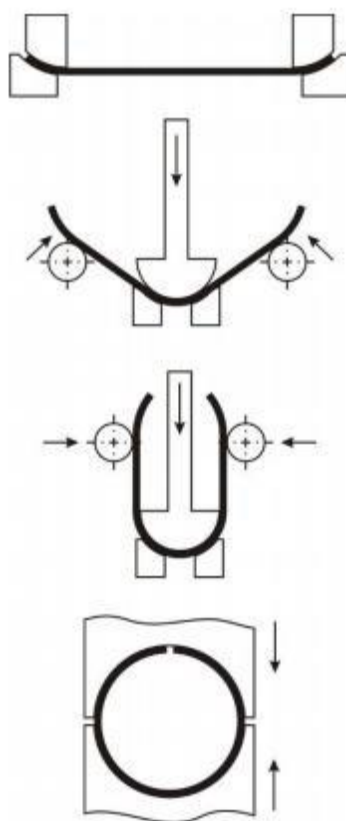


Рисунок 1 – Последовательность операций при УО-формовке

Первую операцию – загибку кромок листа с радиусом близким к радиусу готовой трубы выполняют на прессах подгибки кромок. Далее, лист корытообразной формы транспортером подается на гидравлический пресс предварительной формовки. На прессе ему придается U – образная форма за один ход траверсы со сменным штампом. Окончательная гибка листа проводится на прессе усилием от 120 до 600 МН в зависимости от диаметра

трубы и толщины листа между двумя половинами матрицы штампа, которые после полного сближения придают трубе круглую форму.

2) RBE-формовка (формовка в вальцах);

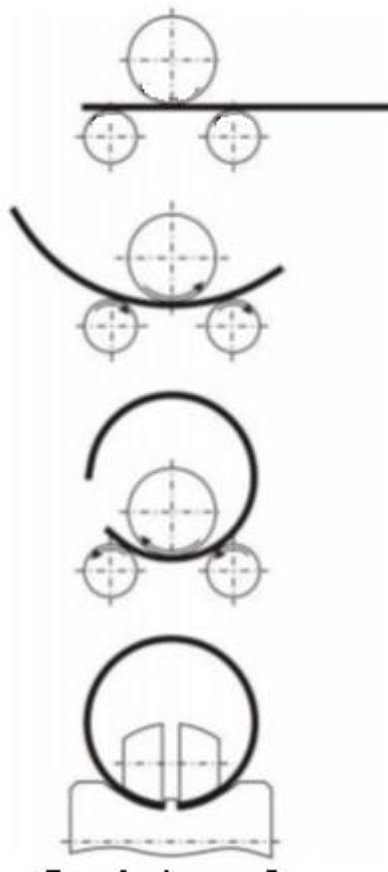


Рисунок 2 - Последовательность операций при RBE-формовке

При формовке в вальцах лист изгибается между тремя (рисунок 2) или четырьмя валками. В трехвалковых вальцах диаметр верхнего вала примерно в 1,5 раза больше диаметра нижних валков. В процессе формовки валки совершают реверсивное движение, при этом верхний валок может подниматься и опускаться для регулировки диаметра формируемой заготовки. При этом способе формовки крайние участки листа, длина которых равна половине расстояния между нижними валками, получаются плоскими. Этот недостаток устраняется подгибкой концов на прессе или на валковом стане.

3) JCO-формовка (шаговая формовка).

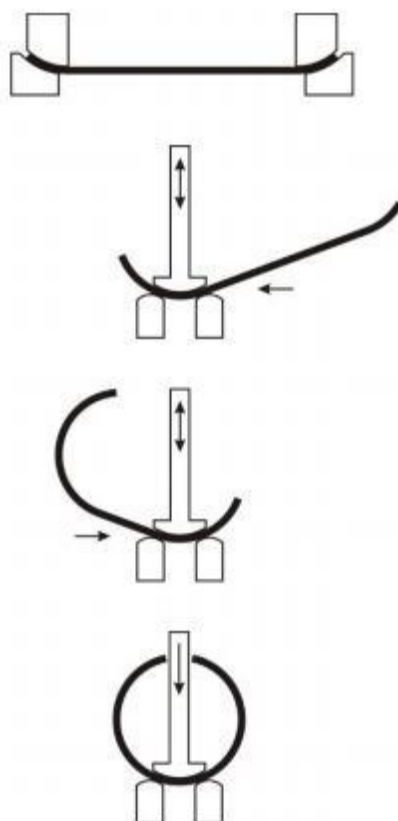


Рисунок 3 – Последовательность операций при JCO-формовке

Данный способ позволяет формовать прямошовные трубы из одного листа в два этапа. Вначале формуется одна половина листа продвижением его подвижным столом между пуансоном и матрицей с приданием C – образной формы. Затем осуществляют гибку второй половины листа

Из всех этих способов с точки зрения равномерности деформации лучшим является формовка в вальцах. Наиболее неравномерное распределение остаточных напряжений получается по способу UO-формовки.

2. МЕХАНИЗМ ФОРМОВКИ. КИНЕМАТИКА И УСЛОВИЯ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗАГОТОВКИ И ИНСТРУМЕНТА

В процессе РВЕ формовка заготовки осуществляется в приводных вальцах согласно схеме, представленной на рисунке 4. Мощность от валков передается силами трения F_i между валками и заготовкой.

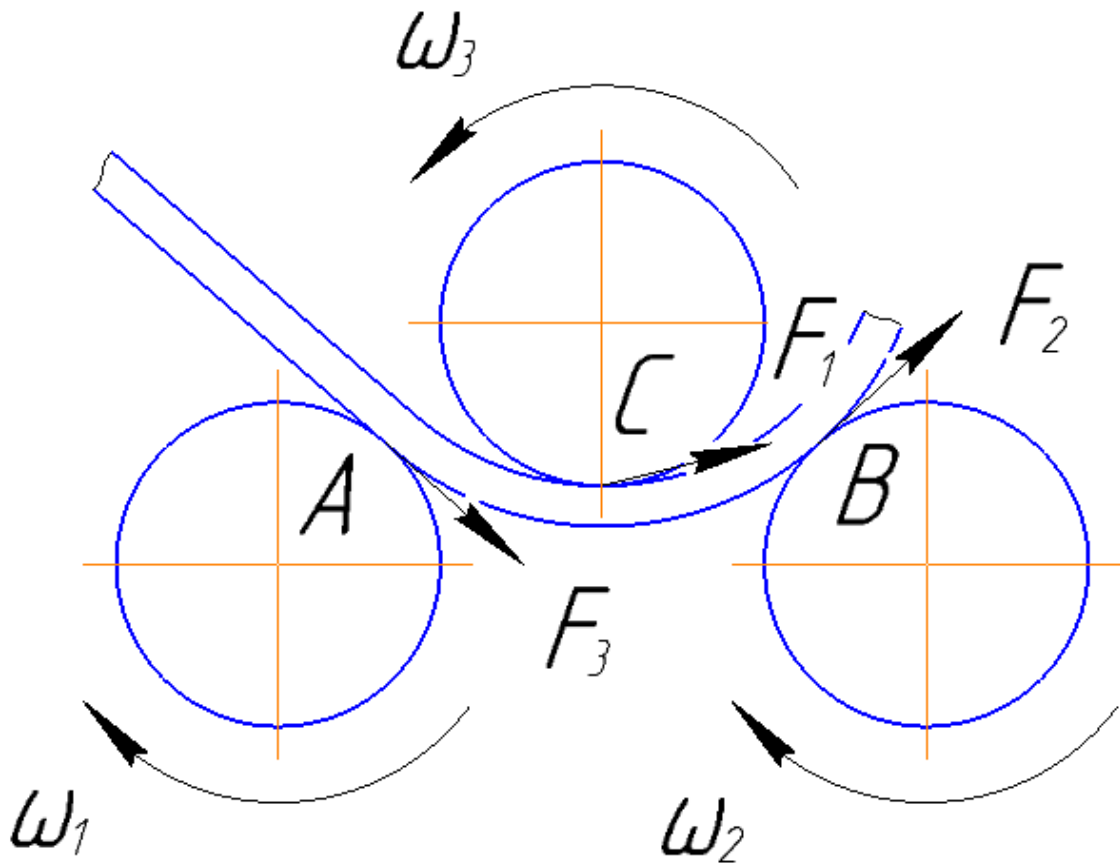


Рисунок 4 – Схема очага деформации при формовке в вальцах.

