

Инженерная школа природных ресурсов  
 21.03.01 «Нефтегазовое дело»  
 Отделение нефтегазового дела

### БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
<b>Проектирование и исследование механизмов поршневого компрессора</b>

УДК 622.276.05:621.512-047.74

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Любимов Никита Петрович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н		

### КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ассистент	Жаворонок Анастасия Валерьевна	-		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ассистент	Черемискина Мария Сергеевна	-		

### ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

<b>Код результата</b>	<b>Результат обучения (выпускник должен быть готов)</b>
P1	Приобретение профессиональной эрудиции и широкого кругозора в области гуманитарных и естественных наук и использование их в профессиональной деятельности
P2	Уметь анализировать экологические последствия профессиональной деятельности в совокупности с правовыми, социальными и культурными аспектами и обеспечивать соблюдение безопасных условий труда
P3	Уметь самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности
P4	Грамотно решать профессиональные инженерные задачи с использованием современных образовательных и информационных технологий
P5	Управлять технологическими процессами, эксплуатировать и обслуживать оборудование нефтегазовых объектов
P6	Внедрять в практическую деятельность инновационные подходы для достижения конкретных результатов
P7	Эффективно работать индивидуально и в коллективе по междисциплинарной тематике, организовывать работу первичных производственных подразделений, обеспечивать корпоративные интересы и соблюдать корпоративную этику
P8	Осуществлять маркетинговые исследования и участвовать в создании проектов, повышающих эффективность использования ресурсов
P9	Определять, систематизировать и получать необходимые данные для экспериментально-исследовательской деятельности в нефтегазовой отрасли
P10	Планировать, проводить, анализировать, обрабатывать экспериментальные исследования с интерпретацией полученных результатов с использованием современных методов моделирования и компьютерных технологий
P11	Способность применять знания, современные методы и программные средства проектирования для составления проектной и рабочей и технологической документации объектов добычи, сбора, подготовки, транспорта и хранения углеводородов.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов  
 Направление подготовки (специальность): 21.03.01 «Нефтегазовое дело» («Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»)  
 Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:  
 Руководитель ООП  
 \_\_\_\_\_ Манабаев К.К.  
 (Подпись)    (Дата)    (Ф.И.О.)

### ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы
---------------------

Студенту:

Группа	ФИО
2Б5Е	Любимову Никите Петровичу

Тема работы:

«Проектирование и исследование механизмов поршневого компрессора»	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	853/С от 04.02.2019

Срок сдачи студентом выполненной работы:	1 июня 2019
--	-------------

#### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	
<p><i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Объектом исследования является поршневой компрессор.</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Средняя скорость поршня: 4,6 м/сек</li> <li>2. Отношение длины шатуна к длине кривошипа: 4,3</li> <li>3. Отношение расстояния от точки А до центра тяжести S<sub>2</sub> шатуна к длине шатуна: 0,3</li> <li>4. Диаметр цилиндра: 0,210 м</li> <li>5. Номинальное число оборотов вала электродвигателя: 730 об/мин</li> <li>6. Максимальное давление воздуха в цилиндре: 5,5 кг/см<sup>2</sup></li> <li>7. Момент на валу двигателя при номинальном числе оборотов: 27,5 кгМ</li> <li>8. Вес шатуна: 12 кг</li> <li>9. Вес поршня: 10 кг</li> <li>10. Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести: 0,028</li> <li>11. Момент инерции коленчатого вала (без маховика): 0,03 кгМсек<sup>2</sup></li> <li>12. Маховый момент ротора двигателя: 3,5 кгМ<sup>2</sup></li> <li>13. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала: 1/42</li> <li>14. КПД основного механизма: 0,82</li> <li>15. Угловая координата кривошипа для силового расчета: 340 град</li> <li>16. Угол рабочего профиля кулачка: 360 град</li> <li>17. Ход плунжера насоса: 0,02 м</li> <li>18. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме: 15 град</li> <li>19. Отношение величин ускорений толкателя: 1,5</li> </ol>

	20. Числа зубьев колес 4,5: 12,24 21. Модуль зубчатых колес 4,5: 2,5 мм 22. Параметры исходного контура реечного инструмента: 0,25
<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b> <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	1. Аналитический обзор существующих поршневых компрессоров и их классификация. 2. Основные положения о принципе работы и устройстве поршневого компрессора. 3. Расчет поршневого компрессора. 4. Финансовый менеджмент. 5. Социальная ответственность. 6. Выводы по работе.
<b>Перечень графического материала</b> <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	
<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b> <i>(с указанием разделов)</i>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
<b>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</b>	Жаворонок Анастасия Валерьевна, ассистент отделения социально-гуманитарных наук
<b>Социальная ответственность</b>	Черемискина Мария Сергеевна, ассистент отделения общетехнических дисциплин

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	7 февраля 2019
---	----------------

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Зиякаев Григорий Ракинович	к.т.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Любимов Никита Петрович		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
2Б5Е	Любимов Никита Петрович

Школа	ИШПР	Отделение школы (НОЦ)	ОНД
Уровень образования	Бакалавриат	Направление/специальность	Нефтегазовое дело

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах; анкетирование; опрос.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта
2. Разработка устава научно-технического проекта	Определение целей и ожиданий, требований проекта. Определение заинтересованных сторон и их ожиданий.
3. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Составление календарного плана проекта. Определение бюджета НТИ
4. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Проведение оценки экономической эффективности исследования получения полиметилметакрилата суспензионным способом

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

1. «Портрет» потребителя результатов НТИ
2. Сегментирование рынка
3. Оценка конкурентоспособности технических решений
4. Матрица SWOT
5. График проведения и бюджет НТИ
6. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НТИ
7. Потенциальные риски

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	10 февраля 2019
--	-----------------

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ОСГН	Жаворонок Анастасия Валерьевна	—		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Любимов Никита Петрович		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
2Б5Е	Любимов Никита Петрович

Школа	ИШПР	Отделение школы (НОЦ)	ОНД
Уровень образования	Бакалавриат	Направление/специальность	Нефтегазовое дело

