

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Факультет Материаловедения и металлургических технологий
Кафедра процессов и машин обработки металлов давлением

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ Л.В. Радионова

« _____ » _____ 20__ г.

Тема работы: «Разработка гидромеханической системы профилирования
многоопорного вала»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-22.03.02-2019-118-087 ПЗ

Руководитель работы:

_____ / В.Г. Ильичев /

Автор работы

_____ / В.В. Васильев /

студент группы П-438

Челябинск

2019

АННОТАЦИЯ

Васильев В.В. Разработка гидромеханической системы профилирования многоопорного вала.
– Челябинск: ЮУрГУ, МиМТ, П-438, 2019, 31
стр. 14 ил., библиогр. список - 8 наим., 3
чертежа формата А₁.

В данной выпускной квалификационной работе выполнена разработка гидромеханической системы профилирования многоопорного вала. Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки и графической части.

В пояснительной записке приведен анализ существующих схем формовки заготовок для труб большого диаметра, выбор и обоснование схемы формовки в соответствии с заданием. Выполнен расчет усилия гибки на нажимном валке, стрелы прогиба верхнего вала, усилия, воспринимаемое опорой и проверочные расчеты на прочность валковой системы.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 СХЕМЫ ФОРМОВКИ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ТРУБ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА	5
2 МЕХАНИЗМ ФОРМОВКИ. КИНЕМАТИКА И УСЛОВИЯ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗАГОТОВКИ И ИНСТРУМЕНТА	9
3. ДЕФЕКТЫ ГЕОМЕТРИИ ПРИ ФОРМОВКЕ И МЕХАНИЗМЫ ИХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ.....	12
4. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ УСТРОЙСТВА ПРОФИЛИРОВАНИЯ.....	14
4.1 Расчет нажимного вала на прочность и жесткость.....	16
4.2 Расчет прогиба валков	20
5. СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ВАЛКОВОЙ СИСТЕМЫ.....	22
6. КОМПЕНСАЦИЯ ПРОГИБА НАЖИМНОГО ВАЛКА.....	25
6.1 Расчет контактных усилий и определение конструктивных размеров роликового устройства	25
6.2 Выбор материалов и проверка по контактным напряжениям.....	25
6.3 Оценка работоспособности подшипников	27
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	29
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	30

ВВЕДЕНИЕ

Заготовки для труб больших диаметров (ТБД) и другие криволинейные оболочки получили широкое применение в промышленности. Нефтегазовая промышленность использует сварные прямошовные ТБД для строительства систем трубопроводов, так как данный вид транспортировки сырья является самым эффективным. К магистральным трубопроводам предъявляются высокие требования по обеспечению надежности и безопасности.

Формовка заготовок может осуществляться с использованием различных технологий: прессовой формовки (УО-формовка), вальцевой формовки (TRB-формовка), шаговой на прессе (JCO-формовка). Вальцевая формовка обладает наиболее равномерным распределением остаточных напряжений, а также позволяет производить широкий сортамент заготовок с относительно небольшим количеством инструмента и оснастки.

В представленной работе разработана гидромеханическая система профилирования многоопорного вала листогибочной машины.

1 СХЕМЫ ФОРМОВКИ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ТРУБ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

В настоящее время основное различие технологий производства прямошовных ТБД заключается в способе получения трубной заготовки из листа. В современном производстве применяют три основных технологии формовки трубной заготовки [1]:

- УО -формовка;
- TRB -формовка (формовка в вальцах);
- JCO -формовка (шаговая формовка).

Из всех этих способов с точки зрения равномерного распределения остаточных напряжений лучшим является формовка в вальцах. Наиболее неравномерное распределение остаточных напряжений получается по способу УО-формовки.

- 1) УО-формовка;

Принципиальная схема УО-формовки показана на рисунке 1.

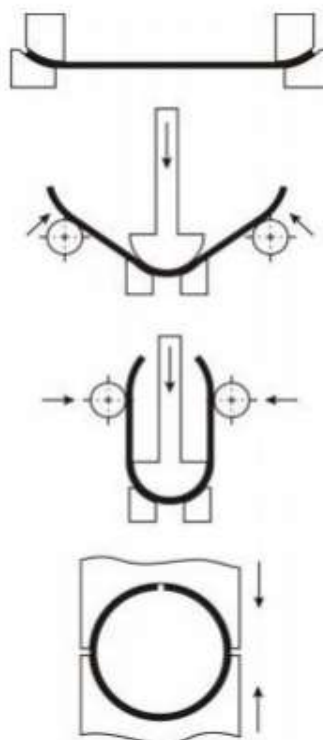


Рисунок 1 - Схема УО-формовки

При этом способе формовки (рис. 1) первая операция – подгибка кромок листа с радиусом близким к радиусу готовой трубы выполняется 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 соответствующего радиуса. 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) TRB -формовка (формовка в вальцах);