Схема приложения усилий гибки между валками представлена на рисунке 5

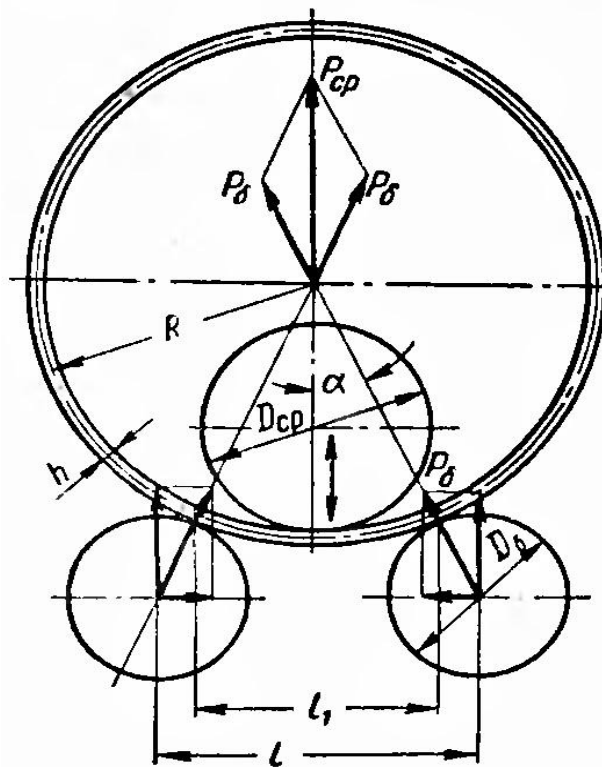


Рисунок 5 - Схема действия сил при гибке

При изгибе заготовки происходит относительное сжатие волокон на слое, находящимся на вогнутой поверхности и относительное растяжение волокон на выпуклой поверхности (рис. 6)

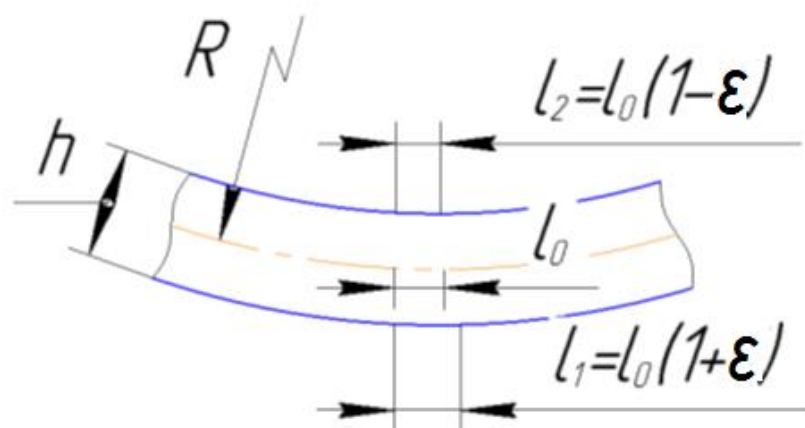


Рисунок 6 – Изгиб заготовки.

Величина сжатия и растяжения волокон на свободных поверхностях определяется зависимостью

$$\varepsilon = \frac{0,5h}{R}, \quad (1)$$

где h – толщина заготовки, R – радиус нейтрального слоя в заготовке.

Эпюра деформаций по толщине листа при изгибе представлена на рисунке 7.

При распределении напряжений по толщине листа различают упругий и упруго-пластический изгиб.

Поверхностные слои деформируются упруго-пластически, внутренние упруго. Граница между упругими и пластическими зонами находится на некотором расстоянии S_y от нейтрального слоя (рисунок 8).

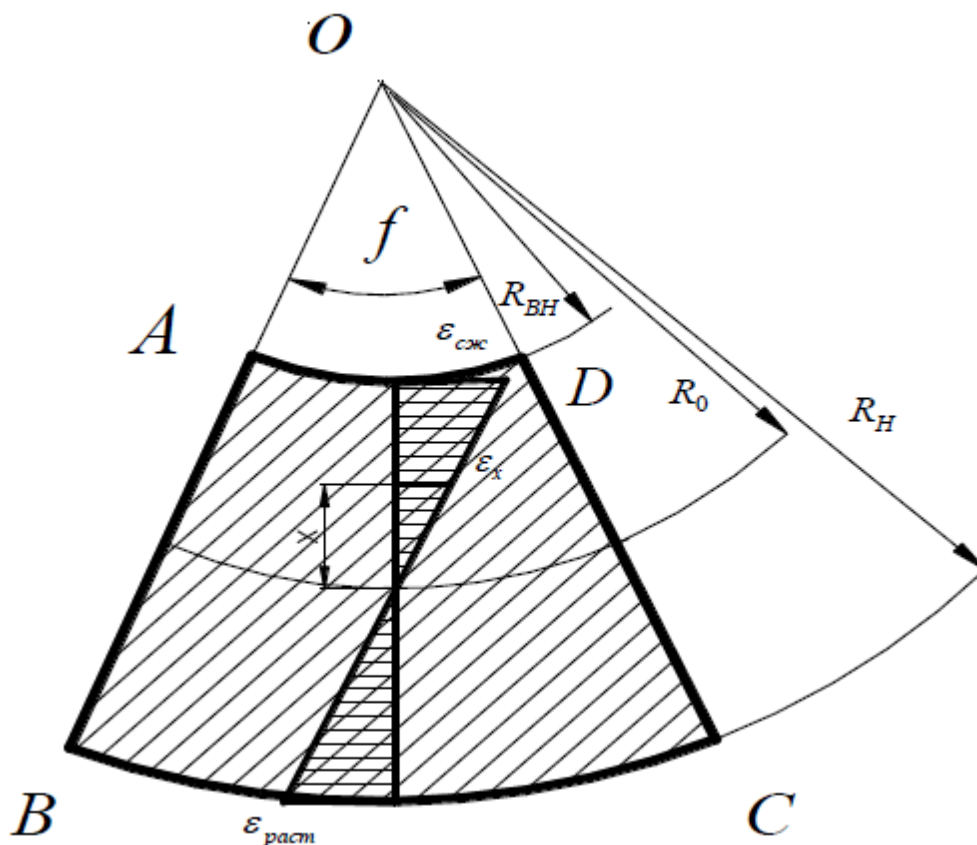


Рисунок 7 – Эпюра распределения деформаций по толщине листа при изгибе.

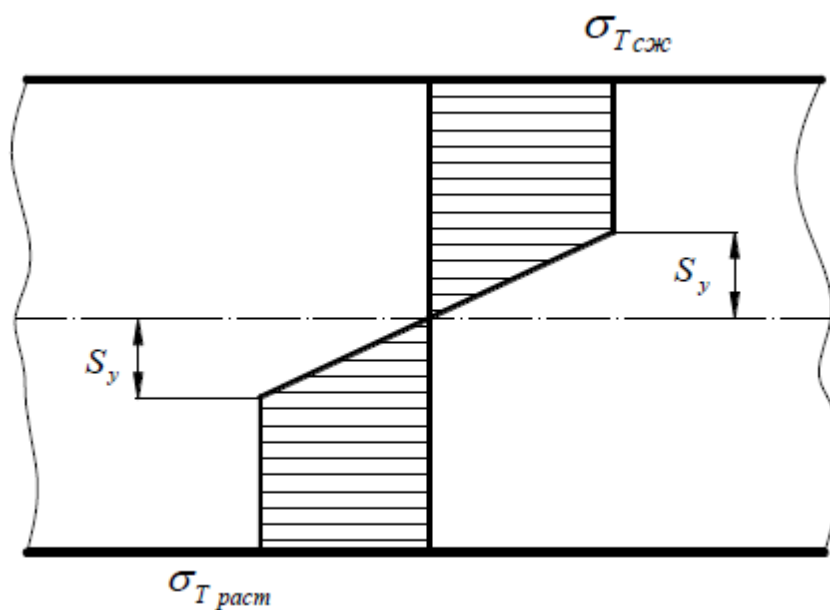


Рисунок 8 - Распределение напряжений при упруго пластическом изгибе.

Определение напряжений в зоне упругой деформации будет происходить по закону Гука, а в пластической принята равной пределу текучести для идеально пластического тела без упрочнения.