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)</li> <li>- опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы)</li> <li>- негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)</li> <li>- чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)</li> </ul>	<p>Оборудование: поршневой компрессор.</p> <p>Вредные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- повышенный уровень шума на рабочем месте;</li> <li>- повышенный уровень вибрации.</li> </ul> <p>Опасные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- повышенная температура маслосистемы;</li> <li>- пожароопасность;</li> <li>- взрывоопасность;</li> <li>- наличие быстродвижущихся элементов;</li> <li>- работа с опасными веществами.</li> </ul> <p>Воздействие на окружающую среду:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- загрязнение атмосферы;</li> <li>- загрязнение гидросферы;</li> <li>- загрязнение литосферы.</li> </ul> <p>Возникновение чрезвычайных ситуаций:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- аварийная остановка при превышении рабочей температуры компрессора;</li> <li>- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;</li> <li>- нарушение рабочего режима маслосистемы;</li> <li>- обрыв штока поршня и как следствие разрушение компрессора;</li> <li>- пожар при повреждении системы подачи газа;</li> <li>- нарушение герметичности газовых систем;</li> <li>- попадание жидкости в цилиндры поршневого компрессора.</li> </ul>
<p>2. Перечень законодательных и нормативных документов по теме</p>	<p>ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация</p> <p>ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования</p> <p>ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие</p>

	<p>требования  ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования  ГОСТ 12.2.062-81 Оборудование производственное. Ограждения защитные  СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.</p>
<b>Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:</b>	
<p>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;</li> <li>– действие фактора на организм человека;</li> <li>– приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</li> <li>– предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)</li> </ul>	<p>Физико-химическая природа вредных факторов:  - повышенные уровни шума;  - повышенные уровни вибрации.  Действие факторов на организм человека:  - ухудшение слуха;  - влияние на нервную систему;  - раздражение человека;  - нарушение работы сердечно-сосудистой системы;  - головные боли;  - тошнота.  Средства коллективной защиты:  - шумопоглощающая изоляция;  - звукоизолирующие кожухи;  - активные средства виброзащиты.  Средства индивидуальной защиты:  - противошумные наушники;  - противошумные вкладыши;  - вибродемпфирующие перчатки;  - рукавицы, нагрудники, специальные костюмы.</p>
<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– механические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– термические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты);</li> <li>– пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)</li> </ul>	<p>Источник опасных факторов:  - быстродвижущиеся элементы;  - патрубков подачи топлива;  - маслосистема;  - камера сжатия.  Средства защиты:  - защитные экраны;  - термостойкие перчатки;  - системы пожаротушения.  Причины проявления опасных факторов:  - критическая температура компрессора;  - накопление деформаций в штоке поршня;  - нарушение герметичности системы.  Причины пожаров:  - механическое повреждение топливного патрубка;  - утечка газа.  Профилактические мероприятия:  - обучение пожарной ТБ;  - контроль оборудования.  Первичные средства пожаротушения:  - огнетушитель;  - песок.</p>
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– защита селитебной зоны</li> <li>– анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на литосферу (отходы);</li> </ul>	<p>Защита селитебной зоны:  Учет санитарно-защитной зоны при строительстве газокompрессорных станций.  Воздействие на атмосферу:  Выбросы продуктов сгорания топлива, содержащие:  – продукты полного сгорания горючих</p>

<ul style="list-style-type: none"> <li>- разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.</li> </ul>	<p>компонентов топлива;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- компоненты неполного сгорания топлива.</li> </ul> <p>Воздействие на гидросферу: возможный разлив смазочно-охлаждающих жидкостей.</p> <p>Воздействие на литосферу: твердые бытовые отходы при техническом обслуживании и ремонте компрессорных установок.</p> <p>Решения по обеспечению экологической безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- соблюдение инструкций при операциях по наливу и сливу смазочно-охлаждающих жидкостей;</li> <li>- Все работники должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90;</li> <li>- применение индивидуальных средств защиты по типовым отраслевым нормам при работе с нефтепродуктами.</li> </ul>
<p>4. Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- перечень возможных ЧС на объекте;</li> <li>- выбор наиболее типичной ЧС;</li> <li>- разработка превентивных мер по предупреждению ЧС;</li> <li>- разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС;</li> <li>- разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий</li> </ul>	<p>Возможные ЧС на объекте:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- аварийная остановка при превышении рабочей температуры компрессора;</li> <li>- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;</li> <li>- нарушение рабочего режима маслосистемы;</li> <li>- обрыв штока поршня и как следствие разрушение компрессора;</li> <li>- пожар при повреждении системы подачи газа;</li> <li>- нарушение герметичности газовых систем;</li> <li>- попадание жидкости в цилиндры поршневого компрессора.</li> </ul> <p>Превентивные меры по предупреждению ЧС: проведение эмпирических испытаний после получения результатов при моделировании процессов в программном комплексе является наиболее важной мерой на пути предупреждения чрезвычайной ситуации.</p> <p>Для повышения устойчивости поршневого компрессора к возможной ЧС необходимо перед изготовлением штоков провести ряд исследований с помощью ЭВМ. Также при применении иных материалов при изготовлении штока, следует произвести эмпирические исследования, выявляющие прочность тела из данного материала в процессе эксплуатации.</p> <p>-В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.</p>
<p>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>- организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны</li> </ul>	<p>Рассмотреть специальные правовые нормы трудового законодательства (на основе инструкций по охране труда при производстве инженерно-геологических изысканий).</p> <p>Рассмотреть организационные мероприятия</p>

	<i>при компоновке рабочей зоны (организация санитарно-бытового обслуживания рабочих.)</i>
<b>Перечень графического материала:</b>	
<i>При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)</i>	

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	<b>11 февраля 2019</b>
---	------------------------

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ассистент	Черемискина Мария Сергеевна			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Любимов Никита Петрович		

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов  
 Направление подготовки: 21.03.01 «Нефтегазовое дело»  
 Уровень образования: бакалавриат  
 Отделение нефтегазового дела  
 Период выполнения: осенний / весенний семестр 2018 /2019 учебного года

Форма представления работы:

Бакалаврская работа
---------------------

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН**  
**выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.2019 г.
--	---------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
2.05.2019	1. Объект и методы исследования. Разработка модели	50
10.05.2019	2. Выполнение расчетной части	40
30.05.2019	3. Устранение недочетов в работе	10

**СОСТАВИЛ:**

**Руководитель ВКР**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н.		

**СОГЛАСОВАНО:**

**Руководитель ООП**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 110 страниц, 23 рисунков, 30 таблиц, 5 приложений, 23 литературных источников.

