

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт Механико-технологический факультет
Кафедра «Мехатроника и автоматизация»
Направление «Мехатроника и робототехника»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Служба безопасности ЧТПЗ

2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
В.Р. Гасияров

2018 г.

Модернизация механизма зажимного устройства для снятия фаски участка
экспандирования и отделки цеха «ВЫСОТА 239» ПАО «ЧТПЗ»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ – 15.03.06.2018.524.ПЗ (ВКР)

Консультант
Преподаватель
Е.А. Маклакова

2018 г.

Руководитель работы
К.т.н. доцент
С.Н. Басков

2018 г.

Нормоконтролер
Преподаватель
Е.А. Маклакова

2018 г.

Автор работы
студент группы П-456
Евгений Сергеевич Абрамов

2018 г.

Ст. преподаватель
С.С. Воронин

2018 г.

АННОТАЦИЯ

Абрамов Е.С. Модернизация механизма зажимного устройства установки для снятия фаски участка экспандирования и отделки цеха «ВЫСОТА 239» ПАО «ЧТПЗ» – Челябинск: ЮУрГУ, П-456; 70 с., 30 ил., 5 табл., библиогр. список – 35 наим.

Задачей выпускной квалификационной работы является модернизация зажимного устройства для снятия фаски. В ходе работы были проанализированы технологические процессы работы цеха «Высота 239», станка для снятия фаски и зажимного устройства. В рамках ВКР были выбраны необходимые элементы гидропривода и системы автоматизации и рассчитаны их параметры, спроектирована гидросхема зажимного устройства, построены нагрузочные диаграммы и тахограммы работы механизма, разработана архитектура системы автоматизации. С помощью средств компьютерного моделирования пакета Simulink программы MATLAB разработана математическая модель управления серво-редукционным клапаном. В экономической части были ВКР рассчитаны затраты на модернизацию, затраты на содержание и эксплуатацию оборудования и фонд оплаты труда. Так же была проведена оценка эффективности модернизации и рассчитан срок окупаемости проекта.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1. АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ	8
1.1 Характеристика цеха и описание процесса работы механизма.....	8
1.1.1 Характеристика цеха	8
1.1.2 Описание технологического процесса работы механизма.....	14
1.2 Характеристики и кинематическая схема механизма	16
1.3 Требования к гидроприводу и системе автоматизации	19
1.4 Выбор системы привода	20
1.5 Расчет и построение нагрузочной диаграммы и тахограммы привода	22
1.6 Выбор основного силового оборудования и расчет средств защиты гидропривода	27
1.6.1 Выбор гидроцилиндров.....	27
1.6.2 Выбор рабочей жидкости	28
1.6.3 Расчет подачи насоса.....	28
1.6.4 Расчет трубопровода	30
1.6.5 Расчет гидрораспределителей	32
1.6.6 Расчет дросселей.....	33
1.6.7 Расчет редукционных клапанов	34
1.6.8 Расчет фильтра	36
1.6.9 Выбор гидрозамков	37
1.6.10 Расчет давления насоса	37
1.6.11 Выбор двигателя для насоса	38
1.6.12 Выбор гидроаккумулятора.....	40
1.6.13 Выбор предохранительного клапана	41
2. РАЗРАБОТКА САУ	43
2.1 Разработка архитектуры системы автоматизации	43
2.2 Выбор контроллеров и датчиков технологических координат	44

2.3 Разработка функциональной схемы САР.....	51
2.4 Разработка контура регулирования технологических координат	52
2.5 Разработка структурной схемы САУ.....	54
3. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ	56
3.1 Расчет производственной программы цеха и станка.....	56
3.2 Расчет сметы затрат на оборудование и модернизацию	58
3.4 Расчет оплаты труда со страховыми отчислениями	61
3.3 Расчет РСЭО.....	64
3.6 Расчет показателей прибыли предприятия и срока окупаемости проекта..	65
3.7 Сводная таблица технико-экономических расчетов.....	67
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	68
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	69

ВВЕДЕНИЕ

С ростом и развитием различных отраслей, работающих с использованием трубной продукции, ярким примером которых могут служить нефте- и газодобывающая промышленности, одновременно растут и требования к качеству изготавливаемых труб. Чтобы оперативно реагировать на постоянно изменяющиеся условия современного рынка, трубопрокатные предприятия должны оснащаться все более современным оборудованием, повышать требования к металлу, применяемому в изготовлении трубы, а также постепенно автоматизировать производственный процесс.

Автоматизация производства сводит участие человека в изготовлении трубы к минимуму, снижает количество брака, расходы и трудозатраты на производство и повышает объем и качество выпускаемой продукции. Мехатронные системы вносят существенный вклад в развитие трубной промышленности и автоматизацию технологических процессов.

Современный цех «Высота 239» – яркий пример автоматизированного производства труб. Характеристики выпускаемой цехом продукции соответствуют всем требованиям потребителей. Его отличительными чертами является самое передовое оборудование, минимальное участие человека в производственном процессе, а также повсеместное применение мехатронных модулей на каждом этапе изготовления трубы.

Вместе с ростом требований к качеству выпускаемых труб растут и требования к их отделке. В частности, для надежной сварки труб между собой требуется качественная обработка и снятие фаски с торцов трубы. За этот этап производства в ТЭСЦ «Высота 239» на участке отделки и экспандирования отвечает фасочный станок RFA 156. Модернизация зажимного устройства этого станка, рассматриваемая в данной работе, является ярким примером автоматизации производства.

1 АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.1 Характеристика цеха, описание технологического процесса работы механизма

1.1.1 Характеристика цеха

"Высота 239" является одним из самых передовых цехов по производству труб большого диаметра в мире. Цех запустили в производство в 2010 году, оснастив самым современным промышленным оборудованием. После выхода на проектную мощность в 2011 году, он способен производить ежегодно около 900000 тонн труб, что увеличивает объем выпуска этого вида труб на ЧТПЗ до 1,35 миллионов тонн в год [1].

Современное оборудование цеха позволяет изготавливать одношовные сварные трубы диаметром до 1 420 мм с толщиной стенки до 48 мм и длиной 12 и 18 метров, с наружным и внутренним покрытием. Изготавливаемая продукция «Высоты 239» соответствует высокому классу качества и надежности, способна удовлетворить любые требования потребителя и может эксплуатироваться в суровых климатических условиях.

Цех состоит из пяти участков: формовки, сварки, отделки и экспандирования, внутреннего и наружного антикоррозийного покрытия, и участка складирования. Схема участков цеха изображена на рисунке 1.1

В течении всего технологического процесса труба перемещается между станками и установками с помощью листоукладчиков, рольгангов, транспортных тележек и цеховых кранов. Упрощенная схема технологического процесса изготовления труб представлена на рисунке 1.2.

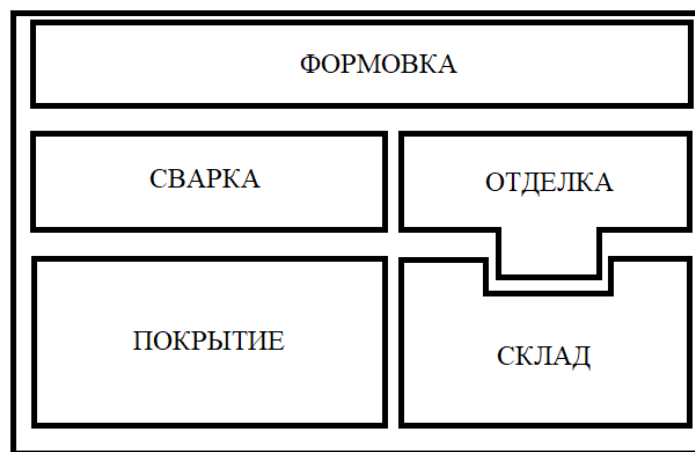


Рисунок 1.1 – Схема участков цеха «Высота 239»

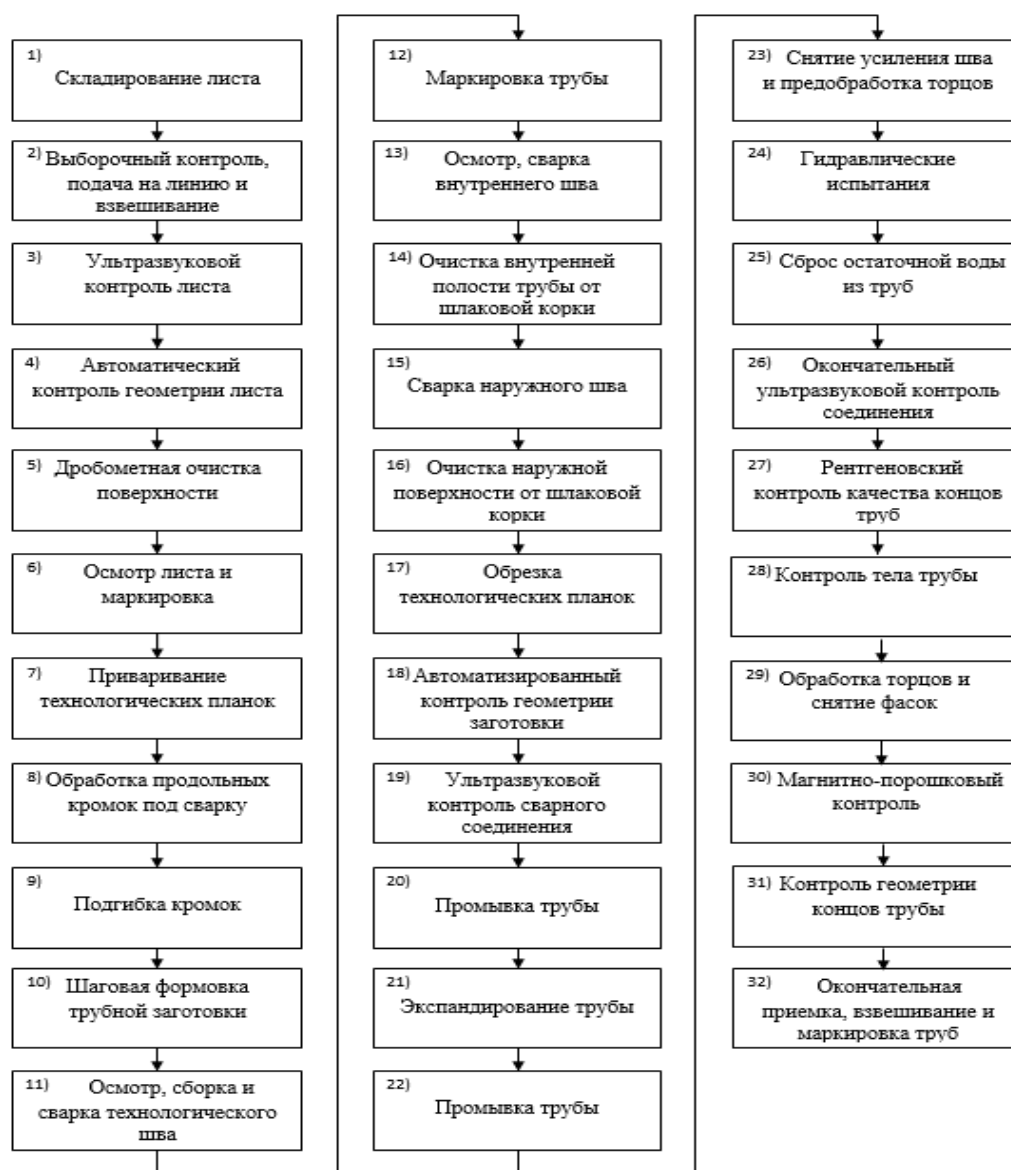


Рисунок 1.2 – Упрощенная схема технологического процесса изготовления труб цеха «Высота 239»

Далее составлено краткое описание каждого из этапов изготовления трубы:

1. Складирование листа

Исходным материалом для производства труб служат металлические листы (штрипсы).

2. Выборочный контроль, подача на линию и взвешивание

Выборочно лист подаются на кантователь, где он проходит визуальный осмотр, после чего взвешивается на рольганговых весах.

3. Лист проходит ультразвуковой контроль на наличие дефектов

4. Автоматический контроль геометрии листа

На данном этапе производят замеры длины, ширины и толщины листа, а также измеряют его серповидность и волнистость. При обнаружении несоответствия необходимым параметрам, бракованные листы снимают с линии.

5. Дробометная очистка поверхности

Лист попадает на дробометную установку, где производится очистка его верхней и нижней поверхностей от грязи.

6. Лист визуально осматривают и маркируют

7. Приварка технологических планок

К четырем углам листа в продольном направлении привариваются технологические пластины.

8. Обработка продольных кромок под сварку

Лист поступает на кромкофрезерную установку, где производится подготовка под сварку, путем обработки продольных кромок фрезой.

9. Подгибка кромок

Происходит одновременное пошаговое загибание обеих кромок листа на кромкогибочном прессе.

10. Шаговая формовка трубной заготовки

Два трубоформовочных прессы для труб, длиной 12 и 18 метров осуществляет пошаговую формовку листов в трубные заготовки. Операция состоит из двух этапов: сначала манипуляторы вталкивают лист на рабочую позицию, где производится формовка одной половины листа. Затем лист опускается, и

манипуляторы, поворачивая лист поперек, снова вталкивают лист под пресс и осуществляется формовка второй половины.

11. Осмотр, сборка и сварка технологического шва

Трубная заготовка проходит визуальный контроль и замеры профиля заготовки. Затем труба поступает на сборочно-сварочный стан, где производится сварка трубной заготовки по всей длине технологического шва.

12. Маркировка трубы

Маркировочное устройство наносит номер на оба конца трубы в продольном направлении.

13. Осмотр, сварка внутреннего шва

После маркировки проводится осмотр технологического шва и, при необходимости, производится ручной ремонт ошибок, обнаруженных на технологическом шве. Далее труба отправляется на сварку внутреннего шва.

14. Очистка внутренней полости

На этом этапе внутреннюю полость трубы очищают от шлаков, образовавшихся в процессе сварки, с помощью передвижного щеточного узла. Вытяжка пыли осуществляется с помощью специального пылесоса.

15. Сварка наружного шва

Производится последний этап сварки трубы на установке для сварки наружного шва.

16. Очистка наружной полости

Щеточные блоки удаляют шлаки с поверхности трубы, образовавшиеся в процессе сварки наружного шва, после чего производится охлаждение шва душевыми соплами.

17. Обрезка технологических планок

Промышленный робот удаляет технологические пластины на обоих торцах трубы с помощью устройства плазменной резки.

18. Автоматизированный контроль геометрии трубы

Осуществляется визуальный осмотр шва и замеры геометрических параметров трубы.