При снятии внешних нагрузок зоны пластической деформации стремятся удержать лист в деформированном состоянии, а зоны упругой деформации будут стремиться распрямить его в первоначальное состояние до изгиба, в результате чего будет возникать эффект распружинивания. Распружинивание приводит к изменению кривизны листа и угла изгиба. Такая разгрузка изогнутой заготовки приводит к появлению в ней остаточных напряжений.

В случае прогиба валков формовки их взаимное положение, за счет переменного погружения, различается по длине заготовки. В силу сплошности материала кривизна получается относительно стабильной, но возникают значительные остаточные напряжения, которое приводит к отклонению оси формы цилиндра и снижению эксплуатационной надежности изделий.

3. СХЕМА МЕХАНИЗМА ПРОФИЛИРОВАНИЯ ОПОРНЫХ ВАЛКОВ

По причине большого отношения длины бочки деформирующих валков и их диаметру, который при производстве трубной заготовки длиной $L=12\text{м}$ составляет 24 для валков диаметром 500мм, возникает существенный прогиб этих валков, что сопровождается существенной неравномерностью деформаций по длине заготовки.

Устранение этого недостатка можно обеспечить путем создания многоопорной конструкции, которая предназначена для приложения дополнительных реактивных сил, распределенных по длине валка и противонаправленных технологической нагрузке усилия формовки.

Схема устройства для реализации такой задачи представлена на рис. 9

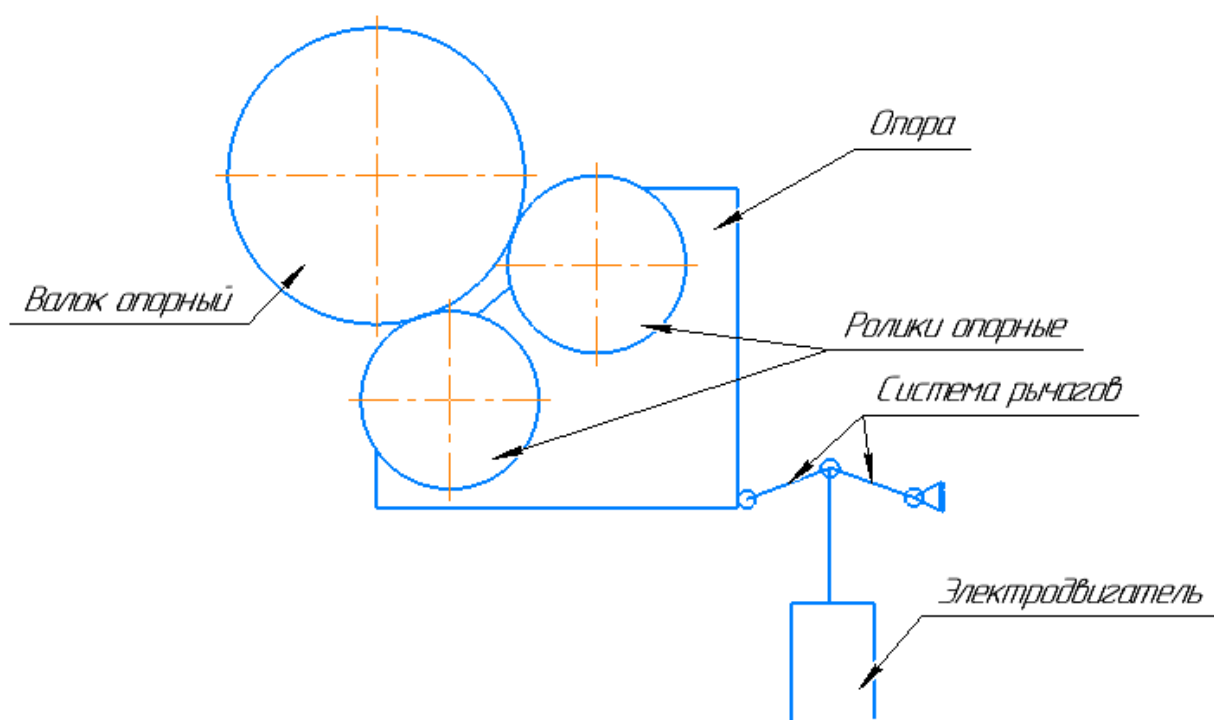


Рисунок 9 – Схема механизма профилирования геометрии межвалкового зазора.

4. ВАРИАНТЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ

Аналитический расчет закономерности распределения погонной нагрузки с учетом прогиба валка выполнить нельзя, поскольку мы приходим к трансцендентному уравнению, поэтому взяты несколько вариантов с максимальным прогибом опорного валка. В ходе проекта было построено три варианта распределения q из условий: [1]

1) q_b

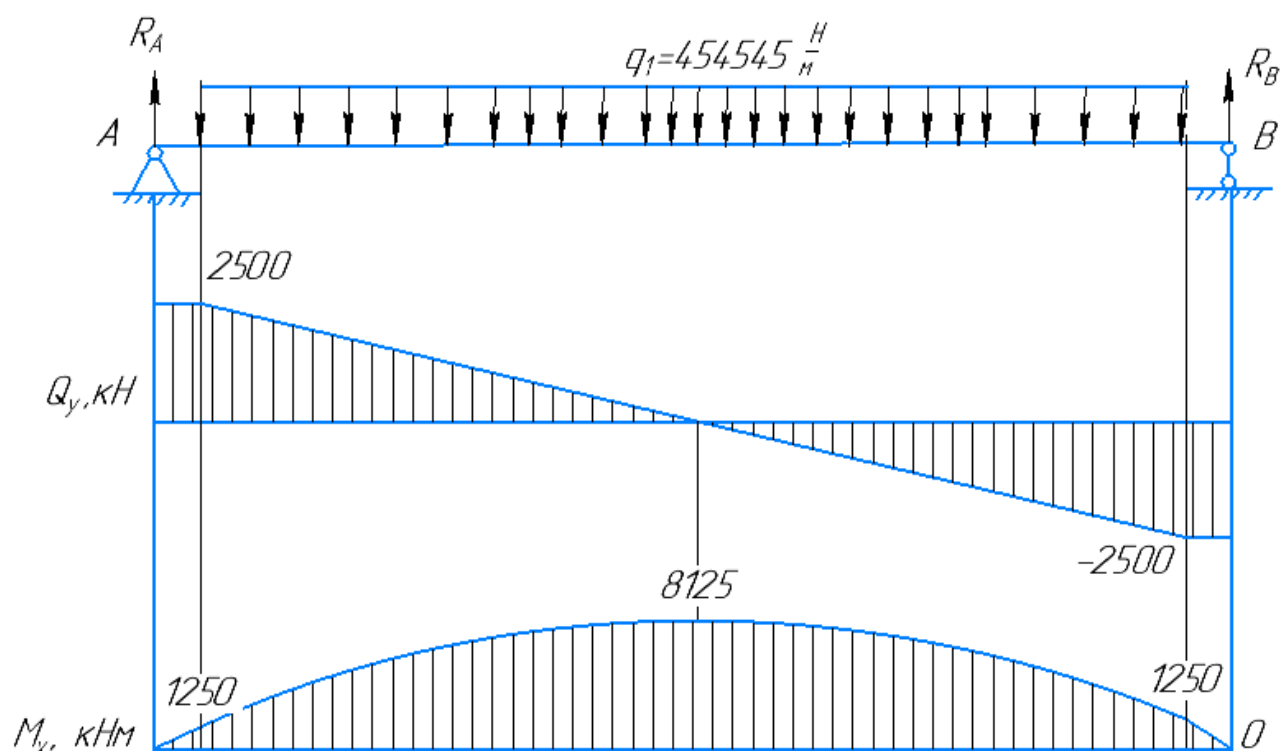


Рисунок 10 – Распределение q из условия 1.