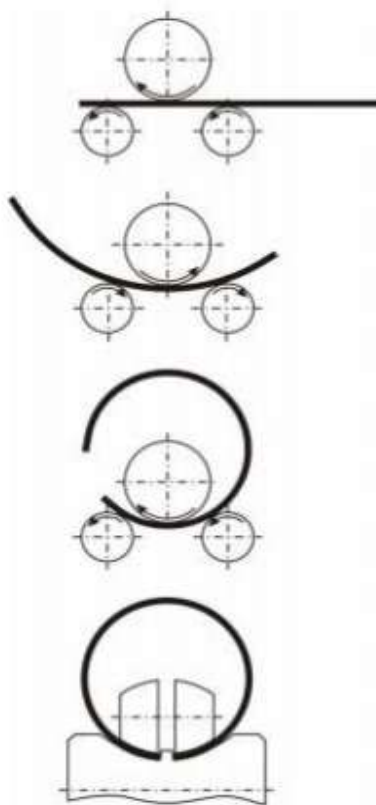


Рисунок 2 – Схема TRB-формовки

При этом способе формовке в вальцах лист изгибается между тремя или четырьмя валками (рис. 2). 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 в каждом последующем проходе опускаться для регулировки диаметра

формуемой заготовки. При этом способе формовки крайние участки листа, длина которых равна половине расстояния между нижними валками, получаются плоскими. Этот недостаток устраняется подгибкой концов на валковом стане.

Процесс TRB имеет ряд преимуществ. Основные из них – минимальная энергоемкость процесса и монотонная стабильная кривизна заготовки, которую можно задавать настройками взаимного положения валков [1].

3) JCO-формовка (шаговая формовка).

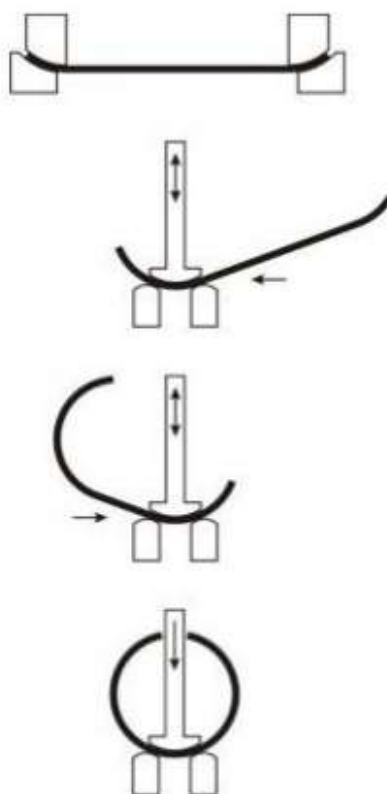


Рисунок 3 – Схема JCO-формовка

При этом способе возможно формировать прямошовные трубы из одного листа в два этапа. В первом этапе после предварительной подгибки кромочных участков, формируется одна половина листа продвижением его подвижным столом между пуансоном и матрицей с приданием С – образной формы. Затем осуществляют гибку второй половины листа.

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

Применительно к процессу TRB, формовка заготовки осуществляется в приводных валках, движущихся согласно схеме, представленной на рисунке 3. Мощность от валков передается силами трения F_i между валками и заготовкой.

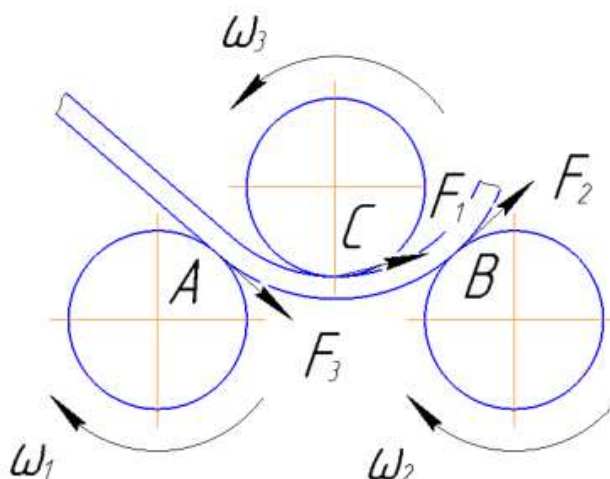


Рисунок 4 – Кинематическая схема валков

При изгибе заготовки происходит относительное сжатие волокон на слое, находящимся на вогнутой поверхности и относительное растяжение волокон на выпуклой поверхности (рис. 5).

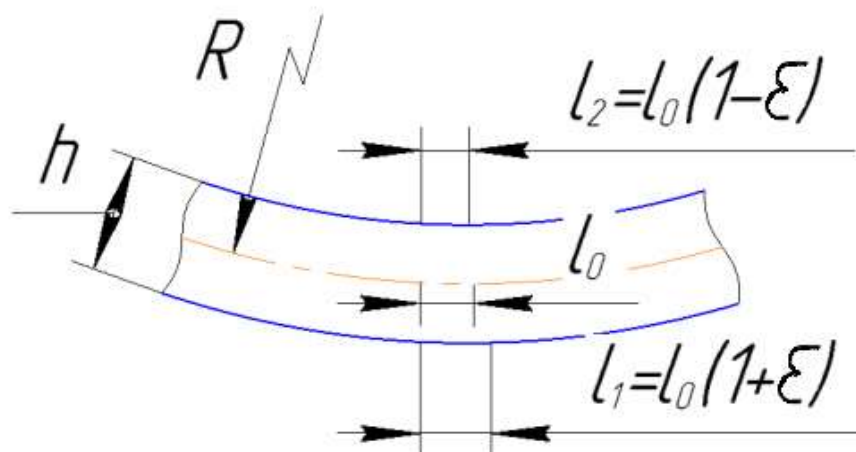


Рисунок 5 – Изгиб заготовки

Величина сжатия и растяжения волокон на свободных поверхностях определяется зависимостью:

$$\varepsilon = \frac{0,5 \cdot h}{R},$$

где h – толщина заготовки;

R – радиус нейтрального слоя заготовки.