19. Ультразвуковой контроль сварного соединения.

На установке УЗ-контроля осуществляется контроль шва. Дефекты, обнаруженные при ультразвуковом контроле, подвергаются рентгеновскому контролю.

Трубы, у которых были обнаружены дефекты сварного шва в ходе УЗК или рентгеновского контроля, снимают с производственной линии и отправляют на расположенный рядом стенд для ремонта шва. После исправления дефектов с помощью электросварочного или газорезательного оборудования, отремонтированная труба проходит повторный УЗ-контроль и возвращается на производственную линию.

20. Промывка трубы

Перед экспандированием, внутреннюю часть трубы промывают эмульсией.

21. Экспандирование трубы

Механический однопозиционный экспандер служит для ступенчатого расширения трубы и придания ей необходимой геометрии. Расширение трубы длиной 18 метров осуществляется в два этапа: клещевая тележка захватывает трубу и постепенно подает на первый экспандер, который в свою очередь пошагово расширяет первую половину трубы. Затем поперечная транспортная тележка перемещает трубу на второй экспандер, который расширяет вторую часть трубы по той же схеме что и на первом экспандере. Расширение трубы длиной 12 метров производится в один этап на первом экспандере.

22. Промывка трубы

Внутренняя и внешняя поверхности уже расширенной трубы промываются чистой водой.

23. Снятие усиления шва и предобработка торцов трубы

Шлифовальным методом производится удаление внешнего и внутреннего усиления шва на обоих концах трубы. Затем труба поступает на торцовочный станок, где производится предобработка торцов трубы для испытания на гидростатическом прессе.

24. Гидравлические испытания

На гидростатическом прессе проводятся гидравлические испытания труб. Это осуществляется по следующей технологической схеме: трубу герметизируют с обоих концов испытательными манжетами, после чего заполняют внутреннюю полость испытательной водой, одновременно выкачивая воздух. Трубу выдерживают под давлением определенное время и затем сливают испытательную воду через спускной клапан.

25. Сброс остаточной воды из трубы

Гидравлические домкраты наклоняют трубу, и оставшаяся вода сливается из ее полости.

26. Окончательный УЗ-контроль соединения

Вторая УЗ-установка осуществляет автоматический ультразвуковой контроль на наличие дефектов сварного шва уже готовой трубы. В случае обнаружения дефектов труба отправляется на рентгеновский контроль и по его результатам труба либо возвращается на производственную линию, либо отправляется на рядом расположенный участок ремонта труб.

27. Рентгеновский контроль качества концов труб

Концы сварных соединений (350мм от обоих торцов) готовых труб подвергаются рентгеновскому контролю. Трубы, не прошедшие рентгеновское испытание, отправляются на плазменную обрезку дефектных концов, после чего проходят рентгеновский контроль повторно.

28. Контроль тела трубы

На инспекционной площадке проводятся замеры геометрических параметров трубы, проверка на наличие отклонений по овальности и прямолинейности, а также визуальный осмотр на наличие дефектов шва.

29. Обработка торцов и снятие фасок

Установка для снятия фаски, аналогичная торцовочному станку, снимает фаски с торцов трубы.

30. Магнитно-порошковый контроль

На устройстве магнитопорошковой дефектоскопии проводится проверка фасок трубы на наличие трещин. На обработанные торцы наносится специальный раствор и флуоресцирующий железный порошок. Фаски труб намагничивают переменным током и включают ультрафиолетовое освещение. Под действием тока намагниченные частицы железного порошка скапливаются в местах дефектов.

31. Контроль геометрии концов трубы

На этом участке труба подвергается окончательному визуальному осмотру, так же проводятся контрольная проверка геометрических параметров и размеров трубы.

32. Готовые трубы взвешивают на весах, маркируют и отправляют на склад

1.1.2 Описание технологического процесса работы установки для снятия фаски

Установка для снятия фаски типа RPA 156 предназначена для снятия фасок с труб, диаметр которых находится в диапазоне от 609,3 до 1422,4 мм [2]. Фотография установки изображена на рисунке 1.3.



Рисунок 1.3 – Установка для снятия фаски RPA 156.

Установка состоит из двух лоботокарных станков, установленных друг напротив друга, и одного транспортного механизма. Установка служит для лоботокарной обработки и снятия фаски на обоих концах труб. Обработка выполняется по принципу: «Неподвижная труба – вращающийся инструмент».

Трубы, подлежащие обработке, устанавливаются поперечным транспортным механизмом (QТW) в виде тележки.

На транспортной тележке QТW установлены подъемные механизмы с призматическими опорами, которые поднимают трубу с позиции загрузки. Затем тележка QТW с трубой устанавливается по оси станков, а гидравлические подъемные механизмы станков синхронно поднимают трубу на ось станков. Синхронный подъем трубы обеспечивают пропорциональные клапаны и энкодеры.

Подъемные механизмы тележки QТW опускаются, и тележка возвращается на позицию загрузки трубы.

При поднятии трубы над осью станка, станки M1/M2 будут задействованы световыми барьерами, перемещаются на быстрой и ползучей скоростях на рабочую позицию, после чего тележки будут зафиксированы на рельсах. Теперь зажимы обеих машин зажимают трубу, а шпиндельные бабки с вращающимися планшайбами направляются на рабочую позицию, т.е. внутренние копирующие ролики вводятся в трубу и начинается процесс снятия фаски. Во время снятия фаски подъемный механизм станка немного опускается чтобы не повредить трубу во время обработки.

По окончании обработки шпиндельные бабки возвращаются на быстрой скорости на позицию ожидания, зажимы станков разжимаются, зажимы тележек разжимаются и тележки также двигаются на быстрой скорости на позицию ожидания, в то время как обработанная труба лежит на подъемных механизмах станка.

Во время обработки тележка QТW находится под трубой, в состоянии готовности принять трубу. По окончании обработки подъемные механизмы станков опускают трубу и кладут ее на призматические опоры тележки QТW.

Тележка QTW движется вместе с трубой на позицию, предназначенную для укладки, где обработанная труба передается для дальнейшей транспортировки.

После этого тележка QTW принимает новую трубу на позиции загрузки и движется вместе с этой новой трубой к оси станков для прохождения нового рабочего цикла обработки трубы.

Этот рабочий цикл выполняется в автоматическом режиме.

На рисунке 1.4 представлена схема торцефасочной установки.

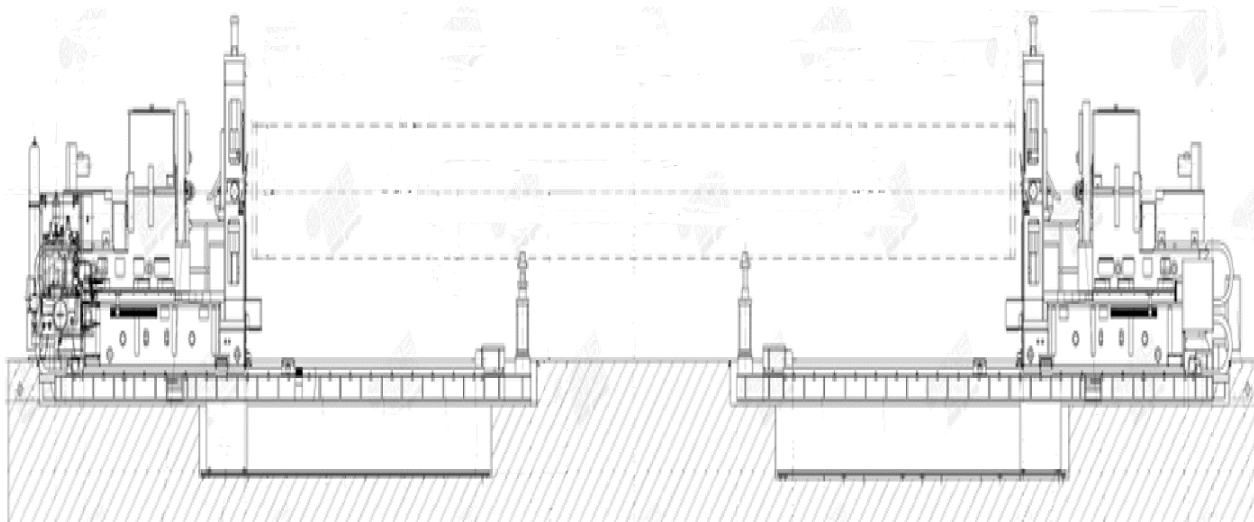


Рисунок 1.4 – Схема торцефасочной установки

1.2 Характеристика и кинематическая схема зажимного устройства

Зажимное устройство представляет собой механизм с осевым 2-х кулачковым зажимом призматической формы, с гидравлическим приводом (четырёхточечный зажим). При необходимости призмы можно заменить на полусферы [2].

Давление зажима регулируется в зависимости от диаметров труб и толщины стенок. Момент разжатия зажимного устройства регулируется концевыми выключателями, в соответствии с диаметром трубы.

Общая схема механизма представлена на рисунке 1.5.

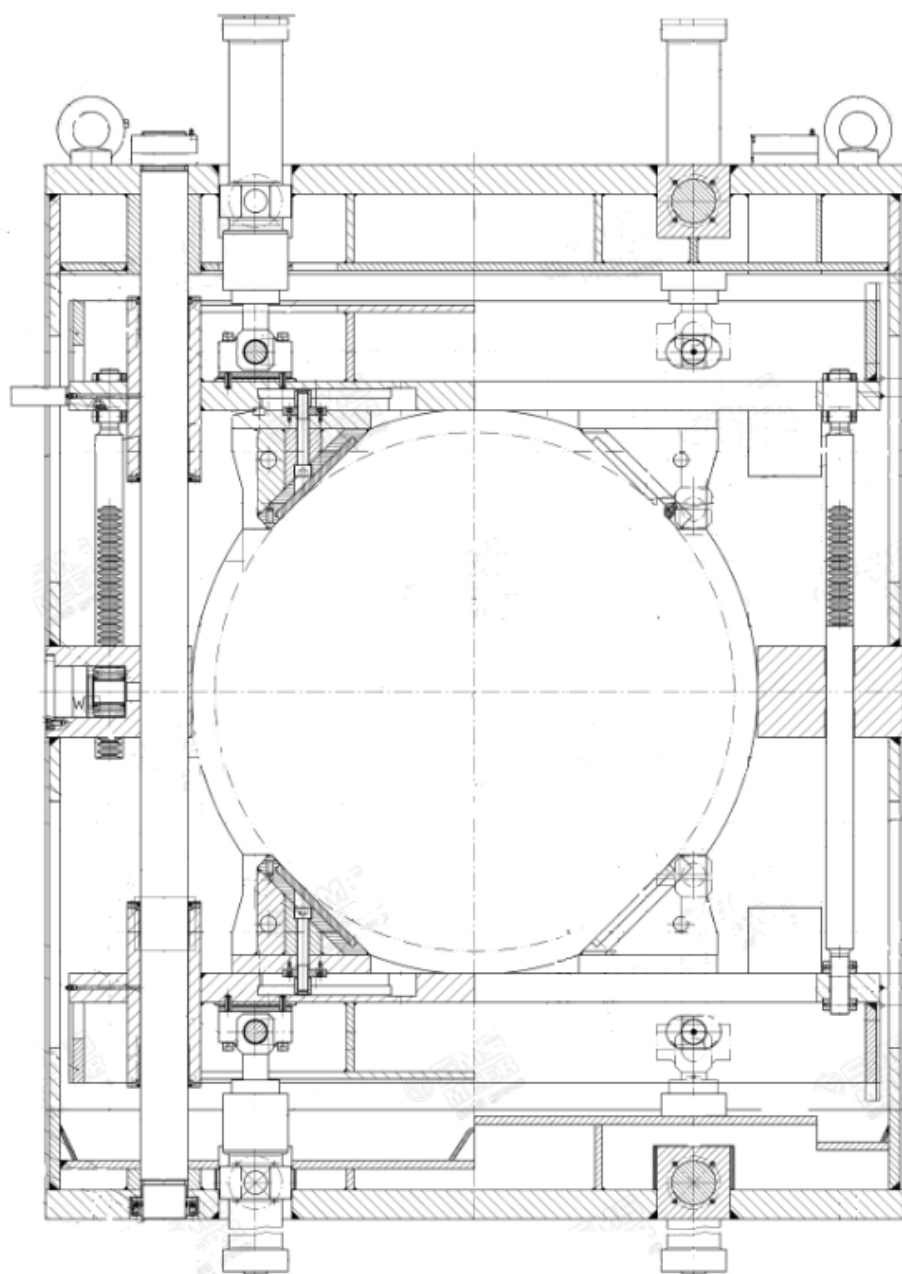


Рисунок 1.5. – Зажимное устройство торцефасочного станка

Зажимное устройство состоит из сварной рамы, в которой две балки на круглых пальцах перемещаются гидравлическими цилиндрами. Синхронный ход балок обеспечивается шестернями и зубчатой рейкой.

На балках установлены призматические кулачки, которые можно передвигать, чтобы имелась возможность получить оптимальный угол зажима в зависимости от диаметра труб. Клапаны установлены непосредственно на зажимные устройства.

Характеристики зажимного устройства указаны в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Параметры зажимного устройства.

Характеристика	Значение
Давление зажима трубы, бар	80-120
Максимальное давление зажима, бар	150
Ход гидроцилиндра, мм	420-480
Средняя производительность труб/час	20
Время одного рабочего цикла, сек	160
Диаметр труб, мм	609,3-1422,4
Температура рабочей жидкости, °С	45-55
Габариты устройства (длина × ширина × высота), мм	2200×500×3720

На рисунке 1.6 изображена кинематическая схема механизма.