$$2) 2q_1 \cdot 0,25b + q_2 \cdot 0,5b = q \cdot b$$

$$q_2 = 0,5 \cdot q_1$$

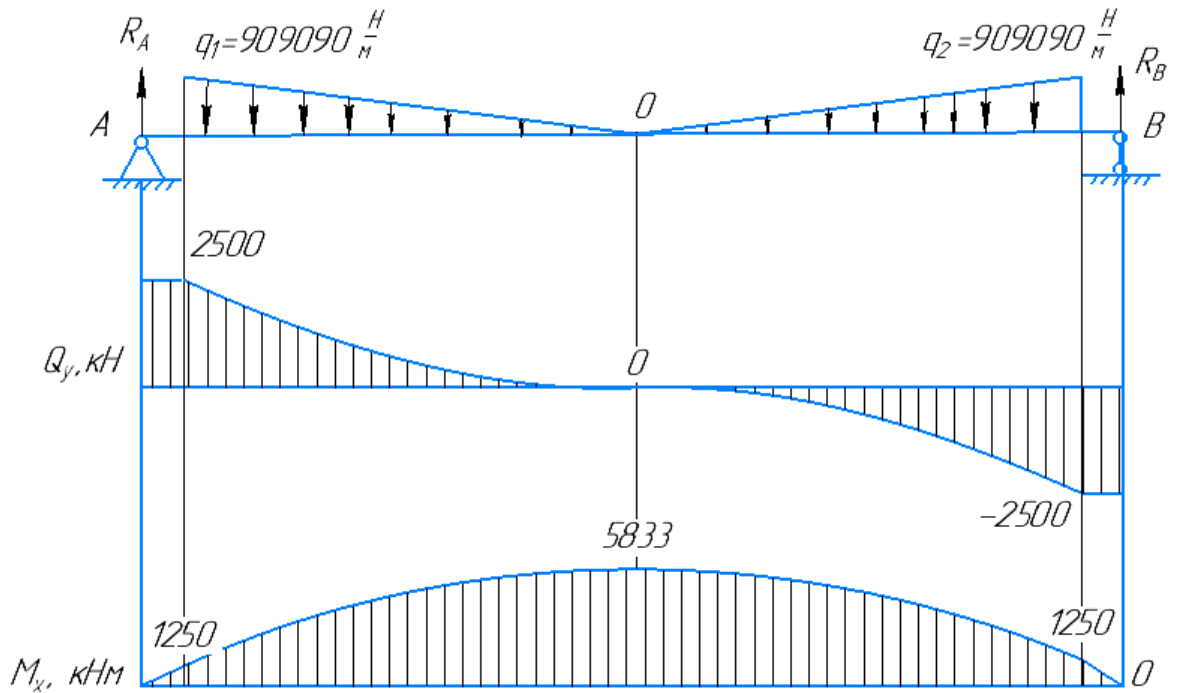


Рисунок 11 – Распределение q по условию 2.

$$3) 2 \cdot 0,5q_3 \cdot 0,5b = q \cdot b$$

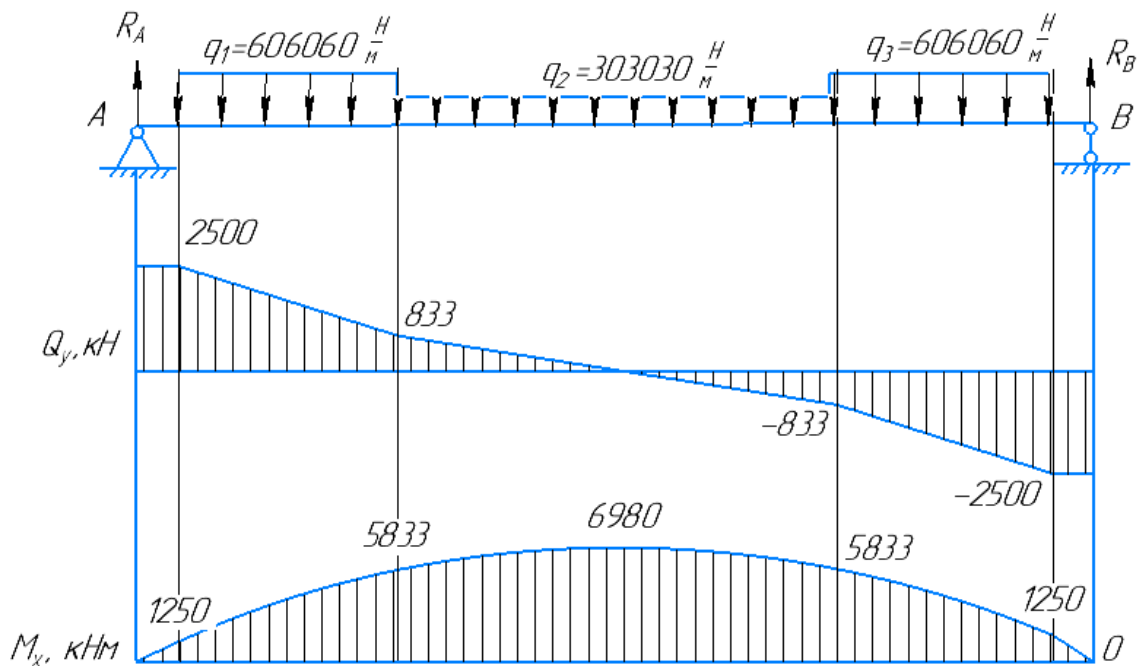


Рисунок 12 – Распределение q по условию 3.

5. МЕХАНИЗМ КОМПЕНСАЦИИ ПРОГИБА ВАЛКА

Для предотвращения прогиба валка на величину имеет выше допустимой требуется наличие промежуточных опор с механизмом управления величиной прогиба валка в зависимости от действующей нагрузки формовки. Механизм компенсации прогиба (бомбирования) в опорах позволит производить перераспределение нагрузки на валок по его длине. Для выполнения данных задач механизм бомбирования должен обеспечивать величину смещения валка, превышающую прогиб для компенсации деформаций, которые не учтены в расчетной схеме из-за сложности реальной схемы действующих нагрузок. Представленная на рисунке схема механизма позволяет производить корректировку прогиба валка. Рычажная система обеспечивает автономное перемещение роликовых опор в горизонтальном направлении, что позволяет перераспределять траекторию изгиба опорных валков при различных величинах настройки.

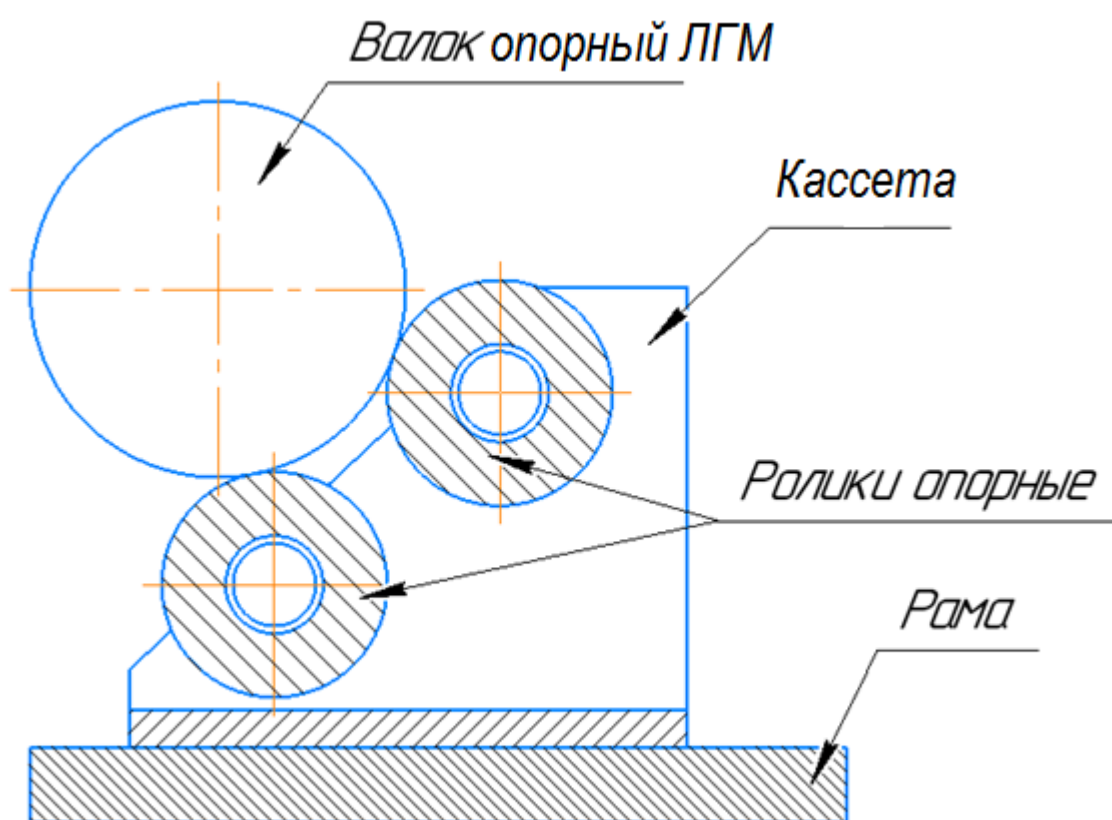


Рисунок 13 – Схема расположения опорных роликов.