При распределении напряжений по толщине листа различают упругую и упруго-пластическую зоны.

Поверхностные слои деформируются упруго-пластически, внутренние упруго. Граница между упругими и пластическими зонами находится на некотором расстоянии S_y от нейтрального слоя (рис. 6).

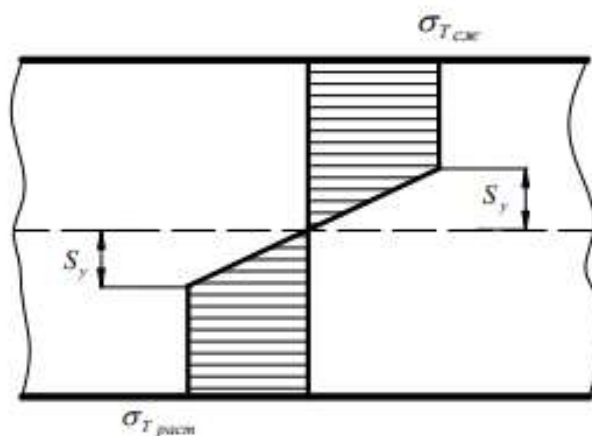


Рисунок 6 – Распределение напряжений при упруго пластическом изгибе без упрочнения

Определение напряжений в зоне упругой деформации будет происходить по закону Гука, а в пластической может быть приближенно принята равной пределу текучести для модели идеально пластического материала 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.

3 ДЕФЕКТЫ ГЕОМЕТРИИ ПРИ ФОРМОВКЕ И МЕХАНИЗМЫ ИХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ

Одним из основных требований к производству сварных труб является обеспечение высокого качества готовой продукции. При оценке качества труб существенное внимание уделяется дефектам.

На рисунке 7 представлены типовые дефекты при формовке [2] различными способами производства.