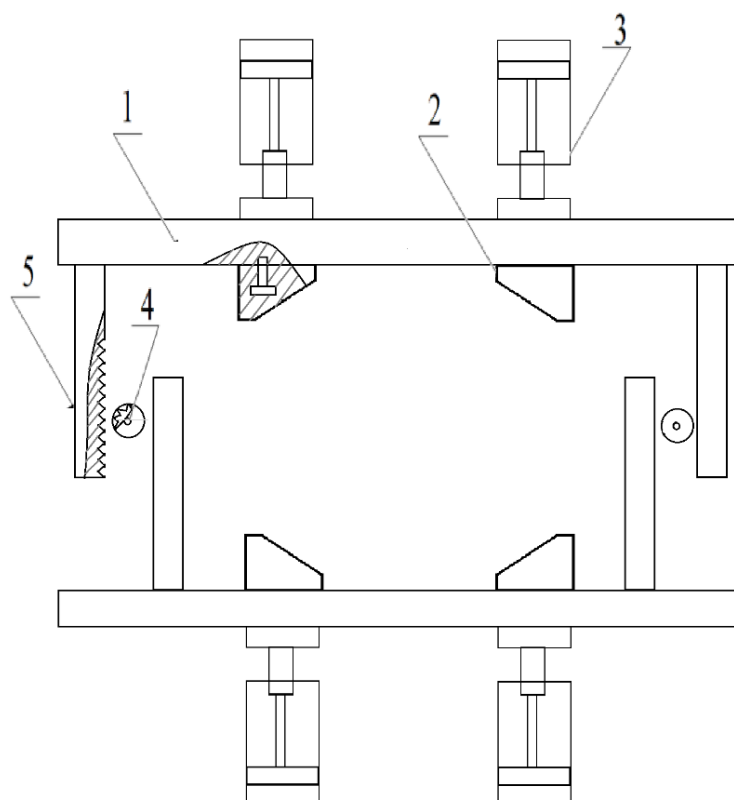


Рисунок 1.6 – Кинематическая схема зажимного устройства:

1 – зажимная балка, 2 – зажимные призмы, 3 – гидроцилиндр, 4 – зубчатая шестерня, 5 – зубчатая рейка

1.3 Требования к приводу и системе автоматизации

Для обеспечения оптимальной и эффективной работы зажимного устройства необходимо чтобы система гидропривода соответствовала следующим требованиям:

- Максимальное давление в гидроприводе не должно превышать 150 бар.
- Обеспечение хода гидроцилиндра до 480мм.
- Давление зажима трубы зависит от диаметра и толщины стенки и должно находиться в пределах от 80 до 120 бар.
- Гидроцилиндры должны работать синхронно и обеспечивать ход зажимных реек, не превышающий 8мм. Так же чтобы не допустить ударных нагрузок на трубу при выдвигании штока и повреждения зажимного механизма при его втягивании, гидроцилиндры должны быть оборудованы демпферами в поршневой и штоковой полостях.
- Для правильной работы гидропривода необходимо использовать масло не ниже 5 класса частоты, вязкостью 68 мм²/с. Тонкость фильтрации масла должна составлять 10 мкм. Температура рабочей жидкости должна находиться в пределах 45-55 градусов.
- Элементы гидроприводов должны быть изготовлены из материалов, устойчивых к коррозии, или иметь антикоррозийные покрытия для защиты от вредного воздействия рабочей жидкости.
- Гидропривод должен быть оборудован фильтрами для очистки масла от загрязнений, устройствами для удаления воздуха из рабочей жидкости и манометрами для контроля давления.
- Вся система гидропривода должна быть устойчива к механическим воздействиям в виде вибраций, гидроударов, динамическим перегрузкам, возникающих при работе установки.
- Все элементы гидропривода должны иметь хорошо читаемую информационную табличку, на которой нанесены характеристики и основные параметры гидроустройства. На внешней поверхности каждого из элементов

гидропривода должны быть нанесены их условные обозначения и стрелки, показывающие направление потока рабочей жидкости.

Система автоматизации должна удовлетворять следующим требованиям:

- Обеспечение непрерывного технологического процесса с участием минимального количества рабочих, обслуживающих станок во время его работы в штатном режиме.

- Создание на базе АСУ ТП автоматизированного рабочего места (АРМ) для управления технологическим процессом работы станка.

- АРМ должно быть оснащено устройством для аварийного отключения, блокировки и сигнализации, указывающей об аварийном выключении устройства.

- Наличие датчиков обратной связи, обладающих высокой точностью измерения и регулирования параметров технологического процесса

- Высокая информативность и возможность анализа технологической обстановки, наличие систем сигнализации об сбоях и ошибках во время выполнения технологического процесса.

- Поддержание стабильности технологического режима работы по заданному закону. К примеру, система должна быть устойчива к вибрациям, возникающим во время контакта планшайбы с трубой.

- Наиболее важным требованием к системе автоматизации является подбор регулятора, способного обеспечить перерегулирование, не превышающее 4%. При большем перерегулировании зажимные призмы могут создать ударную нагрузку, которая при контакте с трубой может ее повредить.

1.4 Выбор системы привода

Гидравлический привод (объемный гидропривод) это совокупность гидравлических устройств, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством рабочей жидкости.

Для удовлетворения выдвинутых ранее требований, система гидропривода должна включать в себя следующие компоненты:

- 1) Электродвигатель
- 2) Насос
- 3) Клапаны регулировки давления
- 4) Гидрораспределитель
- 5) Управляемые дроссели с обратными клапанами
- 6) Гидроцилиндры
- 7) Шланги, по которым течет рабочая жидкость

Для защиты гидропривода необходимы следующие элементы:

- 1) Гидрозамки
- 2) Реле давления
- 3) Гидроаккумулятор
- 4) Фильтр
- 5) Предохранительный клапан сброса давления

Собранная упрощенная гидравлическая схема из выше указанных компонентов для одного из зажимных устройств представлена на рисунке 1.7.

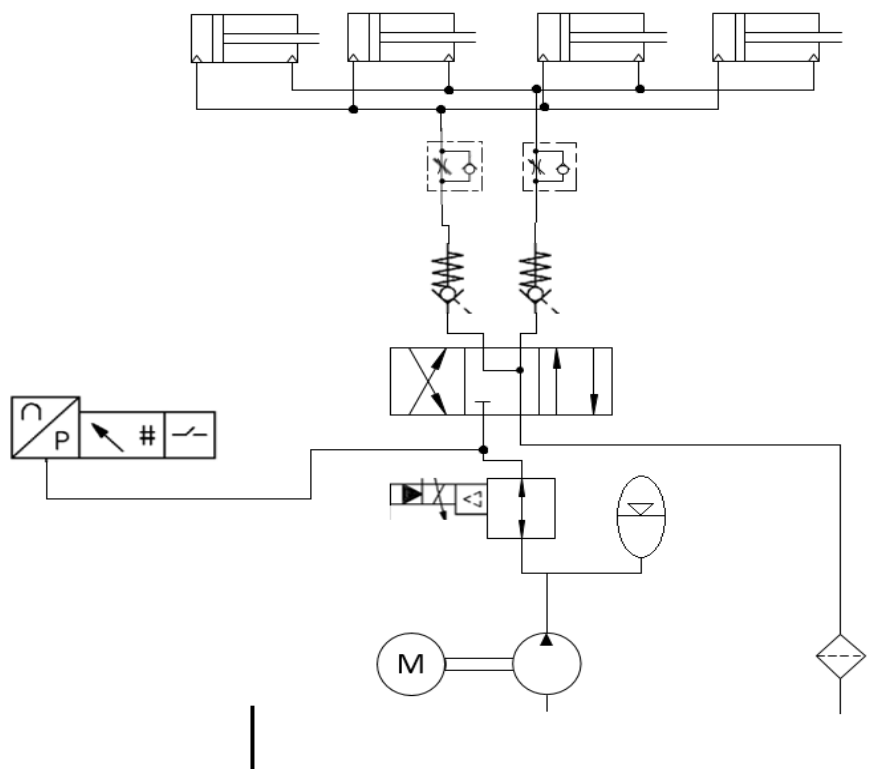


Рисунок 1.7 – Гидравлическая схема механизма

1.5 Расчет и построение нагрузочной диаграммы привода и тахограммы привода

Теперь необходимо построить следующие графики:

Тахограмма – показывает зависимость изменения линейной скорости от времени.

Нагрузочная диаграмма – показывает зависимость нагрузки, действующей на штоки гидроцилиндров во времени.

Следует учесть, что во время обработки трубы планшайбой подъемный стол слегка опускается. Это необходимо чтобы не повредить трубу во время снятия фаски из-за возникающих вибраций. Следовательно, вся нагрузка в этот момент ложится на зажимные устройства, а вес трубы – на нижние зажимные призмы. Поэтому, так как усилие на штоки нижних гидроцилиндров будет больше чем верхних, их нагрузочные диаграммы будут отличаться.

Для построения графиков нужно рассчитать основные параметры гидроцилиндра. Все расчёты будем проводить исходя из максимального хода цилиндра в 480 мм. Начать стоит с выбора диаметра поршня по следующей формуле [3]:

$$D \geq \frac{X_{п\max}}{(1...15)}, \quad (1.1)$$

где D – диаметр поршня, мм;

$X_{п\max}$ – максимальный ход, мм. Из условия $X_{п\max} = 480$ мм.

Рассчитаем диаметр поршня:

$$D \geq \frac{480}{3,9} = 123,07 \text{ мм}. \quad (1.2)$$

Для расчета примем $d = (0,45...0,65)D$ – диаметр штока, мм.

$$d = (0,45 \dots 0,65)d_{\text{п}} = 0,5 \cdot 123,07 = 68,2 \text{ мм.} \quad (1.3)$$

Теперь, проведя предварительные расчеты, можно выбрать стандартные размеры диаметров поршня и штока гидроцилиндра в соответствии с нормалью ОН 22-176-69: диаметр поршня – $D = 125 \text{ мм}$, $d = 70 \text{ мм}$

Далее, необходимо найти рабочие площади для поршневой и штоковой полостей:

$$S_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4} = 0,1227 \text{ м}^2; \quad (1.4)$$

$$S_{\text{ш}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = 0,0084 \text{ м}^2. \quad (1.5)$$

Перед построением нагрузочной диаграммы стоит обратить внимание на диаграмму зависимости давления зажима трубы от времени, полученную с помощью *ibaAnalyzer* – программного пакета *IBA System*. Она представлена на рисунке 1.8. Во время снятия фаски возникают колебания из-за вибраций, вызванных контактом планшайбы с трубой. Их частота зависит от скорости вращения планшайбы, а амплитуда – от силы нажатия режущего ролика на трубу. Колебания (или перепады давления) периодически носят хаотичный характер, но в целом, при выбранном для построения нагрузочных диаграмм давлении настройки в 90 бар, не превышают 5 бар.

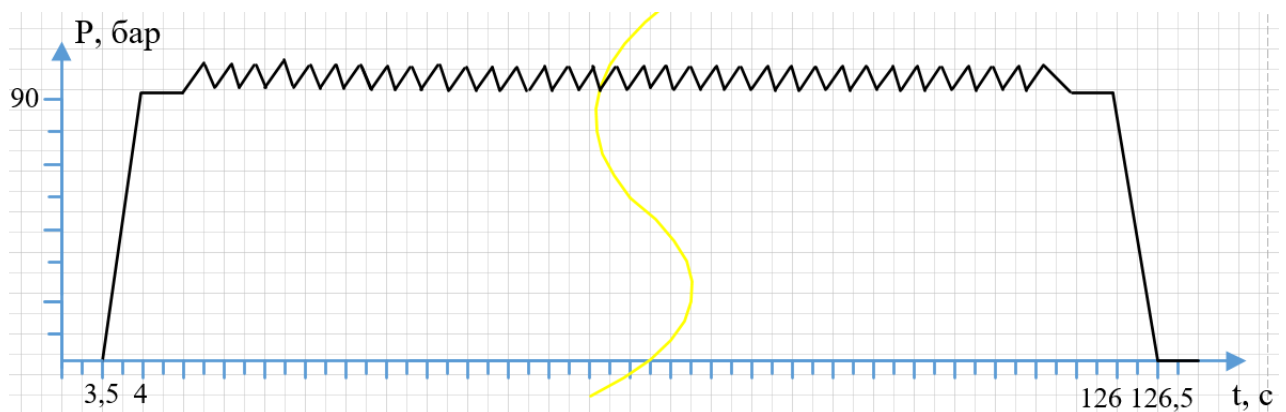


Рисунок 1.8 – Диаграмма зависимости давления зажима от времени

Для построения тахограммы необходимо узнать скорости выдвижения и втягивания штока. Для расчета необходимо исходить из следующих условий:

– время выдвижения и втягивания имеет одинаковое значение и составляет 3,5 секунды

– время разгона и торможения составляют в сумме 2 секунды, за которые шток успеваает пройти четверть пути.

Следовательно, рассчитаем скорость, с которой шток будет двигаться оставшиеся 1,5 секунды:

$$v = \frac{X_{\text{пmax}} - (X_{\text{пmax}} / 4)}{t - 2} = \frac{0,480 - 0,110}{3,5 - 2} = 0,24 \text{ м/с.} \quad (1.6)$$

График совмещенных диаграмм нагрузок и тахограммы гидроцилиндров представлен на рисунке 1.9.

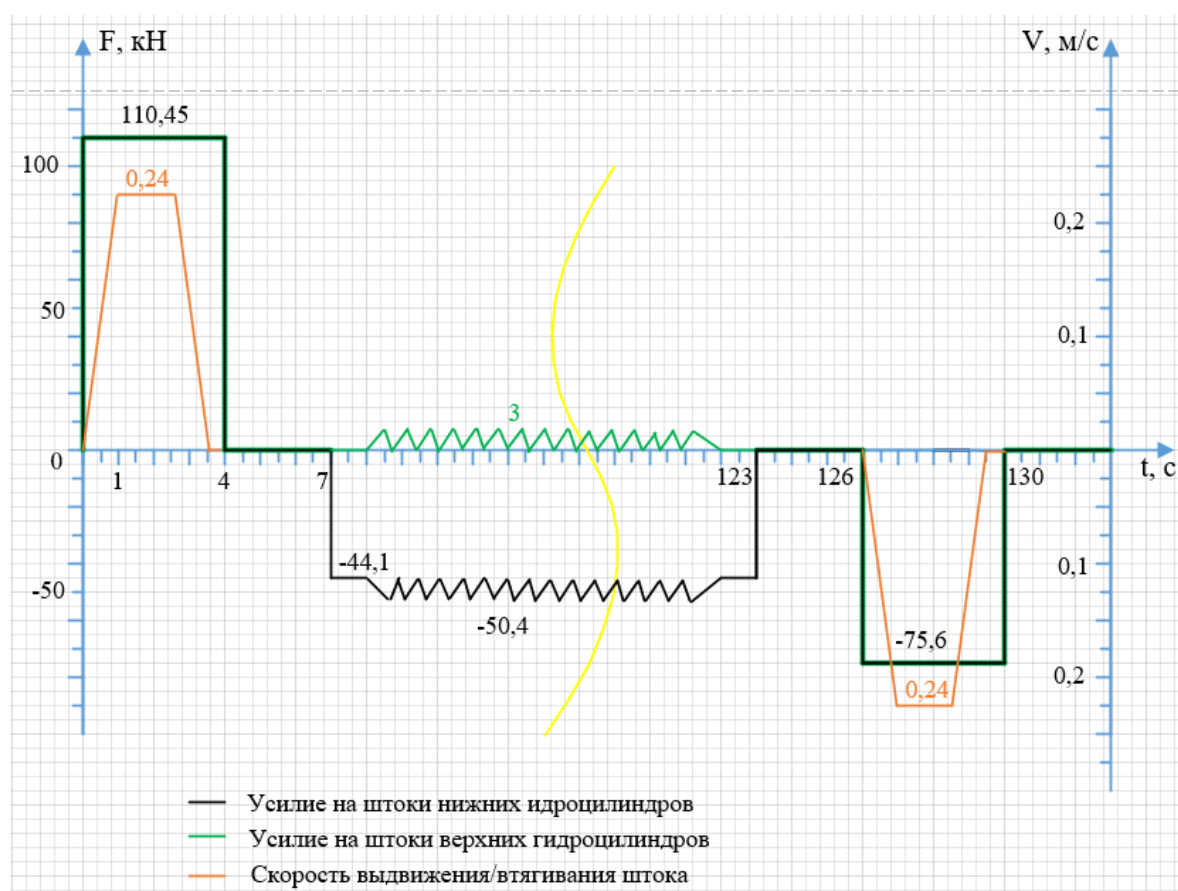


Рисунок 1.9 – Совмещенные нагрузочные диаграммы и тахограмма

Время всего цикла работы зажимного устройства составляет 130 секунд.