Ключевые слова: поршневой компрессор, сжатый воздух, проектирование, силовой расчет, кулачковый механизм, редуктор, зубчатая передача.

Объектом исследования является поршневой компрессор.

Цель работы – практическое освоение методики анализа и синтеза механизмов. Знание видов механизмов, их структуры, кинематических и динамических свойств необходимо для понимания принципов работ отдельных механизмов и их взаимодействие в машине.

Задачи:

- ознакомиться с классификацией и принципом действия поршневых компрессоров;
- спроектировать основной механизм компрессора и определить закон его движения.
- произвести силовой расчет механизма.
- спроектировать кулачковый механизм.
- спроектировать зубчатую передачу и планетарный редуктор.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрены общее строение и принцип работы поршневого компрессора.

Рассмотрен алгоритм расчета поршневого компрессора. В программном комплексе Компас построены чертежи рычажного механизма, определены величины и направления сил в кинематических парах, синтез планетарного редуктора.

Пояснительная записка выпускной квалификационной работы выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 2016. Расчеты производились в MathCad 15.

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

**Компрессор:** Энергетическая машина или устройство для повышения давления (сжатия) и перемещения газообразных веществ.

**Угловая скорость:** Величина, характеризующая скорость вращения материальной точки вокруг центра вращения. Для вращения в двухмерном пространстве угловая скорость выражается числом, в трёхмерном пространстве представляется псевдовектором (аксиальным вектором), а в общем случае — кососимметрическим тензором.

**Динамическая нагрузка:** Нагрузка, характеризующаяся быстрым изменением во времени её значения, направления или точки приложения и вызывающая в элементах конструкции значительные силы инерции.

В данной работе применены следующие сокращения с соответствующими расшифровками:

ГТУ – газотурбинная установка;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

НТИ – научно-техническое исследование;

КИП – контрольно-измерительный прибор.

## Оглавление

Введение.....	16
1 Обзор литературы .....	18
1.1 Обзор методов расчёта компрессорного оборудования.....	19
2 Объект и методы исследования .....	20
2.1 Классификация компрессоров .....	21
2.2 Воздушный компрессор.....	27
2.3 Азотно-воздушная станция .....	28
3 Расчетная часть.....	29
Исходные данные: .....	29
3.1 Проектирование основного механизма компрессора и определение закона его движения .....	31
3.1.1 Определение основных линейных размеров механизма.....	31
3.1.2 Кинематические характеристики механизма .....	34
3.1.3 Внешние нагрузки, действующие на механизм.....	37
3.1.4 Построение графиков моментов сопротивлений и работы сил сопротивлений .....	39
3.1.5 Построение графиков движущих моментов и работы движущих сил .....	41
3.1.6 Построение графика приведенного момента инерции механизма .....	42
3.1.7 Построение диаграммы энергомасс $A\Sigma = f(J_{пр})$ .....	43
3.1.8 Построение графиков угловой скорости $\omega(\varphi)$ .....	45
3.2 Силовой расчет рычажного механизма .....	45
3.2.1 Построение планов скоростей и ускорений .....	45
3.2.2 Определение сил и моментов сил, действующие на механизм.....	49
3.2.3 Определение сил, действующих в кинематических парах .....	50
3.3 Проектирование кулачкового механизма .....	54
3.3.1 Построение графиков ускорения, скорости и перемещения ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка .....	54
3.3.2 Определение основных размеров кулачкового механизма и построение профиля кулачка.....	56
3.3.3 Построение графика углов давления .....	57
3.4 Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора .....	58

3.4.1 Проектирование зубчатой передачи.....	58
3.4.2 Подбор числа зубьев планетарного механизма .....	62
4 Финансовый менеджмент.....	65
4.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	65
4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования .....	66
4.1.2 Анализ конкурентных технических решений .....	67
4.2 SWOT-анализ.....	69
4.3 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований	74
4.4 Планирование научно-исследовательских работ.....	75
4.4.1 Структура работ в рамках научного исследования .....	75
4.4.2 Определение трудоемкости выполнения работ .....	76
4.4.3 Разработка графика проведения научного исследования.....	76
4.5 Бюджет научно-технического исследования (НТИ) .....	79
4.5.1 Расчет материальных затрат НТИ .....	79
4.5.2 Расчет затрат на специальное оборудование для научных работ .....	81
4.5.3 Основная заработная плата исполнителей темы.....	82
4.5.4 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления) .....	85
4.5.5 Накладные расходы.....	86
4.5.6 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта .....	86
4.6 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования.....	87
5 Социальная ответственность. ....	90
5.1 Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов. ....	90
5.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды.....	92
5.3 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды.....	94
5.4 Охрана окружающей среды .....	95
5.5 Защита в чрезвычайных ситуациях .....	96

5.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности . . . . .	98
Заключение .....	102
Список использованной литературы.....	103
Приложение А .....	105
Приложение Б.....	106
Приложение В.....	107
Приложение Г .....	108
Приложение Д.....	109

## **ВВЕДЕНИЕ**

Сжатый воздух повсюду используется на различных промыслах, одновременно являясь одним из самых дорогих источников энергии. Всего лишь 15% электроэнергии, затраченной на получение сжатого воздуха, переходит в потенциальную, которую возможно использовать при расширении. Большая же часть, а это 85% - тепло, которое выделяет компрессор во время работы. Сжатый воздух используется различными типами устройств и машин, у которых имеется пневматическое управление либо привод. Большинство из современных производств, особенно те, кто относят себя к области тяжелого машиностроения, используют компримированный воздух для самых разных задач, станков и устройств. Ведь им тоже необходим воздух, при этом в очень большом объеме. Такая потребность возникает, когда станок должен работать круглосуточно, при больших показателях мощности. Из этого следует, что сжатый воздух действительно востребованный ресурс.