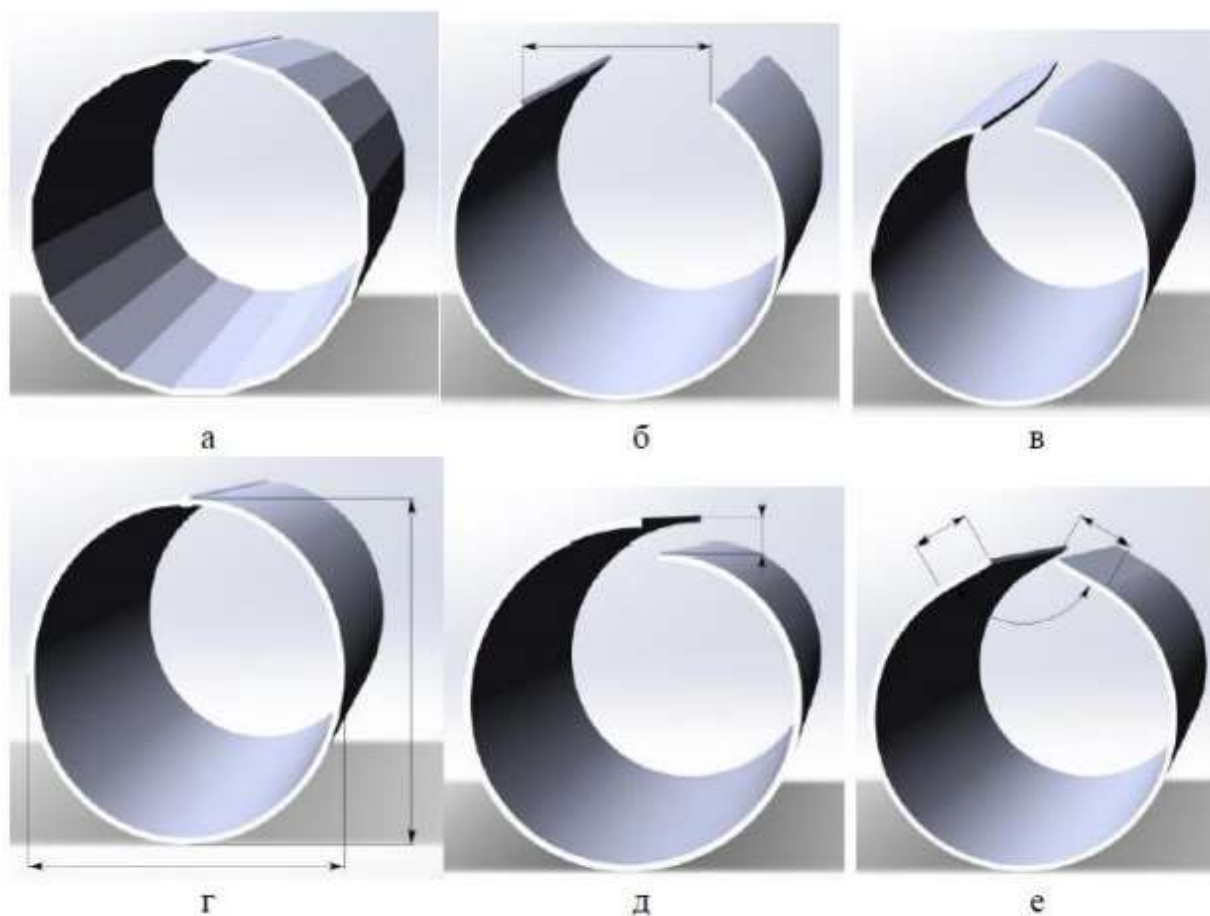


Рисунок 7 – Типовые дефекты труб, трубной заготовки после формовки:
а – многогранная форма трубы; б – недопустимый зазор между кромками трубной заготовки; в – неравномерный зазор между кромками трубной заготовки; г – овальность профиля трубной заготовки; д – смещение кромок профиля трубной заготовки по высоте; е – плоскостность прикромочной зоны перед сваркой

Главной причиной образования типовых дефектов является не параллельность образующих валков под нагрузкой (за счет прогиба валков).

Преимущественно, эта проблем связана со сравнительно большой длиной трубной заготовки и состоит в продольной деформации верхнего инструмента [3]. Данная проблема решается применением удлиненного нажимного валка (по сравнению с опорными) и двух дополнительных гидроцилиндров, осуществляющих противоизгиб (рис. 8).



Рисунок 8 – Схема нагружения нажимного валка усилиями противоизгиба:

P_1, P_2 – усилие от нажимных гидравлических цилиндров;

P_3, P_4 – усилие от гидравлических цилиндров противоизгиба

4 РАЗРАБОТКА СХЕМЫ УСТРОЙСТВА ПРОФИЛИРОВАНИЯ

Для выполнения технологических операций формовки трубной заготовки валки симметричной листогибочной машины регулируются согласно схеме, показанной на рисунке 9, с вертикальной настройкой нажимного валка и горизонтальной – опорных валков.

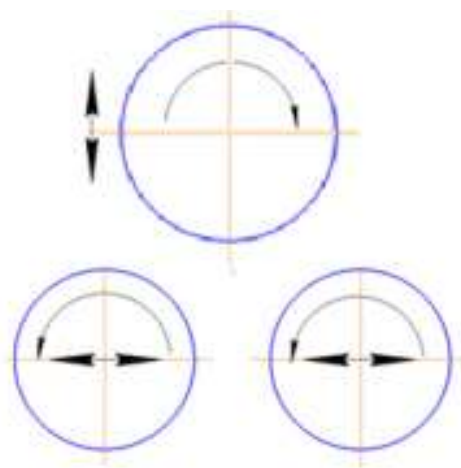
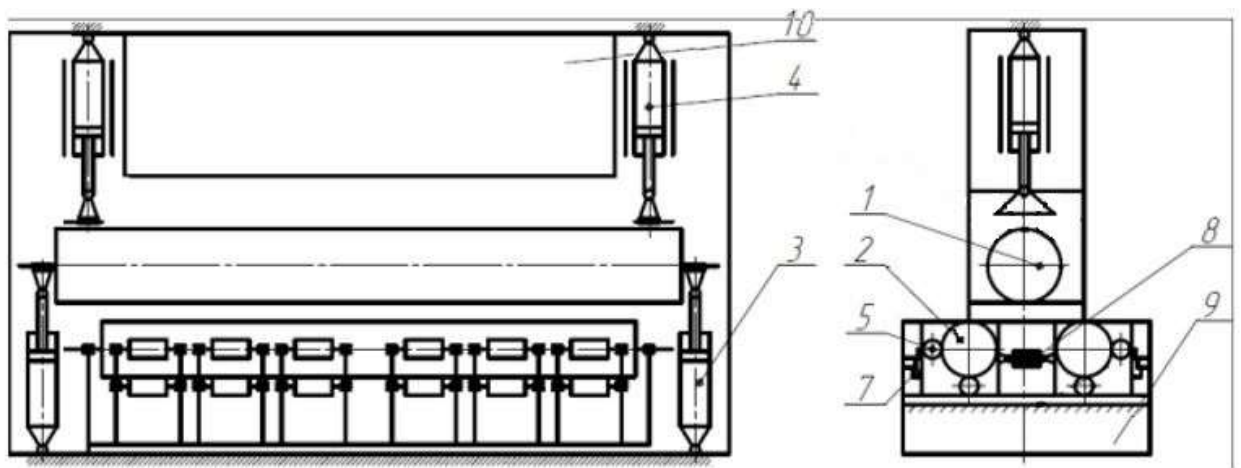