На первом промежутке времени происходит выдвигание штока и зажатие трубы. Плавное торможение обеспечивают демпферы штоковой полости. После того как скорость упала практически до нуля происходит зажатие трубы. Время промежутка – 4 секунды.

По формуле 1.7 рассчитаем усилие на шток при прямом ходе [4]:

$$F_1 = P_n \cdot S_n, \quad (1.7)$$

где F_1 – усилие на шток при выдвигании, Н;

P_n – давление настройки, Па.

$$F_1 = 9 \cdot 10^6 \cdot 0,01227 = 0,1104 \cdot 10^6 \text{ Н} = 110,4 \text{ кН}. \quad (1.8)$$

На втором промежутке времени подъезжают шпиндельные бабки с вращающимися планшайбами. Никаких воздействий на штоки не происходит. Время промежутка – 3 секунды.

На третьем промежутке времени режущие ролики планшайб контактируют с торцами трубы и потихоньку усиливают нажим на торцы. Одновременно подъемный стол опускается. Затем происходит процесс снятия фаски, во время которого возникают небольшие перепады давления зажатия трубы из-за вибрации. Следовательно, возникают перепады усилия на шток. Время промежутка – 116 секунд.

Сначала рассчитаем усилие на штоки нижних гидроцилиндров. Учтем, что нижних гидроцилиндров у нас 4 (по 2 на каждый станок) и, следовательно, поделим силу тяжести, оказываемую на штоки на 4:

$$F_{3н} = -\frac{m_r \cdot g}{4} = -\frac{18000 \cdot 9,8}{4} = -44100 \text{ Н} = -44,1 \text{ кН}, \quad (1.9)$$

где $F_{3н}$ – усилие на штоки нижних гидроцилиндров, Н;

m_t – масса трубы, кг;

g – ускорение свободного падения, m/s^2 .

Теперь рассчитаем максимальный перепад усилия на верхние штоки по формуле 1.10:

$$F_{3в\max} = P_{3в\max} \cdot S_{п} = 0,75 \cdot 10^6 \cdot 0,01227 = 0,003 \cdot 10^6 \text{ Н} = 3 \text{ кН}. \quad (1.10)$$

Следовательно, максимальные перепады усилий на нижние штоки будут следующими:

$$F_{3н\min} = F_{3н} + F_{3в\min} = -44,1 + (-6,3) = -50,4 \text{ кН}; \quad (1.11)$$

На четвертом промежутке времени, после окончания обработки трубы, шпиндельные бабки отъезжают и подъемный стол поднимается, снимая нагрузку с нижних зажимов. Время промежутка – 3 секунды.

На пятом промежутке времени происходит разжатие трубы и втягивание штоков. Плавное втягивание в конце хода обеспечивают демпферы поршневой полости. Время промежутка – 4 секунды.

По формуле 1.12 рассчитаем усилие на втягивание штока:

$$F_5 = P_n \cdot S_{ш} = 9 \cdot 10^6 \cdot 0,0084 = 0,0756 \text{ Н} = 75,6 \text{ кН}, \quad (1.12)$$

где F_5 – усилие на шток при втягивании, Н.

На шестом промежутке времени, после втягивания штока, станки отъезжают и подъемный стол опускает трубу на транспортировочную тележку. Цикл работы зажимного устройства считается окончанным.

1.6 Выбор основного силового оборудования и расчет средств защиты привода

1.6.1 Выбор гидроцилиндров

Основным силовым оборудованием в системе гидропривода является гидроцилиндр. Гидроцилиндры – объемные гидродвигатели возвратно-поступательного движения, которые будут приводить в движение зажимные механизмы. Исходя из рассчитанных в прошлом пункте геометрических параметров, выберем гидроцилиндры фирмы Nanchen Hydraulic с характеристиками 125/50/480, где 125 мм – диаметр поршня (D), 50 мм – диаметр штока (d), 480 мм – максимальный ход цилиндра. Данные гидроцилиндры, исходя из требований к гидроприводу, оборудованы демпферами в поршневой и штоковой полостях. Фотография гидроцилиндров изображена на рисунке 1.10.



Рисунок 1.10 – Гидроцилиндры Nanchen Hydraulic

1.6.2 Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость в гидросистеме должна иметь присадки для повышения защиты от коррозии, старения и износа гидропривода. Важным параметром

рабочей жидкости является степень ее текучести, т.е. вязкость. Гидронасосы требуют соблюдения допустимых диапазонов вязкости масла. Слишком высокая вязкость может привести к кавитации, а слишком низкая приводит к потере смазывающих свойств при повышенных температурах. Учитывая требования, выдвинутые ранее к приводу, выберем масло на минеральной основе НЛР 68 вязкость которого соответственно составляет $68 \text{ мм}^2 / \text{с}$. Оно обладает набором необходимых присадок для защиты привода, хорошо сохраняет свои смазывающие свойства при перегревах и будет оптимально работать при номинальной температуре в диапазоне 45-55 С.

1.6.3 Расчет подачи насоса

Далее необходимо рассчитать основные параметры гидронасоса. При выборе насоса следует учесть два параметра: требуемые подача и давление.

В первую очередь рассчитаем скорость подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр, необходимую для выдвигания и втягивания штока с требуемой скоростью [5]:

$$Q_{\text{гц пх1}} = Z \cdot v \cdot S_{\text{п}} = 8 \cdot 0,01227 \cdot 0,24 = 0,023 \text{ м}^3 / \text{с} = 1380 \text{ л / мин}; \quad (1.13)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{гц ох1}} &= Z \cdot v \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}) = 8 \cdot 0,24 \cdot (0,01227 - 0,0084) = \\ &= 0,007473 \text{ м}^3 / \text{с} = 446 \text{ л / мин}, \end{aligned} \quad (1.14)$$

где $Q_{\text{гц пх1}}$ и $Q_{\text{гц ох1}}$ – расчётные подачи для гидроцилиндра при прямом и обратном ходах соответственно, л/мин;

$Z = 8$ – количество гидроцилиндров (или число двойных ходов поршня гидроцилиндра одностороннего действия);

v – скорость выдвигания/втягивания штока м/с.

Получаются достаточно большие значения. Однако заметим, что эта подача, необходимая для мгновенного выдвижения и втягивания штока, то есть, при этом, насос должен включаться только в те моменты, когда необходимо выдвинуть или втянуть шток. Теперь учтем, что насос будет работать постоянно, независимо от протекающих технологических операций на станке.

Тогда необходимо узнать, какое минимальное количество жидкости насос должен накачать в промежутке времени между разжатием и зажатием трубы для прямого хода, и зажатием и разжатием для обратного:

$$Q_{\text{гц пх}} = \frac{Q_{\text{гц пх1}}}{t_{\text{п-з}}} = \frac{0,023}{30} = 0,00077 \text{ м}^3 / \text{с} = 46 \text{ л} / \text{мин}; \quad (1.15)$$

$$Q_{\text{гц ох}} = \frac{Q_{\text{гц пх1}}}{t_{\text{з-п}}} = \frac{0,007473}{122} = 0,000061 \text{ м}^3 / \text{с} = 3,6 \text{ л} / \text{мин}, \quad (1.16)$$

где $t_{\text{п-з}} = 30$ с – время между разжатием и зажатием, с;

$t_{\text{з-п}} = 122$ с – время между зажатием и разжатием, с.

Следовательно, $Q = 46$ л/мин – есть минимальная требуемая подача насоса для гидропривода.

Теперь необходимо узнать давление, развиваемое насосом, которое рассчитывается по формуле 1.19 [6]:

$$P_{\text{нас}} = P_{\text{н max}} + \sum \Delta P_{\text{гп}}, \quad (1.17)$$

где $P_{\text{н max}}$ – максимально требуемое давление настройки, МПа;

$\sum \Delta P_{\text{гп}}$ – сумма потерь давления во всех элементах гидропривода, за исключением гидроаккумулятора, предохранительного клапана сброса давления и гидроцилиндров, МПа.

Сумма потерь давления в нашем гидроприводе находится по формуле 1.20:

$$\sum \Delta P_{\text{гп}} = 2 \cdot (P_{\text{нл}} + \Delta P_{\text{сл}} + \Delta P_{\text{рк}}) + 4 \cdot (\Delta P_{\text{р}} + \Delta P_{\text{др}} + \Delta P_{\text{гз}}) + \Delta P_{\text{ф}}, \quad (1.18)$$

где $\Delta P_{\text{р}}$ – потери давления в гидрораспределителе, МПа;

$\Delta P_{\text{нл}}$ – потери давления в напорной линии, МПа;

$\Delta P_{\text{сл}}$ – потери давления в сливной линии, МПа;

$\Delta P_{\text{рк}}$ – потери давления в редукционном клапане, МПа;

$\Delta P_{\text{др}}$ – потери давления в дросселе, МПа;

$\Delta P_{\text{ф}}$ – потери давления в фильтре, МПа;

$\Delta P_{\text{гз}}$ – потери давления в гидрозамках, МПа;

1.6.4 Расчет трубопровода

В первую очередь найдем внутренний диаметр труб по формуле 1.19 [7]:

$$d_{\text{т}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\text{рж1}}}}, \quad (1.19)$$

где Q – подача насоса $\text{м}^3 / \text{с}$;

$v_{\text{рж1}}$ – скорость течения рабочей жидкости м/с.

Для предварительного расчета скоростью рабочей жидкости примем 3 м/с.

Теперь можем рассчитать внутренний диаметр труб:

$$d_{\text{т}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{\text{рж}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00077}{3,14 \cdot 3}} = 0,018 \text{ м}. \quad (1.20)$$

Согласно ГОСТ 355 – 67 округлим получившийся диаметр в большую сторону и выберем трубопровод с внутренним диаметром 20мм. Толщину стенки, исходя из внутреннего диаметра, примем 2.8мм.

Теперь рассчитаем реальную скорость течения рабочей жидкости:

$$v_{рж1} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_T^2} = \frac{4 \cdot 0,00077}{3,14 \cdot 0,02^2} = 2,45 \text{ м / с.} \quad (1.21)$$

Далее определим число Рейнольдса и узнаем режим течения рабочей жидкости в трубопроводе:

$$Re = \frac{v_{рж} \cdot d_T}{\nu} = \frac{2,45 \cdot 0,02}{0,000068} = 721,2, \quad (1.22)$$

где ν – кинематическая вязкость масла, равная $68 \text{ мм}^2 / \text{с} = 0,000068 \text{ м}^2 / \text{с}$.

Получившееся число Рейнольдса оказалось меньше критического значения, равного 1500, поэтому режим течения в трубах ламинарный.

Гидравлические потери давления в трубопроводе находятся по формуле 1.23:

$$\Delta P_{тр} = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot l \cdot v_{рж}^2}{2 \cdot d_T}, \quad (1.23)$$

где $\rho = 880 \text{ кг / м}^3$ – плотность масла;

$\lambda = 75 / Re$ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина линии, м (длина напорной линии $l_{нп} = 20 \text{ м}$, длина сливной линии $l_{сл} = 20 \text{ м}$)

Теперь рассчитаем потери давления для напорной и сливной линии по формулам 1.24 и 1.25 соответственно:

$$\Delta P_{\text{нл}} = \frac{880 \cdot 0,1 \cdot 20 \cdot 6,0025}{2 \cdot 0,02} = 264110 \text{ Па} = 0,26 \text{ МПа}; \quad (1.24)$$

$$\Delta P_{\text{сл}} = \frac{880 \cdot 0,1 \cdot 10 \cdot 6,0025}{2 \cdot 0,02} = 132055 \text{ Па} = 0,13 \text{ МПа}. \quad (1.25)$$

1.6.5 Расчет гидрораспределителей

Гидравлический распределитель – устройство, предназначенное для управления гидравлическими потоками в гидросистеме с помощью внешнего воздействия. В нашем гидроприводе он будет управлять гидроцилиндрами и в нужные моменты времени, получая сигналы с контроллера, подавать рабочую жидкость в поршневую или штоковую области.

Потери в сечении гидрораспределителя находятся по следующей формуле [8]:

$$\Delta P_p = \frac{\rho \cdot \lambda_p \cdot v_{\text{рж}}^2}{2}, \quad (1.26)$$

где λ_p – коэффициент местного сопротивления гидрораспределителя.

Для нашего гидропривода нам потребуется трехпозиционный четырехлинейный гидрораспределитель. Для таких распределителей $\lambda_p = 7$.

Рассчитаем потери в его сечении:

$$\Delta P_p = \frac{880 \cdot 7 \cdot 6,0025}{2} = 18487,7 \text{ Па} = 0,018 \text{ МПа}. \quad (1.27)$$

Теперь для выбора гидрораспределителя необходимо узнать площадь его проходного сечения:

$$S_p = \frac{Q}{v_{рж}} = 0,000314 \text{ м}^2 = 314 \text{ мм}^2. \quad (1.28)$$

Фотография выбранных гидрораспределителей изображена на рисунке 1.11.



Рисунок 1.11 – Гидрораспределитель 4WE10

1.6.6 Расчет дросселей

Дроссель – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для создания гидравлического сопротивления потоку жидкости. Для нашего привода необходим регулируемый дроссель, который будет контролировать поток жидкости, поступающую в поршневую или штоковую полость. Дроссель должен быть оборудован обратным клапаном с целью беспрепятственного прохождения жидкости из гидроцилиндра на слив.