Инструменты или устройства, использующие сжатый воздух называются пневматическими. Они используются для растяжения, распыления, полирования, для продувки, очистки и штамповки, также сжатый воздух иногда используется для сверления и перемещения. Многочисленные технические, физические и химические процессы и технологии контролируются благодаря использованию сжатого воздуха.

В зависимости от вида предприятия, сжатый воздух используется для:

- проведения основных технологических процессов (в качестве компонента химической технологии, например, для производства азота, кислорода и для дутья в металлургической отрасли и т.д.)
- применения в энергетике в качестве использования воздуха как окислителя при сжигании различного вида топлива или в качестве теплоносителя для охлаждения или нагрева различных жидкостей и газов. в качестве рабочего тела в двигателях ГТУ и ДВС;
- обеспечения работы различных пневмоприводов, пневмоинструмента, питания крупных кузнечных и литейных производств, строительных

машин и механизмов, выполнения обдувных, пескоструйных, покрасочных и других работ на производственных предприятиях различного профиля деятельности;

- обеспечение работы технологических устройств, комплексов, таких как конвейеры, системы пневмотранспорта, буровые станки и т.д.

Отметим, что нередко на производствах, к примеру на химических промыслах, компремированный воздух для основных технологических процессов имеет характеристики, отличающиеся от характеристик воздуходо снабжения.

Несомненно, сжатый воздух также является востребованным в нефтегазовой отрасли из-за стремительных темпов развития промышленности, связанной с нефтью и газом. Применение сжатого воздуха дало возможность механизировать очень много трудозатратных технологических процессов не только в отрасли нефти и газа. Широкой популярности использования компремированного воздуха в качестве энергоносителя способствовали его особые свойства, такие как упругость, безвредность, быстрая передача давления и, конечно же, практически неограниченный его запас в природе.

На производстве сжатый воздух получают при помощи специального устройства – компрессор.

## 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Вырабатываемый из атмосферного воздуха, компремированный воздух используется в качестве механической движущей силы для приведения в действие различных устройств.

Как и другие газообразные вещества, воздух может сжиматься. Именно на этом очень важном свойстве – возможностью сжиматься – основан способ производства и применения сжатого воздуха в промышленности. В компрессорах происходит сжатие атмосферного воздуха. Степень сжатия прямо зависит от количества затраченной энергии, то есть чем больше будет затрачено энергии, тем сильнее будет сжат атмосферный воздух.

При сжатии воздух уменьшает свой объем и соответственно занимает намного меньше места, то есть получается, что объем сжатого воздуха намного меньше объема, занимаемого атмосферным воздухом. Сжатый до какого-либо давления компремированный воздух становится очень упругим. Это свойство – упругость – есть не что иное, как запасенная частицами воздуха энергия давления, соответственно, чем больше будет сжат воздух, тем больше, из-за своей упругости, он будет стремиться расшириться. Компремированный воздух, освобождаясь от сжатия, стремится быстро расшириться и при этом производит определенную работу. Именно эта высвобождаемая энергия повсеместно используется в различных пневматических устройствах. Транспортировка сжатого воздуха от компрессора до источника потребления производится по специальным газопроводам.

Сжатый воздух достаточно дорогой энергоноситель, несмотря на то, что его производство относится к сопутствующим промышленным процессам. Энергоэффективность его производства и потребления часто весьма существенно отражается на общих затратах энергоресурсов. Основные проблемы возникают с регулировкой производительности компрессора, так как, при централизованном воздухообеспечении компрессора должны обеспечивать напор и расход воздуха у потребителя с максимальной эффективностью. Именно поэтому очень важным аспектом в проектировании компрессорной станции

является выбор количества и типов компрессоров. Рабочую точку компрессора обычно определяют как пересечение вида характеристики компрессора и характеристики сети. Из-за того, что зачастую рабочая точка не в силах обеспечить должный расход, то выбор компрессора проводится с условием превышения напора при требуемом расходе. Таким образом уже заранее выбирается компрессор высшей мощности по номиналу.

Исходя из всего вышесказанного, выбор компрессоров при замене оборудования есть важный этап проектной работы, которая в свою очередь влияет на затраты различных энергоресурсов и на энергоменеджмент.

### **1.1 Обзор методов расчёта компрессорного оборудования**

Благодаря таким авторам, как Пластинин П.И, Фотин Б.С, Видякин Ю.А. и другим, существует большое количество публикаций и известных учебных пособий по расчету поршневого компрессора.

В их произведениях расписаны термодинамические основы сжатия газов, теория и расчетные методики по поршневым компрессорам, различные вопросы их проектирования, в зависимости от привода. Особое место уделяется проблемам снижения возникающих в процессе эксплуатации потерь энергии и давления в клапанах и трубопроводах при пульсирующем потоке газа. Также в книгах приведен пример расчета самодействующих клапанов, а также подробно рассмотрены различные способы регулирования производительности. Даны классификации уже существующих работающих способов регулирования производительности и их характеристики. В третьем издании произведения показаны и дан анализ современнейшим многоступенчатым поршневым компрессорам. Рассмотрены типовые конструкции и указаны соответствующие им особенности. Увеличены теоретические разделы о компрессорах. Приведены новые зависимости для проектирования систем регулирования производительности и для выполнения различных расчетов.

В их работах изложены теоретические понятия и порядок расчета поршневых компрессоров, динамические расчеты и уравнивание. Силовой

расчет включает в себя определение линейных ускорений центров масс и угловых ускорений звеньев, рассчитывается вес звеньев. Определяются главные вектора и моменты сил инерции. Также составляется расчетная схема для силового расчета и нанесением внешних сил и проводится ее структурный анализ.

## **2 ОБЪЕКТ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ**

Производимая продукция на промышленных предприятиях, пользуется все большим спросом. Производство постоянно усложняется, его темпы растут, применяемое оборудование совершенствуется. В наше время трудно уже представить промышленный технологический процесс без компрессоров. В современном мире существует очень много различных компрессоров, разнообразия их исполнения и применения. В основном, компрессоры различаются по нескольким параметрам – это давление, производительность, рабочая среда (сжимаемое вещество) и даже по условиям окружающей среды. Абсолютно каждый и представленных на рынке компрессоров обладает собственными конструктивными особенностями, техническими и рабочими характеристиками.