6. КОНСТРУКЦИЯ ОПОРНЫХ РОЛИКОВ

Опорный ролик выполнен в виде набора специальных подшипников с утолщенными наружными кольцами и опор между ними, закрепленных на неподвижных осях. Такая конструкция (рисунок 14) позволяет путем настройки позиций опор управлять прогибом нижних валков. [2]

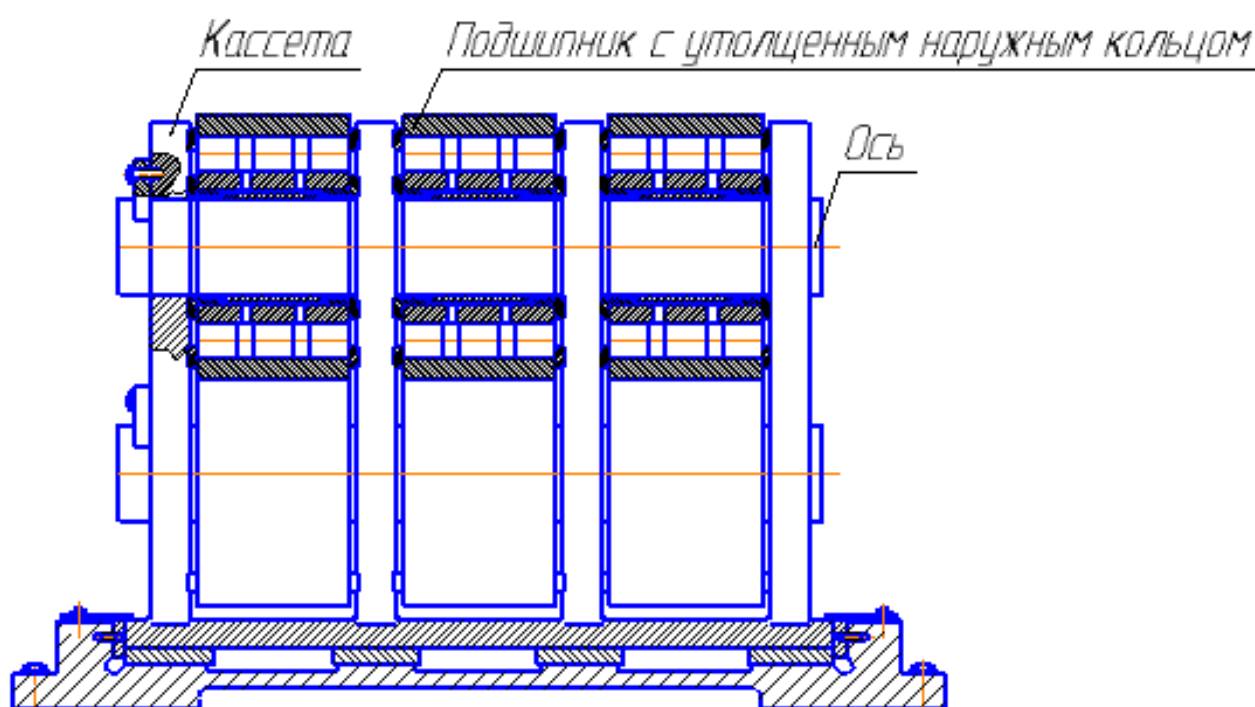


Рисунок 14 – Конструкция роликовой опоры.

Оси валков опираются на поперечные ребра сварной конструкции, которая, в свою очередь, может перемещаться по направляющим с приводом и перемещения от рычажной системы и пары винт-гайка в червячном редукторе. С целью изменения взаимного положения осей роликов и образующей валка в результате его прогиба подшипники смонтированы на осях через сферические опоры, что обеспечивает самоустановку роликов.

7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Выбор материалов и проверка по контактным напряжениям
Для опорных валков ЛГМ применяется сталь 9Х, с термообработкой до твердости 62...65 HRC. [2]

В практике прокатки на многовалковые станы, в качестве промежуточных опор принимают подшипники с утолщенным наружным кольцом, которые служат в качестве этих опор. Такие подшипники, например, производятся фирмой Коуо. Поверхность наружного кольца такого подшипника имеет высокую твердость, а сам подшипник высокую паспортную грузоподъемность. [2]

Предварительно в качестве опорных роликов выбран подшипник с характеристиками, приведенными в таблице 1.

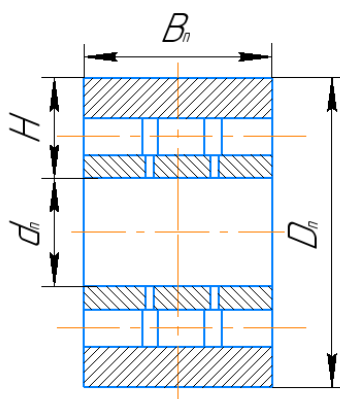


Рисунок 15 – Подшипник для опорных роликов

Таблица 1. Габаритные размеры и технические характеристики подшипника фирмы «Коуо» [2]

Диаметр внутренний	$d_n = 130 \text{ мм}$
Диаметр внешний	$D_n = 300 \text{ мм}$
Ширина	$B_n = 172,6 \text{ мм}$
Высота	$H = 84,95 \text{ мм}$
Коэффициент работоспособности	$k = 2,39 \cdot 10^6$
Статистическая грузоподъемность	$C_p = 2,12 \cdot 10^6 \text{ Н}$

7.1. Оценка работоспособности подшипника

Характеристики подшипника смотреть таблицу (1).

Втулки используются для самоустановки подшипников. Поскольку прогиб вала сопровождается угловым смещением поверхности его образующей относительно образующей роликовой опоры, в конструкции предусмотрена самоустановка роликов за счет их монтажа на осях через сферические втулки. Во избежание повреждения уплотнения, закрепительные втулки, предназначенные для монтажа самоустанавливающихся подшипников с уплотнениями, оборудованы специальной фиксирующей шайбой, имеющей выступ на обращенной к подшипнику стороне. [3]

Расчет подшипника произведем для наиболее нагруженного ролика (усилие P_y).

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником проводим по формуле (2) [4], примем $C = C_p$
(C_p – паспортная грузоподъемность 2,12 МН).

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}, \quad (2)$$

Расчет радиальной силы, воспринимаемой подшипником, примем $C = C_p$

a_1 – коэффициент надежности принимается 1;

a_2 – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации, принимается 0,7;

n – частота вращения ролика,

$n = 15,9$ мин⁻¹.

F_r – радиальная сила, действующая на подшипник, Н,

V – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, принимается 1,2;

K_b – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, принимается 1;

K_T – температурный коэффициент, принимается 1,

L_h – ресурс подшипника,

$L_h=1700$ часов.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = V \cdot F_r \cdot K_b \cdot K_T, \quad (3)$$

где F_r – радиальная сила, действующая на подшипник, Н,

V – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, 1,2;

K_b – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, 1;

K_T – температурный коэффициент, 1.

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_b \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}}, \quad (4)$$
$$F_r = \frac{2,12 \cdot 10^6}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{17000 \cdot 60 \cdot 15,9}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 605715 \text{ Н.}$$

Так как в ролике установлено 6 подшипников, тогда нагрузочная способность опорного ролика составит

$$F = 6 F_r, \quad (5)$$

$$F = 6 \cdot 605715 = 3634290 \text{ Н.}$$

В выпускной квалификационной работе студента Кочура Владислава на тему: «Модернизация листогибочной машины с целью улучшения качества производимой продукции». Было выполнено разложение сил и определены нагрузки на отдельные роликовые опоры. Согласно этим расчетам нагрузка составляет 605715 Н на опору. Эта нагрузка не превышает допустимой

$$605715 \text{ Н} < 3634290 \text{ Н,}$$

т.е подшипники выбраны верно.

8. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ И НАСТРОЙКИ ПОЗИЦИЙ ОПОРНЫХ РОЛИКОВ

На рисунке 16 показана кинематика работы механизма перемещения и крайние положения рычагов.