Расчет потерь давления на дросселе производится по следующей формуле [9]:

$$\Delta P_{др} = \frac{Q^2 \cdot \rho \cdot g}{\mu_{др}^2 \cdot S_{др}^2}, \quad (1.29)$$

где μ – коэффициент расхода отверстия (для минеральных масел $\mu = 0,72$);

$S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя, м^2 (рассчитывается по той же формуле что и для гидрораспределителя, следовательно $S_{др} = 0,000314 \text{ м}^2$).

Теперь мы можем рассчитать потери давления на дросселе:

$$\Delta P_{др} = \frac{5,9 \cdot 10^{-7} \cdot 880 \cdot 9,8}{0,52 \cdot 9,8 \cdot 10^{-8}} = 100038 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}. \quad (1.30)$$

Фотография выбранных дросселей изображена на рисунке 1.12.



Рисунок 1.12 – Дроссель Z2FS6

1.6.7 Расчет редукционных клапанов

Редукционный клапан – гидравлический аппарат, предназначенный для поддержания постоянного (редуцируемого) давления на выходе, путем изменения проходного сечения, в случае превышения или снижения давления на его входе. Редукционный клапан, как и гидрораспределитель, в нашем гидроприводе будет получать сигналы с контроллера, и в нужные моменты и открываться во время движения гидроцилиндров. Управление осуществляется с помощью электромагнита, установленного на верхней части клапана, который получая электрические сигналы воздействует на золотник. Клапан будет контролировать давление, подаваемое в гидроцилиндры, а, следовательно, контролировать силу зажима зажимного устройства. На зажимном устройстве каждого из станков будет установлено по одному серво-редукционному клапану.

Потери давления в редукционном клапане рассчитываются по следующей формуле [9]:

$$\Delta P_{\text{рк}} = \frac{8 \cdot \rho \cdot Q^2 \cdot (1 + f)}{\pi^2 \cdot d_{\text{кл}}^4}, \quad (1.31)$$

где $d_{\text{кл}}$ – диаметр проходного сечения клапана, м (согласно технической документации клапана $d_{\text{кл}} = 0,03$ м);

f – коэффициент, зависящий от профиля отверстия, его длины и рода протекающей через него жидкости, который определяется из выражения:

$$f = \frac{\beta \cdot l \cdot (1 + \alpha_{\text{кл}})}{\varphi}, \quad (1.32)$$

где l – длина канала круглого сечения, м (согласно технической документации клапана $d_{\text{кл}} = 0,03$ м);

$\alpha_{\text{кл}}$ – коэффициент, зависящий от формы канала (обычно $\alpha_{\text{кл}} = 0,06$);

β – коэффициент, зависящий от рода жидкости (для минеральных масел $\beta = 0,06$);

φ – коэффициент, зависящий от поперечной формы отверстия канала (для круглых сечений $\varphi = 0,04$).

Теперь мы можем найти коэффициент f :

$$f = \frac{0,06 \cdot 0,000068 \cdot (0,05 + 0,06)}{0,04} = 1,1 \cdot 10^{-4} \quad (1.33)$$

Зная коэффициент f , найдем потери давления в клапане:

$$\Delta P_{\text{рк}} = \frac{8 \cdot 880 \cdot 5,9 \cdot 10^{-7} (1 + 1,1 \cdot 10^{-4})}{9,8 \cdot 8,1 \cdot 10^{-7}} = 88,7 \text{ Па} = 0,000088 \text{ МПа}, \quad (1.34)$$

Фотография выбранных редукционных клапанов с серво-управлением изображена на рисунке 1.13.



Рисунок 1.13 – Клапан регулировки давления с серво-управлением

1.6.8 Расчет фильтра

Фильтр – защитное устройство, предназначенное для очистки рабочей жидкости от загрязнений и микроскопических абразивных частиц, образующихся во время работы гидропривода, тем самым снижая износ привода и увеличивая срок его эксплуатации. Фильтр в гидроприводе будет установлен на сливной линии.

Перепад давления на фильтре находится по следующей формуле 4 [10]:

$$\Delta P_{\text{ф}} = \frac{5,95 \cdot 10^7 \cdot Q \cdot v_{\text{дин}}}{\alpha \cdot \omega}, \quad (1.35)$$

где $v_{\text{дин}}$ – динамическая вязкость жидкости, Па·с (для масла НЛР 68 $v_{\text{дин}} = 0,1 \text{ МПа} \cdot \text{с}$ [10]);

α – площадь фильтрующей поверхности, м^2 (выбирается исходя из подачи насоса, $\alpha = 3,3 \cdot 10^4 \text{ м}^2$);

$\omega = 0,09 \text{ м}^3 / \text{м}^2$ – удельная пропускная способность (выбирается исходя из фильтрующего материала самого фильтра. В нашем случае для фильтрации используется редкая сетчатая хлопчатобумажная ткань).

Теперь мы можем рассчитать перепад давления на фильтре:

$$\Delta P_{\phi} = \frac{5,95 \cdot 10^7 \cdot 0,00077 \cdot 100000}{3,3 \cdot 10^4 \cdot 0,09} = 1542592,5 \text{ Па} = 1,54 \text{ МПа}. \quad (1.36)$$

1.6.9 Выбор гидрозамков

Гидрозамок – защитное гидравлическое устройство, предназначенное для удержания гидродвигателей, работающих под нагрузкой, в статическом положении. В гидроприводе зажимного устройства гидрозамки, как и дроссели будут установлены после распределителей и будут предотвращать утечки из гидроцилиндров во время их работы под нагрузкой.

Потери давления на гидрозамке примем [11]: $\Delta P_{гз} = 0,05 \text{ МПа}$.

Фотография выбранных гидрозамков изображена на рисунке 1.14.



Рисунок 1.14 Гидравлический замок S10

1.6.10 Расчет давления насоса

Далее необходимо сложить все потери давления, рассчитанные ранее:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_{\text{тр}} &= 2 \cdot (0,26 + 0,13 + 8,8 \cdot 10^{-5}) + 4 \cdot (0,018 + 0,1 + 0,05) + 1,54 = & (1.37) \\ &= 2,992 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Следовательно, мы можем вычислить требуемое давление, развиваемое насосом:

$$P_{\text{нас}} = 12 + 2,992 = 14,992 \text{ МПа} = 149,92 \text{ бар} \quad (1.38)$$

Гидронасос – гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию приводного двигателя в энергию потока жидкости. В гидроприводе зажимного устройства будет установлен нерегулируемый шестеренчатый насос, который будет питать зажимные механизмы обоих станков.

Фотография гидронасоса изображена на рисунке 1.15.



Рисунок 1.15 – Шестеренчатый насос с внутренним зацеплением RGF-3X

1.6.11 Расчет двигателя для насоса

Электродвигатель – это электрическая машина, которая преобразует электрическую энергию в механическую, посредством вращения вала. В нашем гидроприводе, согласно документации, будет использоваться асинхронный двигатель, который будет приводить в движение насос. Так как нет необходимости

регулировать подачу насоса, и он будет работать постоянно, дополнительная установка преобразователя частоты для двигателя не нужна.

Для выбора конкретной модели двигателя необходимо рассчитать скорость вращения приводного вала и требуемую мощность.

Требуемая скорость вращения приводного вала рассчитывается по следующей формуле [12]:

$$n_T = \frac{Q_H \cdot 1000 \cdot \eta_H}{V_{PK}}, \quad (1.39)$$

где n_T – требуемая скорость вращения двигателя, об/мин;

Q_H – подача насоса л/мин (согласно документации [12] $Q_H = 47$ л / мин);

$\eta_H = 0,95$ – КПД насоса;

V_{PK} – объем рабочей камеры насоса, см³ (согласно документации $V_{PK} = 31$ см³)

Расчет скорости вращения вала представлен в формуле 1.41 [13]:

$$n_T = \frac{47 \cdot 1000 \cdot 0,95}{31} = 1440,3 \text{ об / мин} \quad (1.40)$$

Теперь найдем требуемую мощность двигателя по следующей формуле:

$$N_T = \frac{Q_H \cdot P_H}{0,95} = \frac{0,000783 \cdot 15}{0,95} = 12,36 \text{ кВт} \quad (1.41)$$

где N_T – требуемая мощность двигателя, кВт;

P_H – давление насоса, МПа (согласно документации $P_H = 150$ бар = 15 МПа);

Q_H – подача насоса м³ / с (47 л / мин = $0,000783$ м³ / с)

Выбрав двигатель из каталога, рассчитаем его крутящий момент на валу:

$$M = \frac{9550 \cdot N}{n} = \frac{9550 \cdot 15}{1450} = 98.8 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.42)$$

где M – момент на валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

n – скорость вращения вала об/мин (согласно документации $n=1450$ об/мин);

N – мощность двигателя, кВт (согласно документации $N= 15$ кВт).

Фотография выбранного двигателя приведена на рисунке 1.16.



Рисунок 1.16 – Асинхронный электродвигатель ABZEK-B35-160L

1.6.12 Выбор гидроаккумулятора

Гидроаккумулятор – защитное гидравлическое устройство, служащее для накопления энергии жидкости и поддержания постоянного давления в напорной линии. В гидроприводе зажимного устройства гидроаккумулятор защищает привод от гидроударов, будет поддерживать давление на постоянном уровне перед редукционным клапаном и в нужные моменты выбрасывать накопленную энергию рабочей жидкости в гидропривод. Для гидропривода выбран аккумулятор SB330-4 с рабочим объемом 24 л.

1.6.13 Выбор предохранительного клапана

Предохранительный клапан – гидроустройство, которое служит для защиты гидропривода от механического разрушения избыточным давлением, путем

автоматического сброса избытков жидкости с давлением, превышающим давление настройки. В гидроприводе клапан сброса давления будет установлен перед управляемой гидроаппаратурой. Он будет контролировать давление, развиваемое насосом вовремя, когда напорный клапан закрыт, и, в случае превышения давления настройки, сбросит излишки жидкости в гидробак.

Фотография выбранного предохранительного клапана представлена на рисунке 1.17:



Рисунок 1.17 – предохранительный клапан DBDS20G1X

В таблице 1.2 представлен набор элементов гидропривода и их основные характеристики, согласно рассчитанным ранее параметрам.

Таблица 1.2 – Характеристики элементов гидропривода

Параметр	Характеристика
Асинхронный электродвигатель для насоса ABZEK-B35	
Мощность, кВт	15
Частота вращения, об/мин	1450
Шестеренчатый насос с внутренним зацеплением PGF3-3X	
Подача, л/мин	47
Рабочее давление, бар	150

Продолжение таблицы 1.2

Гидроаккумулятор SB330-4	
Рабочий объем, л	24
Максимальное рабочее давление, бар	315
Гидрозамки Z2S 10-1-3X	
Максимальное рабочее давление, бар	315
Максимальный объемный расход, л/мин	120
Трубопровод	
Внутренний диаметр, мм	20
Толщина стенки, мм	2,8
Дроссели Z2FS	
Максимальное рабочее давление, бар	350
Максимальный объемный расход, л/мин	80
Серво-редукционные клапана ZDR 10V	
Максимальное рабочее давление, бар	315
Максимальный объемный расход, л/мин	100
Гидроцилиндры Hänchen hydraulic	
Максимальный ход штока, мм	480
Диаметр поршня, мм	125
Диаметр штока, мм	70
Гидрораспределители 4WE10 J3X	
Количество позиций	3
Количество линий	4
Максимальное рабочее давление, бар	315
Максимальный объемный расход, л/мин	120
Предохранительные клапана DBDS20G1X	
Максимальное рабочее давление	630
Максимальный объемный расход л/мин	330

2 РАЗРАБОТКА САУ

2.1 Разработка архитектуры системы автоматизации

Для удовлетворения требований, выдвинутых к системе автоматизации, ее архитектура должна иметь следующие составляющие:

- Автоматизированное рабочее место (АРМ);
- Контроллер CPU 414-3 DP;
- Станция удаленной периферии ET-200S;
- Реле давления
- Концевые выключатели для гидроцилиндров
- Датчики линейных перемещений для гидроцилиндров
- Управляющая гидроаппаратура, состоящая из серво-редукционного клапана и гидрораспределителя.

гидрораспределителя.

Собранная схема автоматизации из вышеперечисленных элементов представлена на рисунке 2.1:



Рисунок 2.1– Архитектура системы автоматизации зажимного устройства

Автоматизированное рабочее место (АРМ) – архитектурно технический комплекс, объединяющий программно-аппаратные средства, которые дают возможность человеку управлять производственным процессом, посредством ввода параметров и условий выполнения технологического процесса через терминал управления одного или нескольких производственных установок или станков. Станок для снятия фаски RFA 156 оборудован АРМ. Обязательным условием его работы является наличие оператора, следящего за технологическим процессом работы установки и управляющего некоторыми этапами ее работы при включении ручного или полуавтоматического режима управления.

2.2 Выбор контроллеров и датчиков технологических координат

Станция удаленной периферии ET-200S представляет собой станцию, предназначенную для построения системы распределенного ввода – вывода на основе сети Profibus – DP. Имеет номинальное напряжение 24 В. Станок имеет шесть таких станций, две из которых отвечают за зажимные устройства. К ней подключаются все датчики с зажимов станков, а также управляющая гидроаппаратура.

Фотография станции удаленной периферии изображена на рисунке 2.2.



Рисунок 2.2 – станция удаленной периферии ET-200S

Реле давления со встроенным датчиком давления представляет собой блок ограничения давления, который устанавливается после серворедукционного клапана и, в случае превышения давления настройки на выходе, выключает насос. В системе используется реле давления фирмы Rexroth HED 8 OA-2X/350K14AS. Оно обладает классом защиты IP65 и работает при максимальном давлении в 500 бар. Фотография реле изображена на рисунке 2.3.

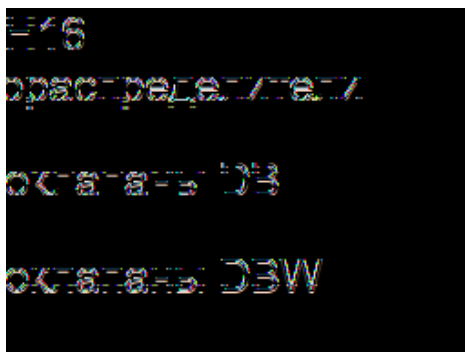


Рисунок 2.3– Реле давления HED 8

Концевые выключатели устанавливаются на гидроцилиндрах и ограничивают их максимальный ход. Во время переделки их настраивают под определенный диаметр трубы В системе используются концевые выключатели фирмы OsisWitch, которые обладают роликовым рычагом [14]. Рабочими характеристиками являются напряжение 240 В и ток 1,5 А. Фотография концевого выключателя изображена на рисунке 2.4



Рисунок 2.4– Концевой выключатель

Так же с гидроцилиндрами установлены магнестрикционные датчики линейного перемещения Micropulse серии BTL5 фирмы Baluff [15], которые хорошо совместимы с контроллерами и станциями удаленной периферии Siemens. Датчики передают информацию о положении гидроцилиндров на контроллер. Точка измерения на участке пути бесконтактно отмечается пассивным магнитом, который не требует подачи питания. Такие датчики не чувствительны к температурным перепадам, загрязнениям и вибрациям, благодаря чему являются достойной альтернативой потенциометрическим датчикам. Фотография датчика изображена на рисунке 2.5.