Компрессор – это устройство, используемое для сжатия атмосферного воздуха и подачи его потребителю под определенным давлением. Компрессоры используются повсеместно. Они применяются от паяльных станций в качестве малогабаритных до средних и больших компрессоров, которые используются в различных промышленных установках и турбореактивных двигателях. Способ нагнетания воздуха нашел свое применение еще в древности, например, в кузнечном меху. Несмотря на то, что с тех пор прошло уже много времени, сам принцип сжатия не изменился. Разнообразие компрессоров достигается только за счет разного исполнения и различных конструктивных особенностей. Бурное развитие технологий и их появление стало требовать специальные условия и определенные характеристики на выходе у потребителя, а в последствии

возникла необходимость работы компрессорного оборудования и с другими газами, среди которых числятся токсичные и взрывоопасные газы.

## 2.1 Классификация компрессоров

Все компрессоры можно упорядочить по некоторым основным типам, классификация которых изображена на рисунке 1.



Рисунок 1 – Классификация компрессоров

Объемные компрессоры.

Поршневые компрессоры создавались одними из первых и в полной мере дают понять принцип действия объемных компрессоров.

Кривошипно-шатунный механизм, используемый в поршневых компрессорах, приводится в движение коленчатым валом, при этом обеспечивая возвратно-поступательное движение поршня. Тем самым, поршень сжимает

воздух атмосферы в рабочей камере. Система клапанов служит для предотвращения утечки газа в обратном направлении.

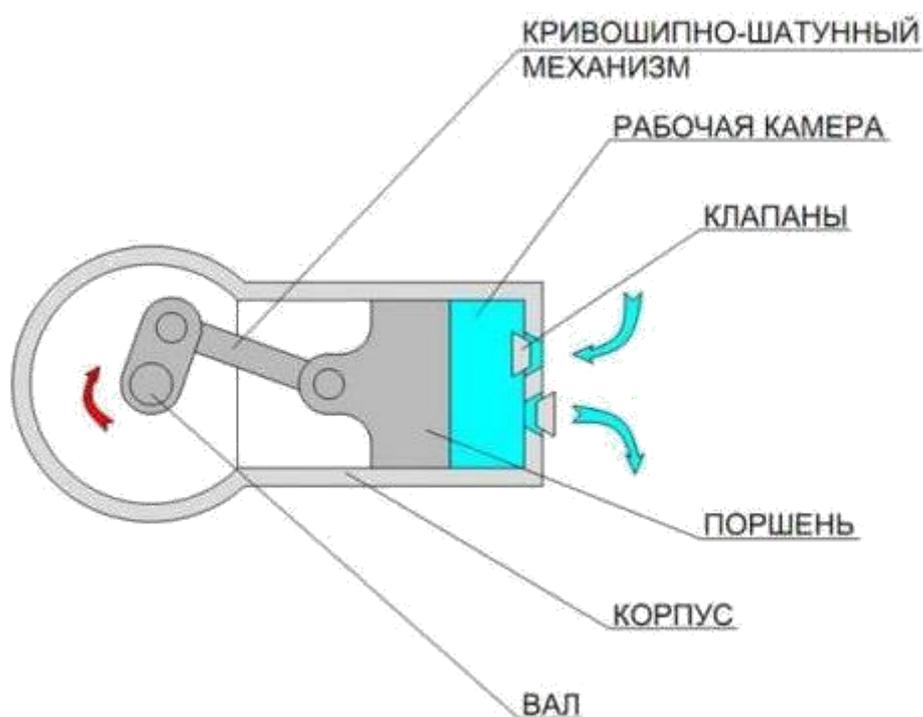


Рисунок 2 – Схема поршневого компрессора

Различные особенности, в том числе и конструктивные, дают возможность разделять компрессоры на подгруппы. В зависимости от конструкции рабочей камеры, устройства могут быть одинарного либо двойного действия. В случае компрессора двойного действия поршень имеет меньшую толщину и разделяет рабочую камеру на две части. При движении поршня в одной части происходит заполнение газом рабочей камеры, а во второй части происходит сжатие воздуха и его подача через нагнетательный клапан в выходной патрубок. Благодаря этой технологии, за один оборот коленчатого вала происходит два цикла сжатия.

Также поршневые компрессоры различаются по количеству цилиндров, они могут быть одноцилиндровым, двухцилиндровым и т.д. Многоступенчатым компрессором называют устройство, в котором сжимаемый газ последовательно претерпевает сжатие в нескольких цилиндрах компрессора, при этом количество ступеней определяется количеством пройденных цилиндров.

Существуют поршневые компрессоры следующих типов:

- Коаксиальные поршневые компрессоры
- Ременные поршневые компрессоры

Для **коаксиальных** компрессоров характерно то, что муфта соединяет коленвал с электрическим приводом, что обеспечивает исключение потерь мощности вследствие трения. Конструктивное исполнение данных компрессоров довольно компактно. Данные компрессорные агрегаты отличаются методами смазки. Цилиндропоршневую группу безмасляных компрессоров данного типа смазывать не надо. Сжатый воздух на выходе подобных устройств не имеет масляных примесей.

Для **ременных** компрессоров характерно то, что ременная передача соединяет коленвал с электроприводом, что обеспечивает высокую производительность и продолжительность эксплуатации. Компрессоры данного типа могут работать по несколько часов, причём непрерывно.



Рисунок 3 – Схема коаксиального и аксиального поршневого компрессора

Поршневые компрессоры могут быть горизонтальные, вертикальные, угловые, V-образными и оппозитными – все зависит от взаимного расположения цилиндров.

Вертикальное расположение цилиндров относится к **вертикальным** компрессорным устройствам.

Существуют горизонтальные компрессоры с односторонним размещением цилиндров, это устройство, когда цилиндры размещены с одной стороны коленчатого вала. В случае, если цилиндры располагаются с обеих

сторон коленвала, компрессоры называются компрессоры с двухсторонним размещением цилиндров.

У **угловых** компрессоров цилиндры размещены в одних рядах вертикально, а в других - горизонтально. Это прямоугольные компрессоры. У угловых компрессоров цилиндры могут быть наклонены, установлены V-образно и W-образно. Такие компрессоры носят название, соответственно, V-и W-образных компрессоров.