Рисунок 9 – Схема перемещения валков при настройке

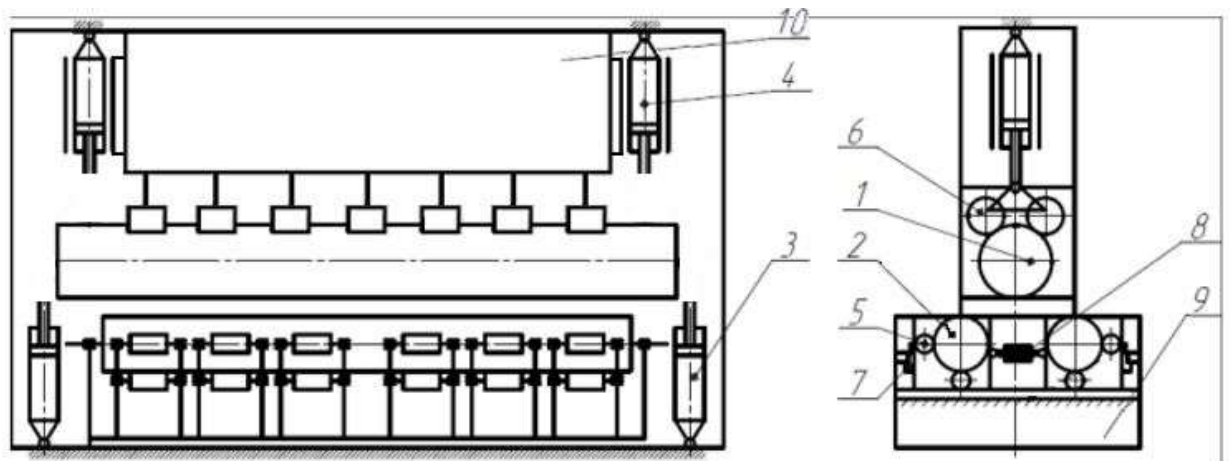
На рисунке 10 представлена схема листогибочной машины.

Так как технология гибки в вальцах осуществляется за несколько проходов, должна быть обеспечена возможность точно устанавливать величину погружения верхнего валка (без нагрузки между проходами). В промышленных машинах используется гидравлический привод, передача винт-гайка, либо их сочетание. На рассматриваемой в проекте установке используется гидропривод как более эффективный.

Межосевое расстояние опорных валков должно быть неизменным и постоянным во время гибки, регулировка межосевого расстояния происходит также при отсутствии нагрузки на валки. В промышленных машинах применяют гидропривод. Фиксация позиций валков в промышленных машинах, реализуется ступенчатой планкой.



а



б

Рисунок 10 – Схема листогибочной машины (привод условно не показан):

а – со свободным валком; б – с многоопорным валком.

1 – нажимной валок; 2 – опорные валки; 3 – гидроцилиндр противоизгиба нажимного валка; 4 – гидроцилиндр погружения нажимного валка;
 5 – механизм компенсации прогиба опорных валков; 6 – поддерживающие ролики; 7 – механизм настройки поддерживающих роликов опорного валка;
 8 – гидроцилиндр настройки раствора опорных валков; 9 – неподвижная плита; 10 – опорный мост

Для расширения возможностей машины формовки заготовок различных (из рассматриваемого сортамента) диаметров, могут использоваться несколько сменных верхних валков, отличных по диаметру и типу опор.

Валок малого диаметра из-за низкой поперечной жесткости должен быть многоопорным (устанавливается на верхней траверсе), валок с большим диаметром имеет две опоры, позволяющие передавать нагрузку на валок при его некотором прогибе.

4.1 Расчет нажимного валка на прочность и жесткость.

При расчетах по исходным данным технического задания (таблица 1) применялась методика, предложенная в расчетах Н.Е. Мошниной.[4]

Таблица 1 – Исходные данные для расчета усилия формовки.

Диаметр опорного валка	$D_6 = 500$ мм
Диаметр нажимного валка	$D_n = 900$ мм
Диаметр трубы (наружный)	$D_{\text{трубы}} = 1153$ мм
Межосевое расстояние между опорными валками	$l = 600$ мм
Ширина поперечного сечения заготовки	$b = 12000$ мм
Толщина поперечного сечения заготовки	$h = 25,4$ мм
Предел текучести материала заготовки (сталь К60)	$\sigma = 550$ МПа
Модуль упругости стали	$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа

Действующие при формовке усилия зависят от геометрических размеров заготовки, механических свойств её материала и параметров настройки ЛГМ.

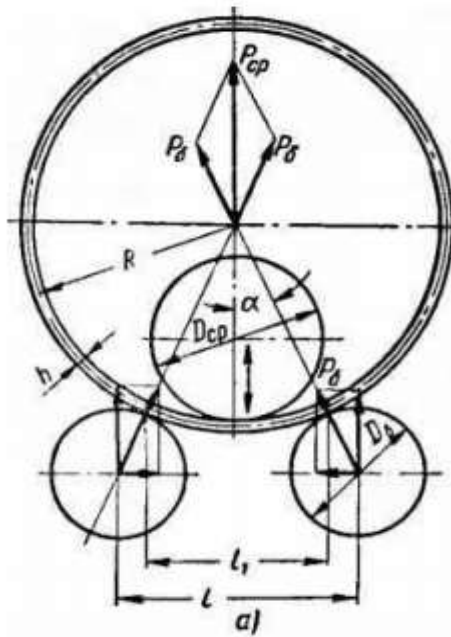


Рисунок 11. Схема действия сил при гибке в симметричной трехвалковой машине

Изгибающий момента в заготовке для условий упруго пластической деформации:

$$M = \left[1,5 - 2r^2 \left(\frac{\sigma_T}{E} \right)^2 \right] W \cdot \sigma_T, \quad (1)$$

где σ_T - предел текучести, МПа;

E - модуль упругости, МПа;

r – относительный радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения заготовки (нейтрального слоя);

W – момент сопротивления поперечного сечения заготовки, мм^3 .