Рисунок 2.5 – Датчик линейных перемещений Micropulse BTL5

В данной системе используется контроллер CPU 414–3 DP фирмы Siemens, представленный на рисунке 2.6.

Контроллер CPU 414–3 DP является центральным процессором для выполнения программ среднего и большого объема. Обладает высокой производительностью, встроенным интерфейсом ведущего/ ведомого устройства PROFIBUS DP. Обслуживает системы распределенного ввода-вывода на основе PROFIBUS DP. Он применяется в автоматизированных системах, которые оснащены развитыми системами распределенного и локального ввода/вывода. Кроме STEP 7 для программирования CPU 414 - 3 DP средства программирования такие, как S7 – SCL и S7 – GRAPH. CPU 414 - 3 DP является платформой для решения технологических

задач: управления движением с использованием рабочего пакета Easy Motion Control, автоматического регулирования на основе программы STEP 7.



Рисунок 2.6 – Контроллер CPU 414–3 DP

Контроллер характеризуется следующими параметрами [16]:

- Микропроцессор: 100 нс на выполнение бинарной инструкции, 3 мкс на выполнение арифметической операции с плавающей точкой.
- Рабочая память содержит объем 128 Кбайт RAM для выполнения загруженной секции программы и хранения данных.
- Микрокарта памяти (до 8 Мбайт) используется, как загружаемая память, а также, для сохранения архивов проектов, архивирования данных.
- Содержит гибкие возможности расширения, т.е. может подключать до 32 модулей.
- Интерфейс PROFIBUS DP – это интерфейс ведущего/ ведомого DP устройства для работы в системах распределенного ввода/ вывода.
- Интерфейс MPI – это интерфейс, позволяющий устанавливать одновременно до 16 соединений с программируемыми контроллерами, программаторами, панелями операторов, компьютерами. Этот интерфейс позволяет создавать простейшие сетевые структуры с объединением до 16 ЦП и поддержкой механизма передачи глобальных данных.

– Контроллер обладает некоторыми функциями: парольная защита доступа, буфером диагностических сообщений, автоматическим сохранением данных при перебоях в питании контроллера.

Интерфейсные модули IBA VM являются ярким примером SCADA-систем. Они выполняют сбор, хранение, архивирование и обработку информации о технологическом процессе работы станка. Так же они собирают информацию с датчиков через станцию удаленной периферии ET-200S по сети PROFIBUS и передают ее на компьютеры сотрудников цеха и компьютеры главного диспетчерского пункта Высоты 239. Эти компьютеры имеют систему IBA-PDA V6 и оборудованы сетевой картой IBA-FOB. Для отображения графиков и информации о технологических процессах используется программа IBA-Analyser. На станке для снятия фаски установлены три модуля IBA-VM, которые связаны между собой и модулями других станков цеха единой сетью оптоволоконных кабелей IBA-Network. Пример конфигурации системы IBA изображен на рисунке 2.7.

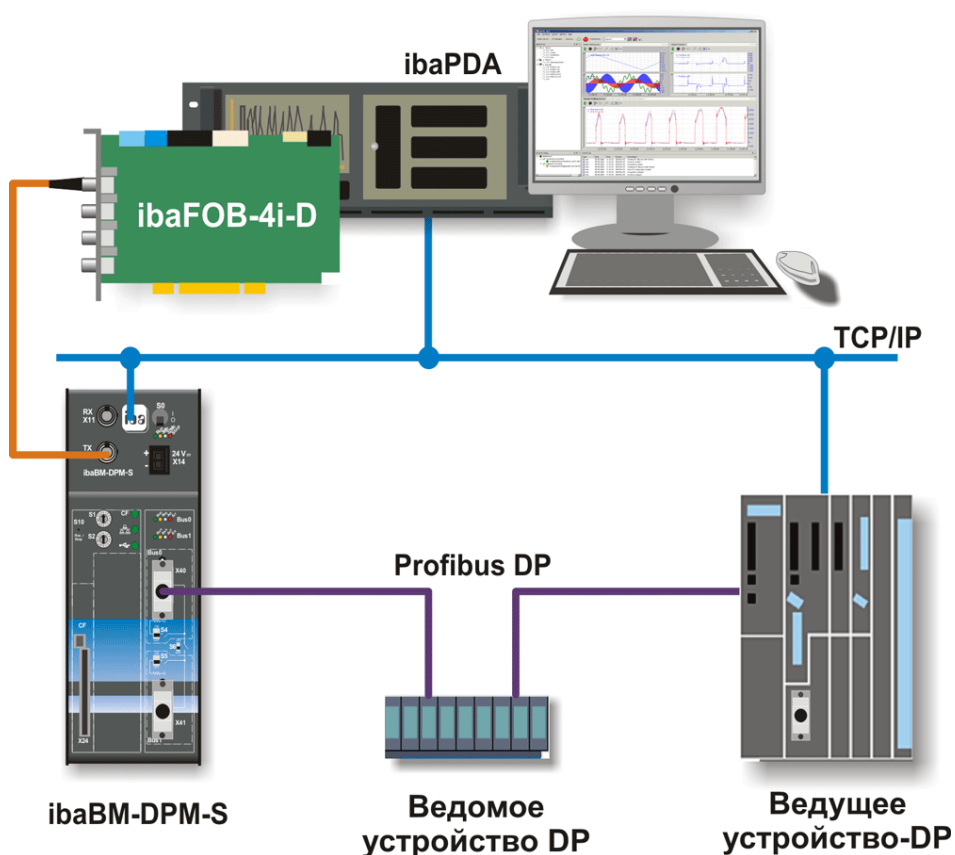


Рисунок 2.7 – Конфигурация IBA-System

Модули расширения входов/выходов SM421, SM422 дискретных и SM431, SM432 аналоговых, до 32 каналов ввода-вывода с настройкой большинства параметров, для работы в составе программируемых контроллеров Siemens SIMATIC S7-400 и их адаптации к требованиям решаемой задачи.

Основные характеристики и особенности сигнальных модулей ввода-вывода Siemens SIMATIC S7-400 SM 421, SM 422, SM431, SM 432 [16]:

– Назначение: ввод-вывод дискретных и аналоговых сигналов контроллера и адаптация его к требованиям решаемой задачи.

Состав модулей:

– Модули ввода дискретных сигналов SM 421, до 32 каналов дискретных входов, с гальваническим разделением, в исполнениях с входным напряжением 24/48/60/120/230 В AC/DC.

– Модули вывода дискретных сигналов SM 422, с выходными напряжением/током $\approx 24\text{В}/2\text{А}$, $\sim 120/230\text{В}/2\text{А}$, $\approx 24\text{В}/0.5\text{А}$ для транзисторных выходов и $\approx 60\text{В}/\sim 230\text{В}/5\text{А}$ для релейных выходов, с защитой от КЗ электронной или предохранителями.

– Модули ввода аналоговых сигналов SM 431, до 16 каналов, разрешение 16 бит, для подключения унифицированных сигналов напряжения(U) или силы тока(I), сопротивления(R) или температуры с помощью термометров сопротивления(RTD) или термопар(TC).

– Модуль вывода аналоговых сигналов SM 432, до 8 выходных каналов напряжения $\pm 10\text{В}/1\dots 5\text{В}/0\dots 10\text{В}$ и силы тока $\pm 20\text{мА}/4\dots 20\text{мА}/0\dots 20\text{мА}$.

– Использование во всех модификациях контроллеров S7-400.

– Компактные пластиковые корпуса шириной 25мм со светодиодной индикацией на передней панели.

– Защитная дверца со схемой подключения внешних цепей на тыльной и с пазом для установки маркировочной этикетки внешних цепей на фронтальных сторонах.

– Разъем под защитной крышкой для установки съемного фронтального соединителя.

– Подключение внешних цепей к съемным фронтальным соединителям и замена модулей без демонтажа их внешних цепей.

– Замена модулей без отключения питания контроллера ("горячая замена").

– Механическое кодирование при первой установке фронтального соединителя на модуль определенного типа для исключения ошибок при последующих заменах модулей.

– Фронтальные соединители с винтовыми зажимами, пружинными контактами-защелками, обжимными контактами.

– Настройка большинства параметров сигнальных модулей SM программным способом с помощью HW Config пакета STEP 7

Фотография дискретных и аналоговых модулей ввода-вывода изображена на рисунке 2.8.



Рисунок 2.8 – модули ввода вывода дискретных и аналоговых сигналов (слева на право)

Модуль питания для контроллера PS – 407 выбираем в зависимости от суммы потребляемого тока 5 – 10 А. Модуль питания PS – 407 5А предназначен для питания программируемого контроллера и датчиков напряжением 24 В. Модуль обладает следующими характеристиками:

- выходной ток 5 А;
- выходное напряжение 24 В постоянного тока;
- подключение к однофазной системе переменного тока (входное напряжение 120/ 230 В переменного тока, 50/ 60 Гц);
- надежная гальваническая развязка.

Фотография блока питания изображена на рисунке 2.8.



Рисунок 2.9 – Блок питания PS 407

2.3 Разработка функциональной схемы САР гидропривода агрегата.

Исходя из особенностей технологического процесса и требований, предъявляемых к мехатронной системе, регулируемой технологической координатой будет являться давление, подаваемое в гидроцилиндры.

В систему управления зажимного устройства не будет входить двигатель-насосная пара, поскольку насос работает постоянно и независимо от протекающих технологических операций на станке или устройстве.

В нужные моменты времени сигналы с контроллера будут подаваться на гидроаппаратуру, которая и будет управлять зажимным устройством. Датчиком давления в системе будет являться реле давления, которое будет измерять давление

на выходе и в случае его превышения, заданного в блоке ограничения выключит насос. Редукционный клапан будет задействоваться в нужные моменты времени и подавать заданное в регуляторе давление настройки на гидрораспределитель. Концевые выключатели и датчик линейных перемещений будут отправлять информацию о положении поршня в гидроцилиндре на контроллер, который будет переключать гидрораспределитель, распределяющий поток жидкости в гидроцилиндре, заставляя его выполнять возвратно-поступательные движения в определенные моменты времени. Функциональная схема САР изображена на рисунке 2.10.

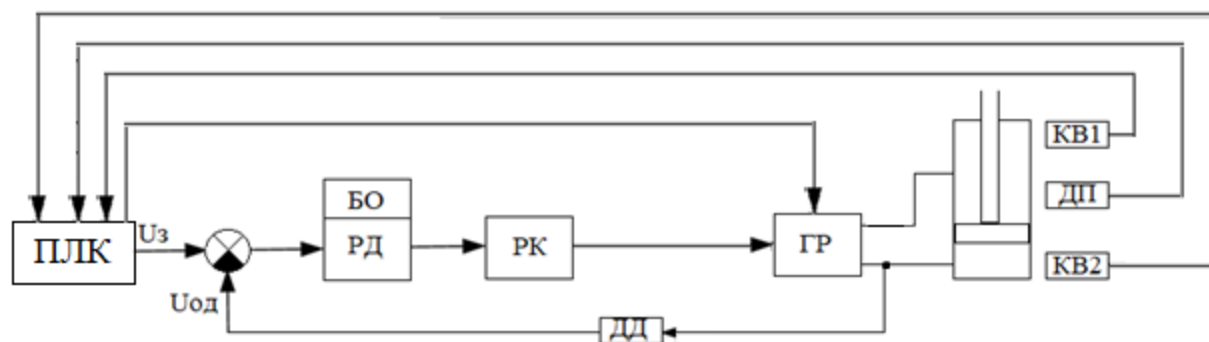


Рисунок 2.10 – Функциональная схема САР гидропривода управления зажимным устройством: ПЛК – контроллер, РД – регулятор давления, РК – редукционный клапан, ГР– гидрораспределитель, КВ1 и КВ2 – концевые выключатели, БО – блок ограничения, ДД – датчик давления

2.4 Разработка контура регулирования технологических координат

Исходя из функциональной имеем следующие передаточные функции:

$$W_1 = \frac{k_y}{T_y p + 1}, \quad (2.1)$$

где W_1 – передаточная функция сервоклапана;

$k_y = 7,78 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с} \cdot \text{В}$ – расходный коэффициент;

$T_y = 3,6 \text{ мс}$ – постоянная времени сервоклапана.

$$W_2 = \frac{1/r + k_{\pi}}{1 + V/E \cdot (r + k_{\pi})p}, \quad (2.2)$$

где $r = 5,1 \cdot 10^{-14} \text{ м}^5 / \text{н} \cdot \text{с}$ – коэффициент утечек;

$V = 0,00589 \text{ м}^3$ – объем поршневой полости;

$E = 1,4 \cdot 10^9 \text{ н} / \text{м}^2$ – объемный модуль упругости рабочей жидкости;

$k_{\pi} = 2,4 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5 / \text{н} \cdot \text{с}$ – коэффициент жесткости расходных характеристик.

$$W_3 = \frac{1/b}{1 + \frac{m}{b}p}, \quad (2.3)$$

где $b = 1,6 \cdot 10^8 \text{ кг} / \text{с}$ – коэффициент вязкого трения;

$m = 8 \cdot 10^5 \text{ кг}$ – приведенная масса жидкости в трубопроводе и механических частей.

Так же для расчета функции регулятора необходимо ввести следующие параметры:

$S_{\pi} = 0,01227 \text{ м}^2$ – площадь поршня рассчитанная по формуле 1.4;

$k_{\text{оп}} = 1,1 \cdot 10^{-6}$ – коэффициент обратной связи по давлению.