Рисунок 4 – Схема расположения цилиндров

В основном, оппозитный вариант используется для компрессоров с большой или средней производительностью. Оппозитные компрессоры являются горизонтальными компрессорами, в которых поршня совершают встречные движения, при этом их цилиндры размещены по обеим сторонам вала. Такие компрессоры имеют малый вес и сравнительно небольшие габариты, они обладают высокой динамикой и уравновешенны. Из-за этого преимущества компрессоры оппозитного типа вытеснили горизонтальные компрессоры крупных размеров.

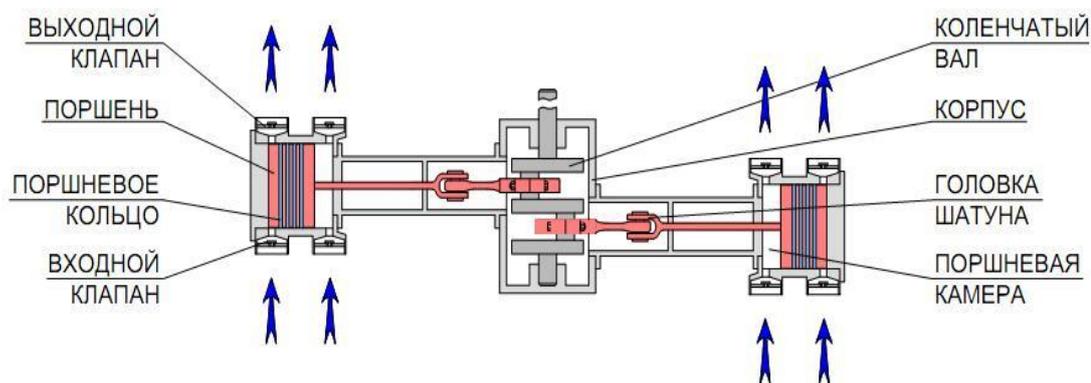


Рисунок 5 – Схема оппозитного расположения цилиндров

Специфика применения промышленных компрессоров часто требует от них возможности работать длительное время с кратковременными остановками или вообще без них. В этом случае большое значение начинают играть факторы, которые оказались бы малозначимыми при прочих условиях. Так длительное воздействие на компрессор вибраций не только сокращает срок его службы, но и может привести к механическим повреждениям и ускоренному выходу отдельных деталей из строя. Для снижения создаваемых вибраций может быть использована оппозитная схема расположения поршней, при которой их оси параллельны, а сами поршни расположены по разные стороны от коленчатого вала. Таким образом, достигается зеркальность создаваемых ими усилий, что, в свою очередь, приводит к их взаимной компенсации.

Не менее важным является не только подбор оптимальной конструкции компрессора, но и использование современных материалов, позволяющих как значительно повысить базовые характеристики машины, так и без потерь применить более сложные схемы работы машины. Так рабочая камера в рассматриваемом варианте является двойного действия, то есть имеет парное количество входных и выходных клапанов, а процессы всаса и нагнетания происходят в них попеременно как при прямом, так и при обратном ходе поршня. Надежное разделение пространств двух рабочих камер обеспечивается использованием поршневых колец, выполненных из специальных материалов. Дополнительно компрессор может иметь систему контроля состояния этих

колец, следящую за состоянием их износа. Подобная система в состоянии не только отслеживать текущее состояние, но и прогнозировать остаточный срок службы и предупреждать о вероятности скорого выхода кольца из строя.

Помимо этого поршневые компрессоры имеют классификацию по назначению, их делят на 4 группы:

- Бытовые компрессоры

Компрессоры бытового назначения в основном имеют малые габариты, возможность передвижения, они отличаются небольшой потребностью сжимаемого вещества, недлительным использованием, низким уровнем шума и вибрации. Самое главное что эти компрессоры неприхотливы и практически не нуждаются в техническом обслуживании.

Такие компрессоры создают давление 8 бар. При интенсивном режиме работы бытового компрессора может возникнуть значительная поломка, затраты на ремонт которой можно соизмерить с покупкой нового устройства. Такой тип компрессоров обычно используется на различных станциях технического обслуживания автомобилей, в ремонтных мастерских и в строительстве для пневмоинструментов

- Полупрофессиональные компрессоры.

Пропускная способность до 2 кубических метров в минуту, максимальное давление – 16 бар. Очень надежные в работе, однако имеющие свои недостатки. К таким можно отнести шумную работу и потребность в техническом обслуживании. У данного класса устройств в сжатом воздухе содержится много масла, по этой причине такие устройства являются не экономичными. Потребители в основном частные лица.

- Промышленные компрессоры.

Компрессоры данного типа применяются на различных этапах технологических процессов. Предприятия легкой и тяжелой промышленности активно используют промышленные компрессоры, наравне с крупными производителями автомобилей.

Также существуют компрессоры применяемые в медицине. Они оснащаются специальным осушителем адсорбционного типа и спроектированы в шумозащитном корпусе. Максимальное рабочее давление медицинских компрессоров - 60 бар. Такое давление достигается благодаря использованию мощных электродвигателей.

- **Компрессоры без смазки цилиндров**

Такой тип оборудования сжимает разные газы. Их необходимость обеспечивается потребностью получения чистой сжимаемой среды, без содержания масла. Компрессоры этого типа могут работать без технического обслуживания длительное время.