Момент сопротивления изгибу поперечного сечения при модели жестко-пластического материала заготовки:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad (2)$$

где b - ширина поперечного сечения листа, мм;

h - толщина поперечного сечения листа, мм.

$$W = \frac{12000 \cdot 25,4^2}{6} = 1290320 \text{ мм}^3.$$

Относительный радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения:

$$r = \frac{R}{h} = \frac{R_H - \frac{h}{2}}{h}, \quad (3)$$

где R_H – наружный радиус трубы, мм;

R - радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения, мм.

$$r = \frac{576,5 - \frac{25,4}{2}}{25,4} = 22,2 \text{ мм.}$$

После введения в формулу (1) числовых значений:

$$M = \left[1,5 - 2 \cdot 22,2^2 \left(\frac{550}{2 \cdot 10^5} \right)^2 \right] 1290320 \cdot 550 = 1249,925 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Относительный изгибающий момент определится по формуле:

$$m = \frac{M}{W \cdot \sigma_T}, \quad (4)$$

$$m = \frac{1249,925 \cdot 10^6}{1290320 \cdot 550} = 1,76.$$

Радиус изгиба до пружинения:

$$R = \frac{R_0}{1 + 2 \frac{m}{h} \cdot \frac{\sigma_T}{E} \cdot R_0}, \quad (5)$$

где R_0 - радиус слоя проходящего через центр тяжести поперечного сечения;

m - относительный изгибающий момент;

σ_t - предел текучести, МПа;

E - модуль упругости, МПа.

$$R = \frac{576,5}{1 + 2 \frac{1,76}{25,4} \cdot \frac{550}{2 \cdot 10^5} \cdot 576,5} = 472,657 \text{ мм.}$$

Угол α наклона реакций от нижних валков (рисунок 12):

$$\alpha = \arcsin \frac{l}{2 \left(R + \frac{h}{2} + \frac{D_6}{2} \right)}, \quad (6)$$

где l – межцентровое расстояние нижних валков, мм;

R - радиус изгиба до пружинения, мм;

D_6 - диаметр бочки нижних валков;

h - толщина поперечного сечения листа, мм.

$$\alpha = \arcsin \frac{600}{2 \left(472,657 + \frac{25,4}{2} + \frac{500}{2} \right)} = 24^\circ.$$

Усилие гибки на нажимном валке, при симметричном расположении опорных валков (рисунок 11):

$$P_H = \frac{2M}{\left(R + \frac{h}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (7)$$

$$P_H = \frac{2 \cdot 1249,925 \cdot 10^6}{\left(472,657 + \frac{25,4}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} 24^\circ} = 5145818 \text{ Н.}$$

4.2 Расчет прогиба валков.

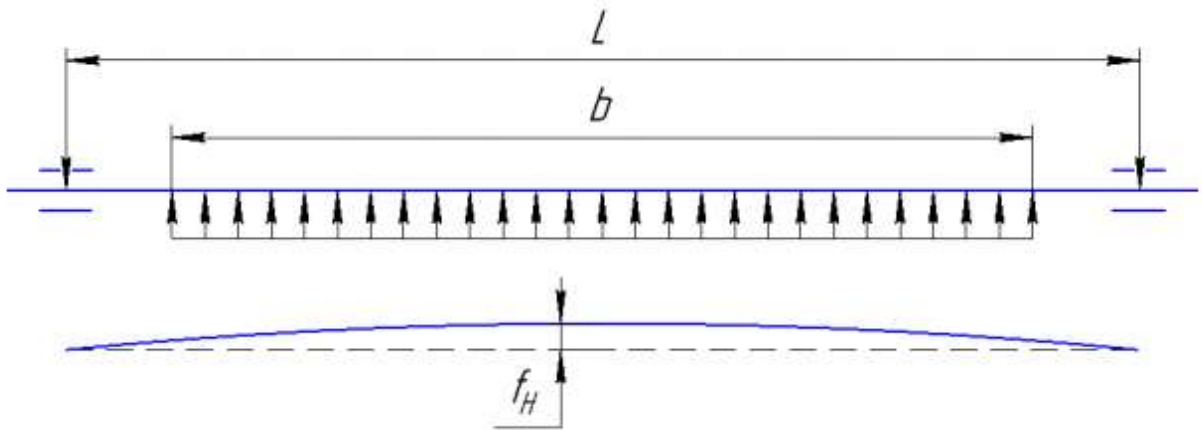


Рисунок 12 – Схема нагружения валка

Таблица 2 – Исходные данные для расчета стрелы прогиба верхнего валка

Диаметр нажимного валка	$D_H = 900$ мм
Расстояние между опорами нажимного валка	$a = 14500$ мм
Ширина поперечного сечения заготовки	$b = 12000$ мм
Модуль упругости материала валка	$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа
Длина бочки валка	$L = 14500$ мм

Стрела прогиба верхнего валка:

$$f_H = \frac{PL^3}{48EJ} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{b}{L} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{b}{L} \right)^3 \right], \quad (8)$$

где P – максимальное усилие гибки, в данном случае усилие гибки на нажимном валке P_H , Н;

L – длина бочки валка;

E – модуль упругости, МПа;

b – ширина поперечного сечения заготовки.