Найдем передаточную функцию ПИ-регулятора давления по формуле 2.4:

$$W_{\text{рд}} = \frac{1}{2 \cdot T_y p \cdot (T_y p + 1)} \cdot \frac{(T_y p + 1)}{k_y} \cdot \frac{1 + \frac{V}{E \cdot (r + k_{\pi})} p}{k_{\text{оп}} \cdot \frac{1}{r + k_{\pi}}} = \frac{1 + \frac{V}{E \cdot (r + k_{\pi})} p}{2 \cdot k_y \cdot \frac{k_{\text{оп}}}{r + k_{\pi}} \cdot T_y p} \quad (2.4)$$

Далее условно обозначим коэффициенты оператора Лапласа в числителе T_1 и знаменателе T_2 по формулам 2.5 и 2.6 соответственно:

$$T_1 = \frac{V}{E \cdot (r + k_{\pi})} \quad (2.5)$$

$$T_2 = 2 \cdot k_y \cdot \frac{k_{\text{оп}}}{r + k_{\pi}} \cdot T_y \quad (2.6)$$

Тогда передаточная функция регулятора примет вид:

$$W_{\text{рд}} = \frac{1}{T_2 p} + \frac{T_1}{T_2} \quad (2.7)$$

Теперь рассчитаем пропорциональную и интегрирующую части регулятора по формулам 2.8 и 2.9 соответственно:

$$W_{\pi} = \frac{1}{T_2} = 6.78 \quad (2.8)$$

$$W_{\text{и}} = \frac{T_1}{T_2} = 6.78 \quad (2.9)$$

2.5 Разработка структурной схемы САУ и типовых режимов работы привода

С помощью средств компьютерного моделирования пакета Simulink программы MATLAB разработаем математическую модель управления серво-редукционным клапаном. Собранная структурная схема и математическая модель показаны на рисунках 2.11 и 2.12 соответственно.

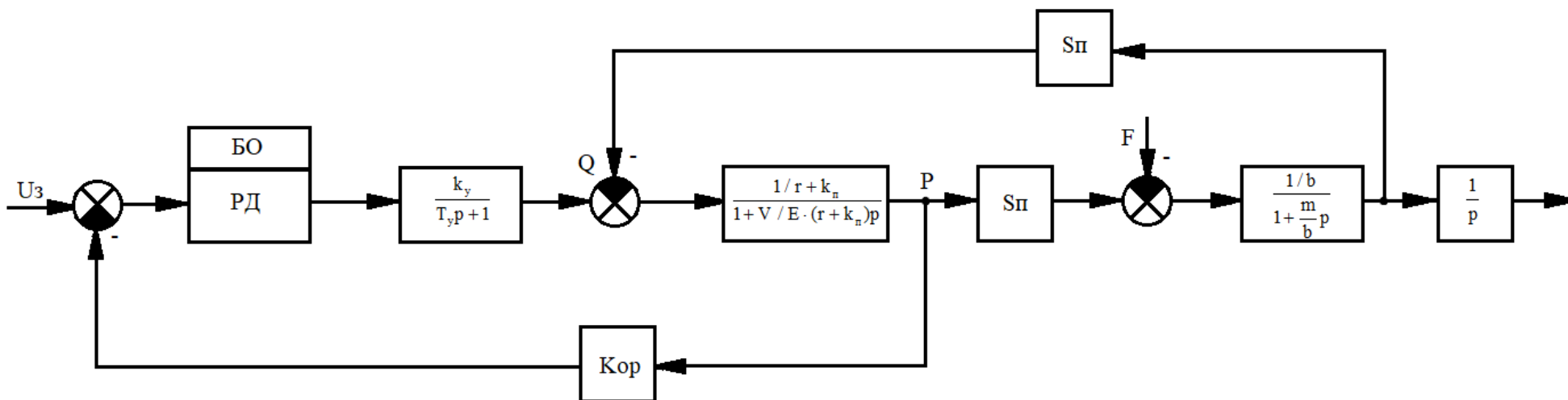


Рисунок 2.11 – Структурная схема САУ зажимного устройства

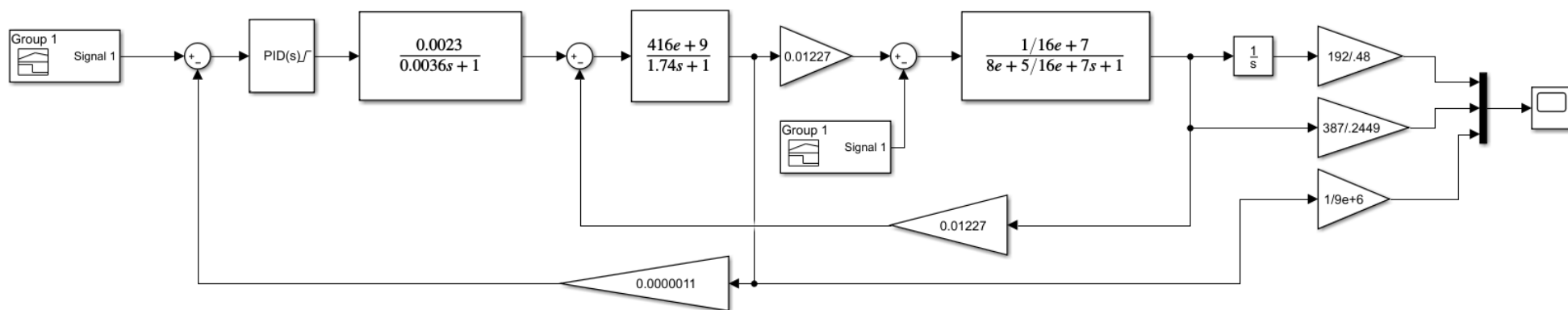


Рисунок 2.12 – Математическая модель зажимного устройства

Совмещенные переходные процессы давления, перемещения и скорости гидроцилиндра представлены на рисунке 2.13.

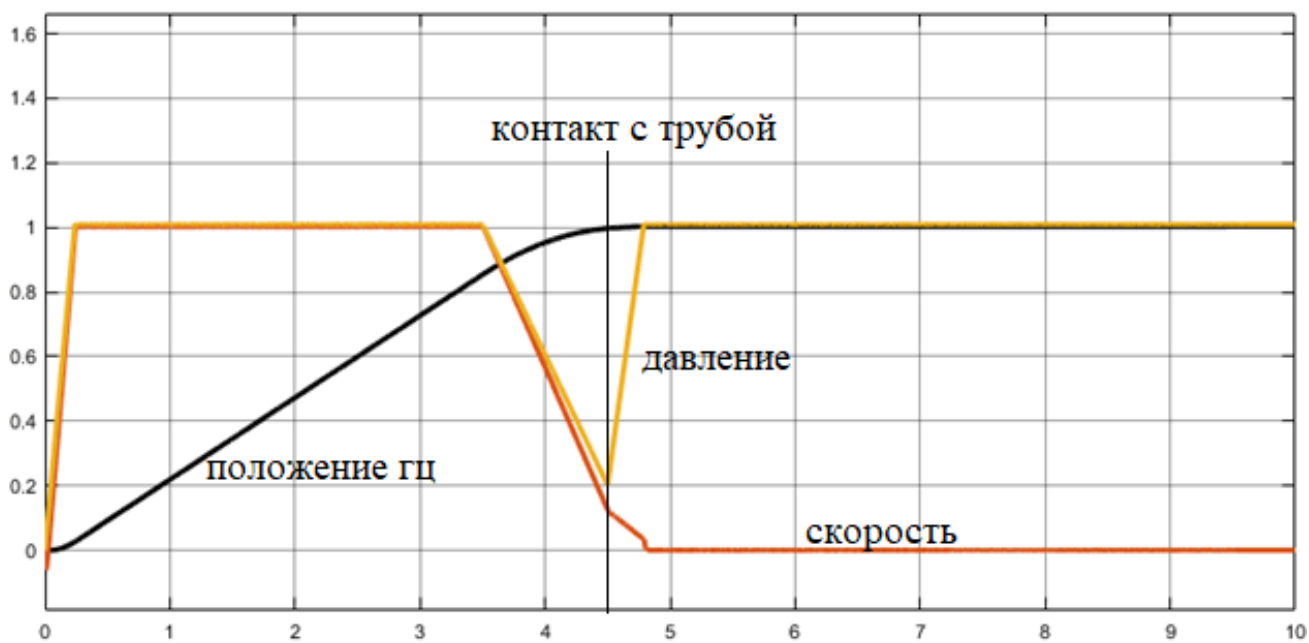


Рисунок 2.13 – Совмещенные графики переходных процессов зажимного устройства

Перерегулирование по давлению равно нулю, следовательно, ударных нагрузок на трубу не возникнет. В первый момент времени подается давление настройки и происходит выдвижение штока, скорость возрастает до номинальной и перед контактом с трубой клапан получает сигнал от контроллера на снижение давления во избежание удара зажимными призмами трубы. После контакта давление вновь возрастает до давления настройки и зажимает трубу.

3. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

3.1 Расчет производственной программы цеха и станка

Цех «Высота 239» и установка для снятия фаски работают круглосуточно, не исключая праздники и выходные дни. Годовой объем производства труб

определяется производительностью рассматриваемого оборудования цеха в единицу времени и фондом рабочего времени работы:

$$V_r = P \cdot T_\phi, \quad (3.1)$$

где, V_r – годовой объем производства, тонн;

P – производственная мощность станка, тонн/ч;

T_ϕ – годовой фонд рабочего времени станка, ч.

Цех вышел на проектную мощность в 2011 году и способен производить 900000 тонн в год, что и будет являться годовым объемом производства.

Расчет фактического годового фонда рабочего времени установки для снятия фаски находится исключением из номинального времени его работы времени простоев.

Номинальное время работы определяется исключением из календарного времени планово-предупредительных ремонтов, состоящих из капитальных и текущих ремонтов.

Время простоев определяется суммарным временем аварий, внеплановых ремонтов и перевалок.

Сведем расчет фактического годового фонда работы станка к формуле 3.2 [17]:

$$T_\phi = T_{\text{кал}} - T_{\text{тр}} - T_{\text{тп}} = 8760 - 623 - 34 = 8103 \text{ ч}, \quad (3.2)$$

где $T_{\text{кал}}$ – календарное время, ч;

$T_{\text{тр}}$ – время текущих ремонтов, ч;

$T_{\text{тп}}$ – время текущих простоев, ч.

Тогда мы сможем определить производительность установки до модернизации, выразив P из формулы 3.1:

$$P_1 = \frac{V_r}{T_\phi} = \frac{900000}{8103} = 111,07 \text{ т/ч} \quad (3.3)$$

Модернизация механизма зажимного устройства заключается в замене редукционного клапана давления, настраиваемого вручную, серво-редукционным, который будет управляться контроллером по заданной программе. Модернизация предполагает исключить брак трубы, возникающий из-за некорректной настройки давления зажима. В то время, когда стояли редукционные клапана, ежемесячно происходил пережим около 8 труб, обработка которых могла продолжаться только после снятия их с линии производства и транспортировки на ремонтную площадку. Конечно, работа станка при этом не останавливалась, но в год выпадало около 96 циклов обработки труб. Тогда рассчитаем производительность станка, которой можно добиться в результате модернизации установки:

$$P_2 = \frac{V_r + (n_t \cdot m_t)}{T_\phi} = \frac{900000 + (96 \cdot 9)}{8103} = 111,176 \text{ т/ч}, \quad (3.4)$$

P_2 – производительность установки после модернизации, т/ч

n_t – количество пережатых труб в году, т

m_t – средняя масса выпускаемых труб

Следовательно, в результате модернизации производительность станка и годовой выпуск продукции увеличились на:

$$\Delta P = 111,176 - 111,07 = 0,106 \text{ т / ч} \quad (3.5)$$

$$\Delta V_r = 900864 - 900000 = 864 \text{ т} \quad (3.6)$$

3.2 Расчет сметы затрат на оборудование и модернизацию

Расчет общей стоимости капитальных затрат на покупку гидропривода зажимного устройства проводится по следующей формуле [19]:

$$K = C_o \cdot T_p \cdot M \cdot Z_{np}, \quad (3.7)$$

где K – величина капитальных вложений на оборудование, руб.;

C_o – общая стоимость оборудования, руб.;

T_p – транспортные расходы, руб.;

Z_{np} – непредвиденные затраты, руб.;

M – затраты на монтажные работы, руб.

Расчет стоимости оборудования сведем в таблице 3.1. Стоимость расходов на транспортировку возьмем как 10% от стоимости основного оборудования. Затраты на монтаж определим в размере 15% от стоимости оборудования. Стоимость неучтенного оборудования (трубопровод, кабели и прочее) примем как 20%, резерв на непредвиденные расходы Z_{np} – 5%.

$$T_p = 843636 \cdot 0,1 = 84363,6 \text{ руб.}; \quad (3.8)$$

$$M = 843636 \cdot 0,15 = 126545,4 \text{ руб.}; \quad (3.9)$$

$$Z_{np} = 843636 \cdot 0,05 = 42181,8 \text{ руб.} \quad (3.10)$$

Таблица 3.1 – Расчет стоимости оборудования.

Наименование оборудования	Изготовитель	Кол-во, штук	Цена за единицу, руб.	Сумма, руб.
Асинхронный электродвигатель для насоса АВЗЕК-В35	Siemens	1	69 619	69 619
Шестеренчатый гидронасос PGF3-3X	Rexroth	1	100 906	100 906

Продолжение таблицы 3.1

Гидроцилиндры Hänchen hydraulic	Hänchen	8	32 000	256 000
Гидрораспределители 4WE10 J3X	Rexroth	2	10 082	20 164
Серво-редукционные клапана ZDR 10 DP2- 5X	Rexroth	2	52 000	104 000
Гидроаккумулятор SB330-4	HYDAC	1	32 000	32 000
Гидрозамки Z2S 10-1- 3X	Rexroth	2	23 526	47 052
Реле давления HED 8 OH-2X	Rexroth	2	21 900	43 800
Дроссели Z2FS	Rexroth	2	14 745	29 489
ИТОГО стоимость учтенного оборудования, руб.				703 030
Стоимость неучтенного оборудования, руб.				140 606
ИТОГО стоимость оборудования, руб.				843 636

Теперь мы можем рассчитать общую стоимость капитальных затрат на установку всей системы гидропривода:

$$K = 843\,636 + 84\,363,6 + 126\,545,4 + 42\,181,8 = 1\,096\,726,8 \text{ руб.} \quad (3.11)$$

Для расчета капитальных вложений на модернизацию учтем, что новый серво-редукционный клапан будет управляться с помощью контроллера и включим стоимость переналадки контроллера в стоимость модернизации.

$$K_m = (2 \cdot 52\,000) \cdot (1 \cdot 0,7) + 100\,000 = 276\,000 \text{ руб.} \quad (3.12)$$

$0,7 = 0,15 + 0,1 + 0,05 + 0,2$ – процент транспортных расходов, затрат на монтаж, непредвиденных расходов и неучтенного оборудования;

2 – количество клапанов;

52 000 – цена одного серво-редукционного клапана, руб.;

100 000 – стоимость перепрограммирования контроллера, руб.