## **2.2 Воздушный компрессор**

Основой устройства является непосредственно компрессор, который может быть поршневым, винтовым, пластинчато-роторным и т.д. Воздушные компрессоры обычно делают поршневыми или роторными. Первые отличаются своей простотой, неприхотливостью и высокой ремонтпригодностью, однако менее производительны, а вторые хорошо подходят в тех случаях, когда требуется обеспечение длительной подачи сжатого воздуха в больших объемах. Еще одним важным критерием деления воздушных компрессоров является наличие или отсутствие смазочного масла в устройстве. В связи с этим выделяют безмасляные и масляные воздушные компрессоры. Использование масла снижает трение между движущимися деталями, чем значительно увеличивается срок службы компрессора и позволяет использовать его более интенсивно. Однако в некоторых случаях попадание масла в воздушный поток может быть нежелательно или недопустимо

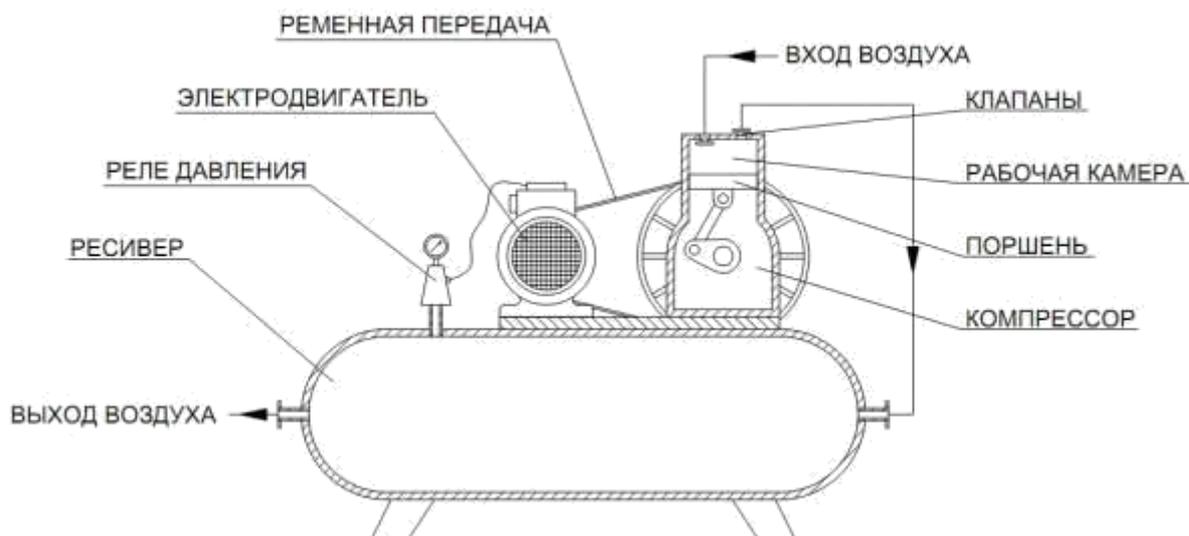


Рисунок 6 — Схема воздушного поршневого компрессора

Поэтому для таких целей используются безмасляные устройства, в которых проблема трения решается путем подбора малофрикционных материалов, снижающих трение без использования дополнительной смазки.

Обычно компрессоры для воздуха применяются не сами по себе, а в составе компрессорной установки, куда также входит двигатель, питающийся от электросети или различных видов топлива, и передача, осуществляющая перенос механической энергии вращения вала двигателя на вал компрессора. Также в состав установки может входить ресивер – сосуд, куда нагнетается воздух перед его подачей потребителю, что позволяет сглаживать давление получаемого сжатого воздуха.

### 2.3 Азотно-воздушная станция

Комбинированная азотно-воздушная компрессорная станция представляет собой универсальную установку по одновременной выработке и подаче потребителям сжатого воздуха и газообразного азота. Азотно-воздушная станция в своём составе имеет два совмещённых блока: азотный и воздушный. При этом каждый блок работает автономно. То есть при отсутствии потребности в одном из газов, станция его может не вырабатывать. Одновременно с этим подача другого газа будет непрерывно осуществляться.

Воздушный блок (установка подготовки и подачи воздуха КИПиА) предназначен для выработки сжатого воздуха производительностью до 3600 м<sup>3</sup>/час и точкой росы в диапазоне +3...-70°С. Сжатый воздух получается путём компримирования атмосферного воздуха воздушным компрессором с последующим доведением его до требуемого класса чистоты с помощью воздушных фильтров и осушителей.

Области применения азотно-воздушных станций:

- Продувка трубопроводов и оборудования азотом перед проведением ремонтных и восстановительных работ
- Создание инертной среды на нефтяных хранилищах для обеспечения пожаро- и взрывобезопасности
- Подача азота для станции аминовой очистки газа и установки получения серы
- Консервация оборудования и трубопроводных систем азотом
- Воздух КиПа для пневмоприводов регулирующей и отсечной арматуры
- Сжатый воздух для оборудования, работающего на пневматическом приводе
- Воздух для технических нужд месторождения.

### 3 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

Исходные данные:

1. Средняя скорость движения поршня –  $V_{cp} = 4,6 \frac{м}{с}$ .
2. Отношение длины шатуна к длине кривошипа –  $\frac{l_{AB}}{l_{OA}} = 4,3$ .
3. Отношение расстояния от точки А до центра тяжести S<sub>2</sub> шатуна к длине шатуна –  $\frac{l_{AS_2}}{AB} = 0,3$ .
4. Диаметр цилиндра –  $d = 0,210$  м.
5. Номинальное число оборотов вала электродвигателя –  $n_{ном} = 730 \frac{об}{мин}$ .
6. Максимальное давление воздуха в цилиндре –  $P_{max} = 5,5$  кг/см<sup>2</sup>.

7. Момент на валу двигателя при номинальном числе оборотов –  $(M_d)_{\text{ном}} = 27,5$  кГм.
8. Вес шатуна -  $G_2 = 12$  кГ.
9. Вес поршня -  $G_3 = 10$  кГ.
10. Момент инерции шатуна относительно оси проходящей через его центр тяжести -  $I_{2S} = 0,028$  кГмсек<sup>2</sup>.
11. Момент инерции коленчатого вала (без маховика) -  $I_{10} = 0,030$  кГмсек<sup>2</sup>.
12. Маховой момент ротора двигателя -  $CD^2 = 3,5$  кГм<sup>2</sup>.
13. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала –  $\delta = \frac{1}{42}$ .
14. КПД основного механизма –  $\eta = 0,82$ .
15. Угловая координата кривошипа для силового расчета -  $\varphi_1 = 340^\circ$ .
16. Угол рабочего профиля кулачка -  $\gamma_{\text{раб}} = 360^\circ$ .
17. Ход плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма) -  $h = 0,020$  м.
18. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме -  $\alpha_{\text{доп}} = 15^\circ$ .
19. Отношение величин ускорений толкателя –  $\nu = \frac{a_1}{a_2} = 1,5$ .
20. Числа зубьев колес 4 и 5 –  $z_4 = 12, z_5 = 24$ .
21. Модуль зубчатых колес 4 и 5 –  $m = 2,5$  мм.
22. Параметры исходного контура инструмента реечного -  $\chi_{\text{и}} = 1, \chi_{\text{с}} = 0,25$ .