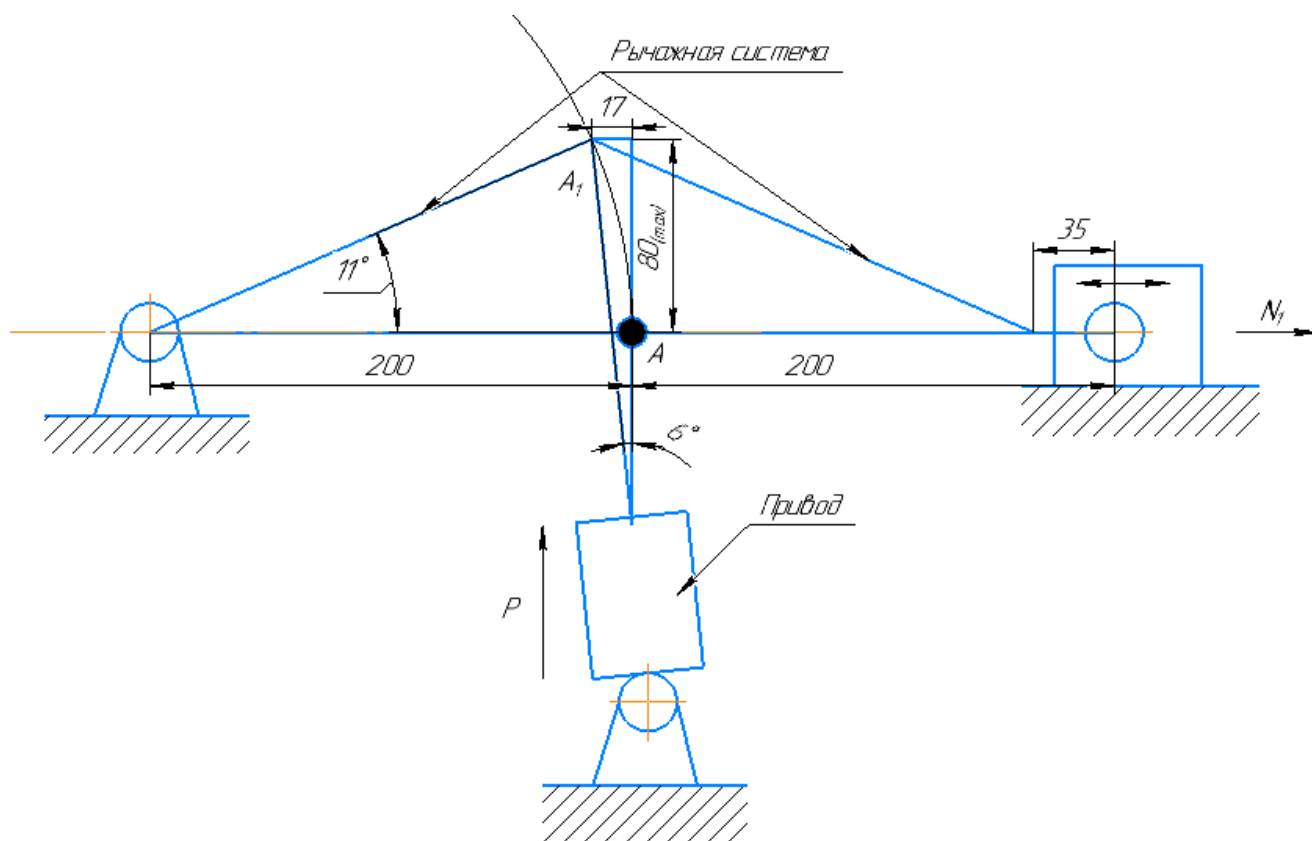


Рисунок 16 – Схема взаимного положения рычажного механизма и его привода.

Рычажная система и кассета с роликами монтируются на плите а привод, для обеспечения естественной траектории AA_1 должен иметь возможность качаться в соответствующем диапазоне.

Для исключения внецентренного сжатия, со стороны роликовой опоры с электромеханизмом соединен один рычаг, а с другой стороны два рычага (рисунок 17).

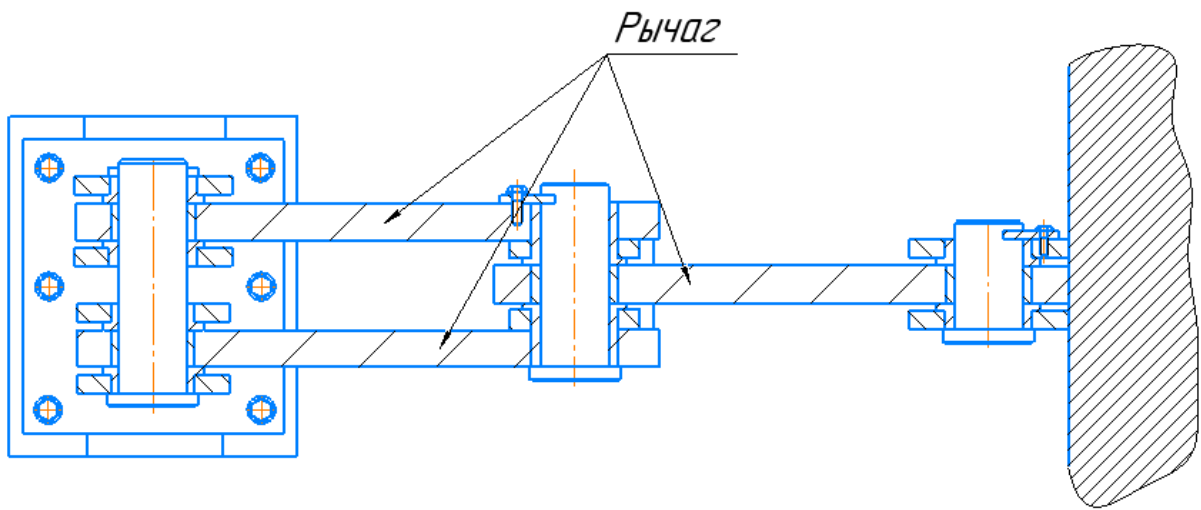


Рисунок 17 – Рычажная система механизма

9. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

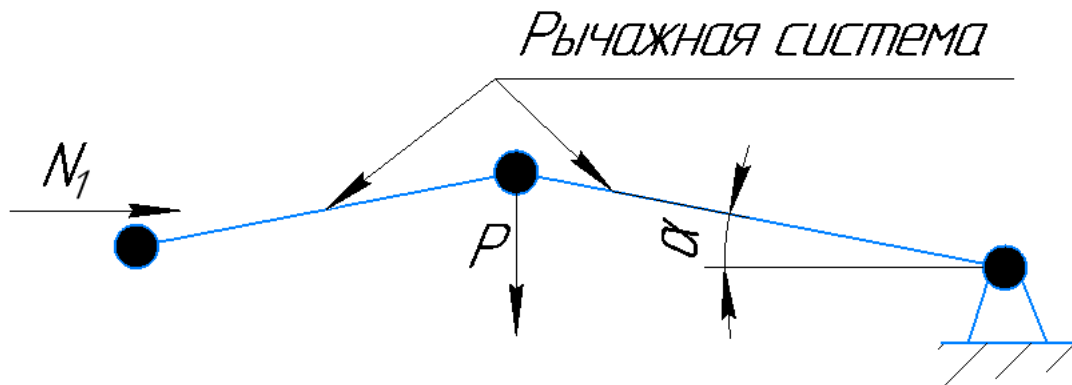


Рисунок 18 – Расчетная схема по усилиям

9.1. Расчет пальца на срез и смятие

Материал оси и втулок – сталь 30ХГСА ($\sigma_{\text{в}} = 1080$ МПа; $\sigma_{0,2} = 850$ МПа) [7].

Рычаг соединяется с проушиной (рисунок 19) при помощи цилиндрического пальца. Палец работает на срез в двух плоскостях, и смятие от действия на него тяги и проушины.