Экваториальный момент инерции бочки валка:

$$J = 0,05 \cdot D^4, \quad (9)$$

где D – диаметр валка, в данном случае диаметр нажимного валка D_H , мм.

$$J = 0,05 \cdot 900^4 = 32800000000 \text{ мм}^4.$$

После введения в формулы (8) числовых значений:

$$f_H = \frac{5145818 \cdot 14500^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 32800000000} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{12000}{14500} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{12000}{14500} \right)^3 \right] = 37,6 \text{ мм.}$$

5 СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ВАЛКОВОЙ СИСТЕМЫ

По закону Гука при малых деформациях напряжение изгиба прямо пропорционально относительному удлинению.[5]

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_{max} , \quad (10)$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости;

ε_{max} – относительное удлинение.

Относительное удлинение ε_{max} :

$$\varepsilon_{max} = \frac{0,5 \cdot D}{R_{и.в.}} , \quad (11)$$

где D – диаметр соответствующего валка, мм;

$R_{и.в.}$ – радиус изгиба соответствующего валка, мм.

Радиус изгиба соответствующего валка (согласно рисунку 13):

$$R_{и.в.} = \frac{a^2 - 4f_{в.доп.}^2}{8f_{в.доп.}} , \quad (12)$$

Допустимый прогиб валков составляет:

$$f_{доп} = 0,001 \cdot b , \quad (13)$$

$$f_{доп} = 0,001 \cdot 12000 = 12 \text{ мм.}$$

$$R_{и.в.} = \frac{14500^2 - 4 \cdot 12^2}{8 \cdot 12} = 2190101 \text{ мм.}$$

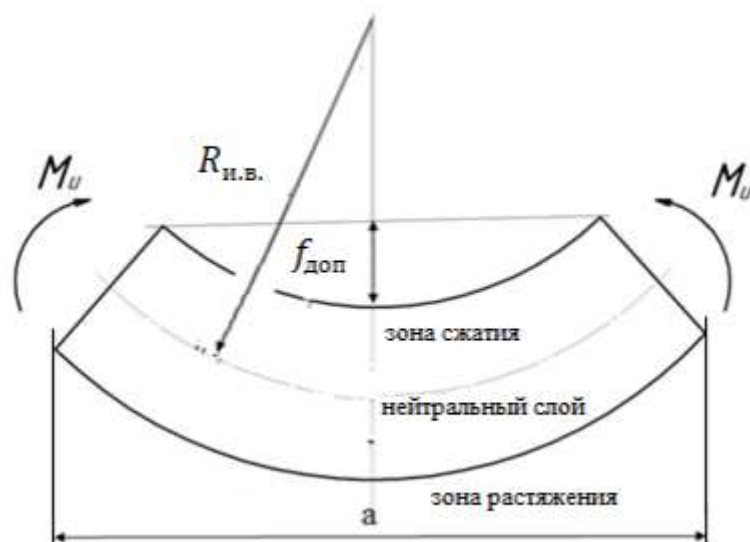


Рисунок 13. Схема изгиба валка

После введения в формулы (11) и (10) числовых значений:

для нажимного валка:

$$\varepsilon_{max} = \frac{0,5 \cdot 900}{2190101} = 2,05 \cdot 10^{-4},$$

$$\sigma = 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,05 \cdot 10^{-4} = 43,15 \text{ МПа.}$$

Напряжение кручения в бочке валка не подсчитывают ввиду его незначительной величины по сравнению с напряжением изгиба.[6]

Допустимые напряжения в валках принимают, исходя из пятикратного запаса прочности, т.е.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{5}, \quad (14)$$

где σ_B – временное сопротивление материала валка на изгиб.

На основании изложенного допускаемое напряжение можно принимать следующим:

Для кованных валков из легированной стали, имеющей:

$$\sigma_T = 700 \div 750 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = 140 \div 150 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность нажимного и опорных валков обеспечена, т.к.
 $\sigma < [\sigma]$.

6 КОМПЕНСАЦИЯ ПРОГИБА НАЖИМНОГО ВАЛКА

Для предотвращения прогиба нажимного вала проектом предусмотрен мост в виде сварной коробчатой конструкции с комплектом опорных роликов, которые создают необходимое усилие.

Конструктивно принять число роликовых блоков по длине вала равное 22.

С учетом потенциального прогиба коэффициент неравномерности загрузки роликов принят равным двум.

6.1 Расчет контактных усилий и определение конструктивных размеров роликового устройства.

В зоне контакта валков с нагруженными кольцами опорных подшипников возникают значительные удельные давления, поэтому необходимо проверка по контактным напряжениям.

6.2 Выбор материалов и проверка по контактным напряжениям.

Для валков ЛГМ применяется сталь 9Х, аналогичная по свойствам валковым сталям.

В качестве ролика роликовой кассеты выбраны подшипники фирмы SKF (однорядный с длинным бочкообразным роликом), марка стали ШХ15, которые служат опорными роликоподшипниками для многовалковых прокатных станков, имея высокую твердость и высокую паспортную грузоподъемность.[7]

Для разработанной конструкции использован подшипник с диаметром внутреннего отверстия 60 мм. Основные размеры подшипника и технические характеристики подшипника представлены в таблице 2.