3.3 Расчет фонда заработной платы со страховыми отчислениями

Рассчитаем среднемесячную заработную плату рабочих, обслуживающих станок. Каждую смену станок обслуживает одна бригада из следующих производственных рабочих:

- Слесарь-ремонтник по механическому оборудованию;
- Слесарь-ремонтник по гидравлическому и пневматическому оборудованию;
- Электромонтер по ремонту и обслуживанию электрооборудования.

Условия работы производственных рабочих одинаковы и сведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 Условия работы производственных рабочих

Показатель	Производственный рабочий
Разряд	6
Тарифная ставка руб./час	215,28
Человек в бригаде	3
Продолжительность смены, часов	11,5
Количество бригад	4
График работы	2/2
Процент надбавки за работу в праздничные дни	100%
Процент надбавки за работу в ночное время	30%

Рассчитаем общий месячный фонд рабочего времени на одного производственного рабочего $T_{мес}$ по следующей формуле:

$$T_{\text{мес}} = \frac{365 \cdot C_{\text{см}} \cdot t_{\text{см}}}{12 \cdot B} = \frac{365 \cdot 2 \cdot 11,5}{12 \cdot 4} = 174,9 \text{ час/мес}, \quad (3.13)$$

Где $T_{\text{мес}}$ – месячный фонд рабочего времени в расчете на одного производственного рабочего, час/мес;

365 – количество суток в году;

12 – количество месяцев в году;

$C_{\text{см}}$ – количество смен в сутках согласно графику работы;

$t_{\text{см}}$ – продолжительность одной смены, часов;

B – количество бригад, обслуживающих участок.

Определим среднюю продолжительность работы в праздничные дни в течении месяца:

$$T_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{пр}} \cdot C_{\text{см}} \cdot t_{\text{см}}}{12 \cdot B} = \frac{14 \cdot 2 \cdot 11,5}{12 \cdot 4} = 6,7 \text{ час/мес}, \quad (3.14)$$

где $T_{\text{пр}}$ – время работы в праздничные дни, час;

$n_{\text{пр}}$ – количество праздничных дней в году.

Определим среднюю продолжительность работы в ночное время в течении месяца:

$$T_{\text{ночн}} = \frac{T_{\text{мес}}}{3} = \frac{174,9}{3} = 58,3 \text{ час/мес}, \quad (3.15)$$

где $T_{\text{ночн}}$ – продолжительность работы в ночное время;

Теперь рассчитаем стоимость оплаты труда по тарифу по формуле (3.16):

$$ЗП_{\text{т}} = R_{\text{т}} \cdot T_{\text{мес}} = 215,28 \cdot 174,9 = 37\,652,47 \text{ руб.}, \quad (3.16)$$

где $ЗП_{\text{т}}$ – заработная плата по тарифу в месяц, руб.;

R_T – тарифная ставка производственного рабочего руб./час.

Определим доплату за работу в праздничные дни:

$$ЗП_{пр} = R_T \cdot k_{пр} \cdot T_{пр} = 215,28 \cdot 1 \cdot 6,7 = 1442,37 \text{ руб.}, \quad (3.17)$$

где $k_{пр}$ – процент надбавки за работу в праздничные дни

Рассчитаем доплату за работу в ночное время:

$$ЗП_{ночн} = R_T \cdot k_{ночн} \cdot T_{ночн} = 215,28 \cdot 0,3 \cdot 58,3 = 3765,25 \text{ руб.} \quad (3.18)$$

Размер квартальной премии составляет 10% от стоимости оплаты труда по тарифу. Тогда рассчитаем размер месячной премии по следующей формуле:

$$ПР_{мес} = \frac{37652,47 \cdot 0,1}{3} = 1255,08 \text{ руб.} \quad (3.19)$$

Теперь сложим полученные суммы, умножим их на районный коэффициент и получим средний месячный оклад одного рабочего:

$$\begin{aligned} ЗП_{мес} &= K_{урал} \cdot (ЗП_T + ЗП_{пр} + ЗП_{ночн} + ПР_{мес}) = \\ &= 1,15 \cdot (37\ 652,47 + 1442,37 + 3765,25 + 1255,08) = 50\ 709,44 \text{ руб.} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Тогда общий годовой фонд заработной платы для гидравликов, механиков и электромонтеров будет составлять:

$$ЗП_{гф} = ЗП_{мес} \cdot n_p \cdot 12 = 50\ 709,44 \cdot 12 \cdot 12 = 7\ 302\ 159,30 \text{ руб.} \quad (3.21)$$

Отчисления на социальные нужды установлены в размере 30% от общего годового фонда заработной платы и включают в себя следующие составляющие: федеральный фонд медицинского страхования (5,1%), территориальный фонд обязательного медицинского страхования (2,9 %).

Отчисления в пенсионный фонд РФ:

$$O_{\text{пф}} = ЗП_{\text{гф}} \cdot 0,22 = 7\,302\,159,30 \cdot 0,22 = 1\,606\,475 \text{ руб.} \quad (3.22)$$

Отчисления в федеральный фонд медицинского страхования:

$$O_{\text{фмс}} = ЗП_{\text{гф}} \cdot 0,051 = 7\,302\,159,30 \cdot 0,051 = 372\,410,12 \text{ руб.} \quad (3.23)$$

Отчисления в территориальный фонд медицинского страхования:

$$O_{\text{тмс}} = ЗП_{\text{гф}} \cdot 0,029 = 7\,302\,159,3 \cdot 0,029 = 211\,762,61 \text{ руб.} \quad (3.24)$$

Тогда найдем сумму затрат на оплату труда со страховыми отчислениями:

$$R = 7\,302\,159,30 + 1\,606\,475 + 372\,410,12 + 211\,762,61 = 9\,492\,807,64 \text{ руб.} \quad (3.25)$$

3.4 Расчет РСЭО

Затраты на обслуживание и эксплуатацию (РСЭО) новых и старых клапанов гидропривода зажимного устройства за год одинаковы и определяются по следующей формуле [19]:

$$C = M_p + A \quad (3.26)$$

где C – стоимость затрат на обслуживание и эксплуатацию, руб;

M_p – материальные расходы, руб;

A – сумма амортизационных отчислений руб.

Амортизационные отчисления есть отчисления части стоимости основных фондов для возмещения их износа. Амортизационные отчисления включены в издержки производства. С помощью накопления этих отчислений производят финансирование мероприятий по ликвидации износа основных фондов путем замены физически изношенных и морально устаревших объектов новыми.

Величина амортизации определяется согласно нормам амортизационных отчислений по основным фондам и первоначальной стоимости основных фондов.

Норма амортизации для новых клапанов составляет 13,3%. Рассчитаем суммы амортизационных отчислений:

$$A = 104\,000 \cdot 0,133 = 13\,832 \text{ руб.} \quad (3.27)$$

Материальные затраты на обслуживание и запасные части возьмем как 10% от начальной стоимости клапанов:

$$M = 0,1 \cdot 104\,000 = 10\,400 \text{ руб.} \quad (3.28)$$

Теперь рассчитаем затраты на обслуживание и эксплуатацию клапанов:

$$C_2 = 13\,832 + 10\,400 = 24\,232 \text{ руб.} \quad (3.29)$$

3.5 Расчет прибыли предприятия и срока окупаемости проекта

Выручка (TR) – это доход (денежная сумма), который фирма получает от продажи по некоторой цене какого-то количества произведенной продукции

Себестоимость производства одной тонны трубы равна 50 366 рублей. Произведенная продукция реализуется уже как готовое изделие по цене 55 230 рублей.

Рассчитаем выручку цеха от реализации продукции для старой и новой моделей соответственно [20]:

$$TR_1 = 900\,000 \cdot 55\,230 = 49\,707\,000\,000 \text{ руб.} \quad (3.30)$$

$$TR_2 = 900\,864 \cdot 55\,230 = 49\,754\,718\,720 \text{ руб.} \quad (3.31)$$

Прибыль – положительная разница между суммарными доходами (в которые входит выручка от реализации товаров и услуг, полученные штрафы и

компенсации, процентные доходы и т. п.) и затратами на производство или приобретение, хранение, транспортировку, сбыт этих товаров и услуг.

Теперь рассчитаем прибыль от реализации:

$$P_{p1} = 49\,707\,000\,000 - 45\,329\,400\,000 = 4\,377\,600\,000 \text{ руб.} \quad (3.32)$$

$$P_{p2} = 49\,754\,718\,720 - 45\,372\,916\,224 = 4\,381\,802\,496 \text{ руб.} \quad (3.33)$$

Чистая прибыль – часть балансовой прибыли предприятия, остающаяся в его распоряжении после уплаты налогов, сборов, отчислений и других обязательных платежей в бюджет. Чистая прибыль используется для увеличения оборотных средств предприятия, формирования фондов и резервов, и реинвестиций в производство.

Вычтем налог на прибыль (20%) и рассчитаем чистую прибыль:

$$P_{ч1} = 4\,377\,600\,000 - 875\,520\,000 = 3\,502\,080\,000 \text{ руб.} \quad (3.34)$$

$$P_{ч2} = 4\,381\,802\,496 - 876\,360\,499 = 3\,505\,441\,996 \text{ руб.} \quad (3.35)$$

Таким образом, дополнительная чистая прибыль от модернизации составила:

$$\Delta P_{ч} = 3\,505\,441\,996 - 3\,502\,080\,000 = 3\,361\,996 \text{ руб.} \quad (3.36)$$

Рассчитаем срок окупаемости проекта, по следующей формуле [21]:

$$T_o = \frac{K_m}{\Delta P_{ч} / 365} = \frac{100\,740\,000}{3\,361\,996} = 30 \text{ дней.} \quad (3.37)$$

Результаты технико-экономических расчетов сведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Сводная таблица технико-экономических расчетов

Наименование показателя	До модернизации	После модернизации	Δ
Затраты на модернизацию, руб.	–	276 000	-276 000
Производительность станка, тонн/час	111,07	111,176	0,106
Фонд заработной платы, руб.	7 302 159,30	7 302 159,30	–
Страховые отчисления, руб.	2 190 647,79	2 190 647,79	–
Затраты на обслуживание и эксплуатацию, руб.	24 232	24 232	–
Годовой объем производства станка, тонн	900 000	900 864	864
Чистая прибыль, руб.	3 502 080 000	3 505 441 996	3 361 996
Срок окупаемости, дней			30

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения выпускной квалификационной работы были изучены принципы работы установки для снятия фаски. Были проанализированы особенности технологического процесса работы цеха, станка и зажимного устройства. Так же, руководствуясь специальной литературой по эксплуатации агрегата и его чертежами, была разработана кинематическая и гидравлическая схемы устройства. Далее были выдвинуты требования к гидроприводу и системе автоматизации, опираясь на которые был произведен расчет основного и защитного оборудования. Построенные нагрузочная диаграмма и тахограмма показали особенности цикла работы зажимного устройства. Так же была разработана архитектура системы автоматизации и функциональная схема САР, опираясь на которые был построен совмещенный график переходных процессов зависимости давления, скорости и положения гидроцилиндра. По результатам моделирования можно сказать что при замене дискретного клапана на сервоуправляемый можно избежать пережима трубы и ударных нагрузок при зажатии, за счет снижения давления в поршневой полости непосредственно перед контактом с трубой.

В результате проведения технико-экономических расчетов, можно с уверенностью сказать, что модернизация весьма рентабельна. Исключив скрытые простои, путем замены клапанов, была увеличена производительность станка на 106 кг/ч. При таких минимальных вложениях годовой объем производства фасочного станка увеличился на 864 тонны. Помимо экономического эффекта, так же облегчается труд ремонтных бригад производственных рабочих, которым больше не придется править трубы и перенастраивать клапан под каждый диаметр трубы вручную.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. <http://www.chelpipe.ru/about/>
2. Ф. Волберг. Инструкция по эксплуатации установки для снятия фаски – Челябинск, 2008 – 219 с.
3. Н.П. Жуков. Гидравлический расчет объемного гидропривода с возвратно-поступательным движением выходного звена – Тамбов, 2010 – 23 с.
4. Гейер, В.Г. Гидравлика и гидропривод: Учебное пособие для вузов / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Н. Заря. – М.: Недра, 1991. – 331 с.
5. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов / Н.С. Гудилин, Е.М. Кривенко, Б.С. Маховиков, И.Л. Пастоев. – МГГУ, 1996. – 520 с.
6. Примеры расчетов по гидравлике: Учебное пособие для вузов / под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1976. – 255 с.
7. Френкель, Н.З. Гидравлика: Учебник для вузов / Н.З. Френкель. – Госэнергоиздат, 1956. – 456 с.
8. Яковлева, Л.В. Практикум по гидравлике: Учебное пособие для учащихся с.-х. техникумов / Л.В. Яковлева. – М.: Агропромиздат, 1990. – 144 с.
9. Лабораторный практикум по гидравлике, гидравлическим машинам и гидроприводам : Учебное пособие для студентов вузов / С.М. Казарям, А.Ш. Барекян, Д.Д. Скубаренко, А.К. Челышев. – Ереван: Луйс , 1984. – 319 с.
10. Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.М. Заря. – М.: Недра. 1981. – 295 с
11. Пономаренко, Ю.Ф. Испытание гидропередаточ / Ю.Ф. Пономаренко. – Машиностроение, 1969. – 292 с.
12. Соколов, Е.Я., Зингер, Н.М. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
13. Гуляев Ю.Н. Задачник по гидравлике и гидроприводу для студентов горных специальностей / Ю.Н. Гуляев, О.В. Кабанов, Б.С. Маховиков. – ЛГИ, 1989. – 98 с.
14. MICROPULSE BALUFF. Справочник по стержневой серии датчиков линейных перемещений – 2009 – 28с.

15. OsisWith. Серия концевых выключателей: каталог OsisWith – 2011 – 12с.
16. SIEMENS SIMATIC S7-400 Система автоматизации S7-400, Данные CPU, руководство, 2007 – 290 с.
17. Кучина, Е.В. Экономика организации: учебное пособие / Е.В. Кучина. – Челябинск, 2017. – 52 с
18. Типовое положение о техническом обслуживании и ремонте (ТО и Р) электрооборудования. предприятий системы Министерства черной металлургии СССР. 3-е изд. – Харьков; 1988. –157 с.
19. Немцев. В.Н. и др. Методические указания по расчету прибыли коммерческих организаций – Магнитогорск: МГМА, 1997 – 75 с.
20. Кучина Е.В., Вахитова Е.С. Производственные ресурсы машиностроительных предприятий: учебн. Пособие – Челябинск Изд-во ЮУрГУ, 2014. – 42 с.
21. Немцев. В.Н. и др. Методические указания по экономической эффективности инвестиций – Магнитогорск; МГМА, 1997 – 99 с.