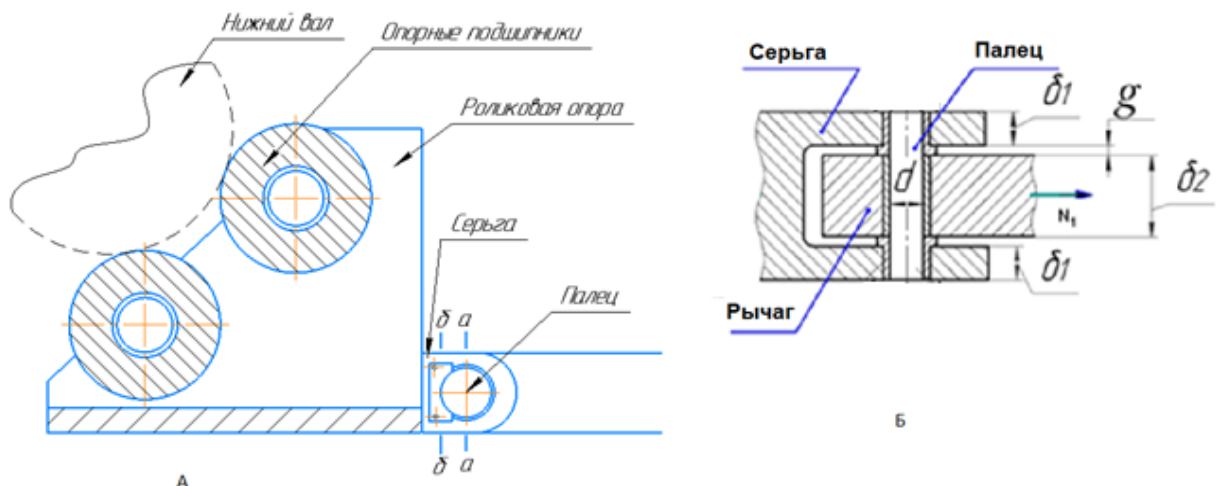


Рисунок 19 – Расчетная схема

$$\frac{N_1}{n_{\text{ср}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq m \cdot \tau_{\text{ср}}, \quad (6)$$

где $n_{cp} = 2$ – число плоскостей среза пальца;

$[\tau_{cp}] = 240$ МПа – сопротивление срезу (марка стали 30ХГСА);

$m = 0,9$ – коэффициент условий работы [7];

Отсюда

$$d \geq \sqrt{\frac{N_1 \cdot 4}{n_{cp} \cdot \pi \cdot m \cdot [\tau_{cp}]}}; \quad (7)$$
$$d \geq \sqrt{\frac{540053 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9 \cdot 240}} = 40 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 50$ мм

$$\frac{540053}{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{50^2}{4}} = 138 \text{ МПа.}$$

$$m[\tau_{cp}] = 0,9 \cdot 240 = 216 \text{ МПа.}$$

$$138 \text{ МПа} \leq 216 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

Смятие пальца происходит по половине цилиндрической поверхности (рисунок 19 б), площадь ее проекции.

$$A_{cm} = d \cdot \delta_2, \quad (8)$$

тогда из условия прочности на смятие

$$\frac{N_1}{A_{cm}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (9)$$

$$\delta_2 \geq \frac{N_1}{A_{cm} \cdot d}, \quad (10)$$

$$\delta_2 \geq \frac{540053}{300 \cdot 50} = 36 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_2 = 40$ мм,

где $[\sigma_{cm}] = 300$ МПа – в малоподвижных шарнирных соединениях.

$$\delta_1 = \frac{\delta_2}{2}, \quad (11)$$

$$\delta_1 = \frac{40}{2} = 20 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_1 = 20$ мм.

9.2. Расчет серьги на смятие и сжатие

Расчет ведется согласно методике [7], расчетная схема представлена на рисунке 19.

Материал проушин – сталь 45 ($\sigma_B = 590$ МПа; $\sigma_{0,2} = 315$ МПа).

Прочность втулки определяется её работой на смятие. Сила смятия находится по формуле

$$P_{\text{см}} = \mu \cdot F_{\text{см}} \cdot \sigma^*, \quad (12)$$

где $\mu = 1,3$ – коэффициент, зависящий от плотности и подвижности соединения;

$F_{\text{см}}$ – площадь смятия, мм²;

σ^* – разрушающее напряжение, МПа.

Т.к. соединение втулки с проушиной всегда неподвижное и неразъёмное

$$F_{\text{см}} = d \cdot \delta, \quad (13)$$

$$F_{\text{см}} = 50 \cdot 40 = 2000 \text{ мм}^2.$$

Величина разрушающего напряжения принимается равной

$$\sigma^* = \min(\sigma_B; 1,3\sigma_{0,2}),$$

где σ_B – предел прочности материала втулки, МПа;

$\sigma_{0,2}$ – условный предел текучести материала втулки, МПа.

После введения в формулы (47) и (48) числовых значений

$$\sigma^* = \min(590; 1,3 \cdot 315) = 410 \text{ МПа.}$$

$$P_{\text{см}} = 1,3 \cdot 2000 \cdot 410 = 1066000 \text{ Н.}$$

Коэффициент запаса прочности соединения

$$n = \frac{P_{см}}{N_1}, \quad (14)$$
$$n = \frac{1066000}{540053} = 1,9.$$

Проверяем проушину на сжатие в сечениях, а-а, б-б, задаваясь её основными размерами, и учитывая диаметр пальца d

$$\frac{N_1}{F} \leq m \cdot R, \quad (15)$$

где F – площадь сечения проушины, мм^2 ;

$R = 300$ МПа – сопротивление сжатию (марка стали 45).

Сечение а-а

$$F = (l_{пр} - d) \cdot \delta, \quad (16)$$
$$F = (110 - 50) \cdot 40 = 2400 \text{ мм}^2.$$

где $l_{пр} = 110$ мм – ширина проушины.

Сечение б-б

$$F = l_{пр} \cdot \delta, \quad (17)$$
$$F = 110 \cdot 40 = 4400 \text{ мм}^2.$$

После введения в формулу (15) числовых значений:

сечение а-а

$$\frac{540053}{2400} = 225 \text{ МПа}$$
$$0,9 \cdot 300 = 270 \text{ МПа}$$
$$225 \text{ МПа} < 270 \text{ МПа}$$

сечение б-б

$$\frac{540053}{4400} = 123 \text{ МПа}$$

$$123 \text{ МПа} < 270 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполняется.

9.3. Расчет передачи винт-гайка [8]

Высота подъема груза $l_{\max}=80$ мм.

Резьба трапецеидальная.

Усилие на винт

$$P = N_1 \cdot \sin \alpha , \quad (18)$$

$$P = 540053 \cdot \sin 11^\circ = 103047 \text{ Н.}$$

Выбор материалов

Для винта – конструкционная сталь 40Х с термообработкой 36...42 НRC,

$\sigma_T=750$ МПа, $\sigma_B=900$ МПа.

Для гайки – безоловянная бронза Бр.А9ЖЗЛ ГОСТ 493–79,

$\sigma_T=200$ МПа, $\sigma_B=400$ МПа.

Определение среднего диаметра и минимального шага резьбы

$$d_{2p} \geq \sqrt{\frac{P}{\pi \cdot \varphi_h \cdot \varphi_H \cdot [p_{\text{и}}]}}, \quad (19)$$

где $\varphi_h=0,5$ – коэффициент относительной высоты профиля резьбы;

φ_H – коэффициент высоты гайки. Принимаем $\varphi_H = 1,7$;

$[p_{\text{и}}]$ – допускаемое давление в резьбе: $[p_{\text{и}}]=7$ МПа.

$$d_{2p} \geq \sqrt{\frac{103047}{3,14 \cdot 1,7 \cdot 0,5 \cdot 7}} = 74 \text{ мм.}$$

Минимальное значение шага резьбы

$$P_{min} \geq \frac{\varphi_H \cdot d_{2p}}{z_{max}}, \quad (20)$$

$$P_{min} \geq \frac{1,7 \cdot 74}{10} = 12,6 \text{ мм}$$

Выбор параметров резьбы

По ГОСТ 9484 – 81 выбираем трапецеидальную резьбу Tr 90 × 18 с параметрами приведенными в таблице 3:

средний диаметр $d_2 = 80 \text{ мм} \geq d_{2p} = 74 \text{ мм}$;

Таблица 3. Параметры резьбы.

Номинальный диаметр резьбы, d	90 мм
Шаг, P	18 мм
Диаметр наружной резьбы, d	90 мм
Диаметр средней резьбы d_2	80 мм
Диаметр внутренней резьбы d_3	70 мм

Проверка условия самоторможения резьбы

Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\varphi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right), \quad (21)$$

$$\varphi = \arctg\left(\frac{18}{3,14 \cdot 80}\right) = 4^\circ.$$

Приведенный угол трения

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f}{\cos \gamma}\right), \quad (22)$$

где $f = 0,1$ – коэффициент трения в резьбе;

$\gamma = 15^\circ$ – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos 15^\circ}\right) = 5,91^\circ.$$

Так как $\varphi < \varphi'$, следовательно, самоопускания домкрата под действием груза не произойдет.