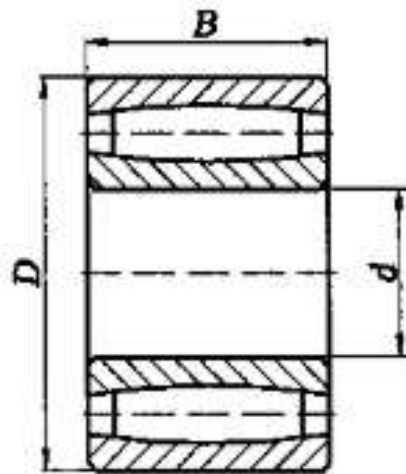


Рисунок 14. Подшипник для опорных роликов

Таблица 2. Габаритные размеры и технические характеристики подшипника фирмы «SKF». [7]

Диаметр внутренний	$d = 60$ мм
Диаметр внешний	$D = 110$ мм
Ширина	$B = 28$ мм
Статическая грузоподъемность	$C_{II} = 144000$ Н
Динамическая грузоподъемность	$C_o = 190000$ Н

Усилие, которое приходится на ролик:

$$P_i = \frac{P_{\Sigma}}{2 \cos \alpha \cdot z} k , \quad (15)$$

где P_{Σ} – усилие гибки, в данном случае усилие гибки на нажимном валке P_{II} , Н;

z – число роликов, $z = 22$;

k – коэффициент, $k = 2$;

$\alpha = 30^\circ$.

$$P_i = \frac{5,1 \cdot 10^6}{2 \cdot \cos 30^\circ \cdot 22} \cdot 2 = 270121 \text{Н.}$$

6.3 Оценка работоспособности подшипников.

Характеристики подшипника смотреть таблицу (2).

Габаритные размеры блоков опорных роликов ограничиваются габаритами минимальной по диаметру заготовкой. Большая нагрузка на ролики и их малые габаритные размеры определяют тип подшипника – однорядный подшипник с длинным бочкообразным роликом. Внутренним кольцом подшипника будет являться ось ролика.

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником проводим по формуле [8], примем $C = C_n$ (C_n – паспортная грузоподъемность, 144000 Н):

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}, \quad (16)$$

где a_1 – коэффициент надежности принимается равным 1;

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

n – число оборотов корпуса ролика, $n=15,9 \text{ мин}^{-1}$;

L_h – ресурс подшипника, $L_h=1700$ часов.

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_b \cdot K_T, \quad (17)$$

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.

Преобразовывая формулы (16) и (17) и подставляя в них числовые значения получим:

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_6 \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}}, \quad (18)$$

$$F_r = \frac{144000}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1700 \cdot 60 \cdot 15,9}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 90909 \text{ Н}$$

Тогда усилие, воспринимаемое опорой:

$$F = F_r \cdot 2, \quad (19)$$

$$F = 90909 \cdot 2 = 181818 \text{ Н.}$$

На один ролик приходится ~ 90000 Н, следовательно, условия обеспечения грузоподъемности выполнено.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе выполнения выпускной квалификационной работы рассмотрены варианты технологии производства трубных заготовок, выполнен анализ силового взаимодействия заготовки и инструмента формовке трубной заготовки в вальцах.

Разработана конструкция механизма компенсации прогиба многоопорного вала листогибочной машины, произведены необходимые силовые и прочностные расчеты.

Выполнены чертежи механизма профилирования многоопорных валков и его узлов.

Разработана система компенсации прогиба за счет многоопорного вала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ильичев В. Г. Технологические особенности и резервы улучшения геометрических характеристик при вальцевой формовке заготовки для труб большого диаметра [Текст] / В. Г. Ильичев, Я. Е. Залавин // Сталь. – 2016. – № 1. – С. 32-35.
2. Соловьев Д. М. Влияние способа формовки нефтегазопроводных труб большого диаметра класса прочности К60 на процессы деформационного старения и сопротивление разрушению: автореферат дис. кандидата технических наук: 05.16.01 / Соловьев Д. М.; [Место защиты: Центр. науч.-исслед. ин-т чер. металлургии им. И.П. Бардина]. - Москва, 2015. - 27 с.
3. Урядов Р. В. Применение трехвалковой листогибочной машины и установок роликовой догибки кромок для производства прямошовных сварных труб большого диаметра с соотношением диаметр/толщина стенки менее 30 / Р. В. Урядов, А. С. Христофоров // Инновационные технологии в металлургии и машиностроении : материалы международной молодежной научно-практической конференции «Инновационные технологии в металлургии и машиностроении», посвященной памяти чл.-корр. РАН, почетного доктора УрФУ В. Л. Колмогорова, [г. Екатеринбург, 26-30 ноября 2013 г.]. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2014. — С. 440-448с.
4. Мошнин, Е.Н. Гибка и правка на ротационных машинах: Технология и оборудование. Издание 2-е, переработанное и дополненное – М.: Машиностроение, 1967. – 271 с.
5. Степин П. А. Сопротивление материалов: Учебник. 12-е изд., стер. – Спб.: Издательство «Лань», 2012. – 320 с.: ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература).
6. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. Учебник для вузов/ Целиков А. И., Полухин П. И., Гребеник В. М. и др. 2-е изд., переаб. И доп. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с.

7. Черменский О. Н., Федотов Н. Н. Подшипники качения: Справочник каталог. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.: ил.

8. 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.