Проверочный расчет винта на прочность

В материале винта возникают напряжения сжатия от осевой силы F и кручения от момента сил трения в резьбе T_B .

Напряжения сжатия

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_3^2}, \quad (23)$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot 103047}{3,14 \cdot 70^2} = 27 \text{ МПа.}$$

Напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_k}, \quad (24)$$

где T – вращающий момент, скручивающий винт в опасном сечении, Н·мм ;

Момент сопротивления кручению поперечного сечения винта

$$W_k = 0,2 \cdot d_3^3, \quad (25)$$

$$W_k = 0,2 \cdot 70^3 = 68600 \text{ мм}^3.$$

Вращающий момент для винтового домкрата равен моменту сил трения в резьбе T_B .

$$T = T_B = P \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \varphi'), \quad (26)$$

$$T = T_B = 103047 \cdot \frac{80}{2} \cdot \tan(4^\circ + 5,91^\circ) = 720125 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

По формуле (&&) находим напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{720125}{68600} = 10,5 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное напряжение в опасном сечении винта

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_{кр}^2}, \quad (27)$$

$$\sigma_E = \sqrt{27^2 + 3 \cdot 10,5^2} = 32,5 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение сжатия материала винта

$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (28)$$

где $[S]=3$ – коэффициент запаса прочности винта.

$$[\sigma_c] = \frac{320}{3} = 106,7 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, так как

$$\sigma_E = 32,5 \text{ МПа} < [\sigma_c] = 106,7 \text{ МПа}$$

Проверка винта на устойчивость

Условие обеспечения прочности и устойчивости винта

$$\sigma_c \leq \varphi[\sigma_c], \quad (29)$$

где φ – коэффициент понижения допускаемого напряжения сжатия.

Радиус инерции поперечного сечения винта

$$i = \frac{d_3}{4}, \quad (30)$$

$$i = \frac{70}{4} = 17,5 \text{ мм.}$$

Гибкость стержня винта

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L}{i}, \quad (31)$$

где, где μ – коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта: $\mu = 2,0$

L – длина сжатого участка винта

$$L = l_{max} + \left(\varphi_H \cdot \frac{d_2}{2} \right), \quad (32)$$

$$L = 80 + \left(1,7 \cdot \frac{80}{2} \right) = 148 \text{ мм.}$$

Тогда

$$\lambda = \frac{2 \cdot 148}{17,5} = 17.$$

Этому значению гибкости соответствует коэффициент понижения допускаемого напряжения $\varphi = 0,95$ []

Устойчивость винта обеспечена, так как

$$\sigma_c = 27,8 \text{ МПа} < 0,95 \cdot 106,6 \text{ МПа}$$

Расчет гайки

Определение числа рабочих витков гайки

$$z_p = \frac{\varphi_H \cdot d_2}{P} < z_{max}, \quad (33)$$

$$z_p = \frac{1,7 \cdot 80}{18} = 7,6.$$

$$7,6 < 10$$

Принимаем $z = 9$.

Определение основных размеров гайки

Высота гайки

$$H = z \cdot P, \quad (34)$$

$$H = 9 \cdot 18 = 162 \text{ мм.}$$

Высота буртика гайки

$$h_6 = 0,25 \cdot H, \quad (35)$$

$$h_6 = 0,25 \cdot 162 = 40 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр гайки

$$D_r \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot k_{кр}}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \quad (36)$$

где $k_{кр}$ 1,3 – коэффициент, учитывающий кручение гайки;

$[\sigma_p] = 50$ МПа – допускаемое напряжение растяжения для бронзовой гайки.

$$D_r \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 103047 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 50}} = 58 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_r = 125$ мм.

Диаметр опорного буртика

$$D_6 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_{см}]} + D_r^2}, \quad (37)$$

где $[\sigma_{см}] = 70$ МПа – допускаемое напряжение смятия.

$$D_6 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 103047}{3,14 \cdot 70} + 125^2} = 132 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_6 = 160$ мм.

Проверочный расчет гайки

Проверка резьбы гайки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{\pi \cdot d \cdot k \cdot P \cdot z \cdot k_m} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (38)$$

где $k = 0,65$ – коэффициент полноты резьбы;

$k_m = 0,7$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения осевой силы по виткам резьбы;

$[\tau_{\text{ср}}] = 40$ МПа – допускаемое напряжение среза.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{103047}{3,14 \cdot 90 \cdot 0,65 \cdot 18 \cdot 9 \cdot 0,7} = 5 \text{ МПа.}$$

$$5 \text{ МПа} \leq 40 \text{ МПа.}$$

Проверочный расчет опорного буртика на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{\pi \cdot D_r \cdot h_6} < [\tau_{\text{ср}}], \quad (39)$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{103047}{3,14 \cdot 125 \cdot 40} = 6,6 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}],$$

$$\tau_{\text{ср}} = 6,6 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] = 40 \text{ МПа.}$$

Угол подъёма винтовой линии

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P}{\pi d_2}, \quad (40)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{18}{3,14 \cdot 80} = 0,07$$

КПД передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)}, \quad (41)$$

где ρ – угол трения, $\rho = 7^\circ$ при малых скоростях скольжения. [9]

$$\eta = \frac{0,07}{\operatorname{tg}(0,07 + 7)} = 0,56$$

10. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Исходные данные:

1. Рабочее усилие: $G= 103$ кН
2. Скорость поднимаемого груза $V=0.01$ м/с
3. Частота вращения выходного вала: $n=45$ об/мин
4. Коэффициент полезного действия домкрата: $\eta=0.56$

Расчет мощности P , необходимой для привода машины:

$$P = \frac{G*V}{\eta}, \quad (42)$$

$$P = \frac{103*0.01}{0.56} = 1,83 \text{ кВт.}$$

Момент на валу зубчатого колеса:

$$T = 9550 \times \frac{P}{n}, \quad (43)$$

$$T = 9550 \times \frac{1,83}{45} = 388 \text{ Нм}$$

10.1. Оценка работоспособности конического подшипника

Для расчета подшипника на радиальную нагрузку в редукторе выбран радиально-упорный однорядный роликовый подшипник 2007936 ГОСТ 27365-87

Характеристики подшипника:

Внутренний диаметр d (мм)	180
Наружный диаметр D (мм)	250
Грузоподъемность динамическая C (кН)	310
Грузоподъемность статическая C_0 (кН)	562

$$P = \frac{F}{\sin \alpha}, \quad (44)$$

$$P = \frac{103047}{\sin 16^\circ} = 373850 \text{ Н}$$

Подшипник может воспринимать нагрузку 562 000 Н, что превышает значение усилия $P = 373850 \text{ Н}$, то есть данная конфигурация подтверждает работоспособность подшипника.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения выпускной квалификационной работы рассмотрены варианты технологии производства трубных заготовок.

Выполнен анализ силового взаимодействия заготовки и инструмента в процессе формовки в вальцах.

Разработана конструкция механизма компенсации прогиба опорных валков листогибочной машины, произведены необходимые прочностные расчеты.

Выполнены чертежи механизма и его узлов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. / В.И. Феодосьев – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
2. Прокатка на многовалковых станах / П. И. Полухин, В. П. Полухин, А. Ф. Пименов, др. . – М. : Metallurgia, 1981 . – 248
3. Королев А.А. Прокатные станы и оборудование прокатных цехов. Атлас Учебное пособие для вузов. - 2-е изд. - М.: Metallurgia, 1981. 203 альбомных листа
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. Пособие для студ. Высш. Учеб. Заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 496 с.
5. Шейнтблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие. Изд-е 2-е перераб. и дополн. – Калининград: Янтар.сказ, 1999. – 454с.
6. Ицкович Г.М., Минин Л.С., Винокуров А.И. Руководство по решению задач по сопротивлению материалов: учебное пособие для вузов/ Под ред. Л.С. Минина – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк. 2001.- 592 с.
7. Яцков А.Д., Холодилин Н.Ю., Холодилина О.А. Методика расчёта монтажной и ремонтной оснастки– Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 116 с.
8. ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА: учебное пособие / сост. В. О. Варганов, М.В. Аввакумов, М. В. Колычев, В.М. Гребенникова, В. А. Романов; СПбГТУРП. – СПб., 2015. – 57 с.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2 В 3-х томах. — 8-е изд. перераб. и доп. — Под ред. И.Н. Жестковой. — М.: Машиностроение, 2001. — 912 с.