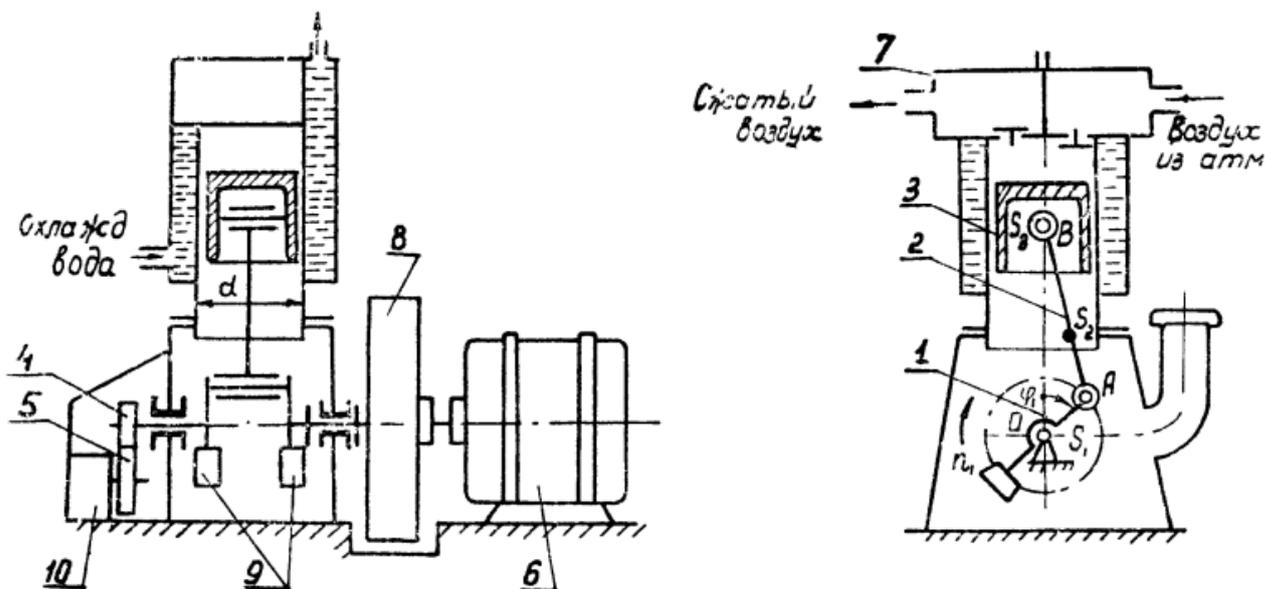


Рисунок 7 — Схема механизма

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень; 4, 5 – шестерни зубчатой передачи привода масляного насоса; 6 – электродвигатель; 7 – клапанная коробка; 8 – маховик; 9 – противовесы на коленчатом валу; 10 – масляный насос.

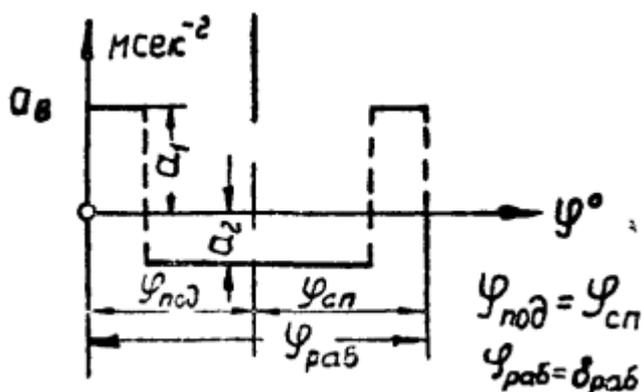


Рисунок 8 — График аналога ускорения толкателя кулачка

### 3.1 Проектирование основного механизма компрессора и определение закона его движения

#### 3.1.1 Определение основных линейных размеров механизма

Линейные размеры механизма определяются на основе известных параметров, которые задаются исходя из назначения машины.

Определим основные размеры кривошипно-шатунного механизма компрессора исходя из заданных данных.

Определим среднюю скорость движения поршня. За полный оборот кривошипа поршень проходит путь равный двум длинам хода поршня.

Среднюю скорость поршня можно представить как

$$V_{cp} = \frac{2h}{t_{об}}$$

где  $h$  – ход поршня (расстояние от верхней мертвой точки до нижней мертвой точки), м;

$t_{об}$  – время полного оборота кривошипа, с.

Определим время полного оборота кривошипа как

$$t_{об} = \frac{60}{n_{НОМ}}$$

В результате получим формулу средней скорости поршня

$$V_{cp} = \frac{2h}{\frac{60}{n_{НОМ}}} = \frac{hn_{НОМ}}{30}$$

Получим формулу определения хода поршня

$$h = \frac{30V_{cp}}{n_{НОМ}}$$
$$h = \frac{30 \times 4,6}{730} = 0,320 \text{ м.}$$

Зная ход поршня определим основные размеры кривошипно-шатунного механизма

$$l_{OA} = \frac{h}{2} = \frac{0,320}{2} = 0,160 \text{ м,}$$
$$l_{AB} = 4,3l_{OA} = 4,3 \times 0,160 = 0,688 \text{ м,}$$
$$l_{AS2} = 0,3l_{AB} = 0,3 \times 0,688 = 0,206 \text{ м.}$$

По полученным основным размерам строим рычажный механизм в 12и положениях. План положений механизма является графическим изображением взаимного расположения звеньев механизма за определенный период времени, выполняется в определенном выбранном масштабе. Масштабный коэффициент

длин определяется как отношение действительного размера механизма к длине отрезка, отображающего этот размер на чертеже.

Масштаб построения принимаем

$$\mu_l = 0,005 \frac{\text{М}}{\text{ММ}}$$

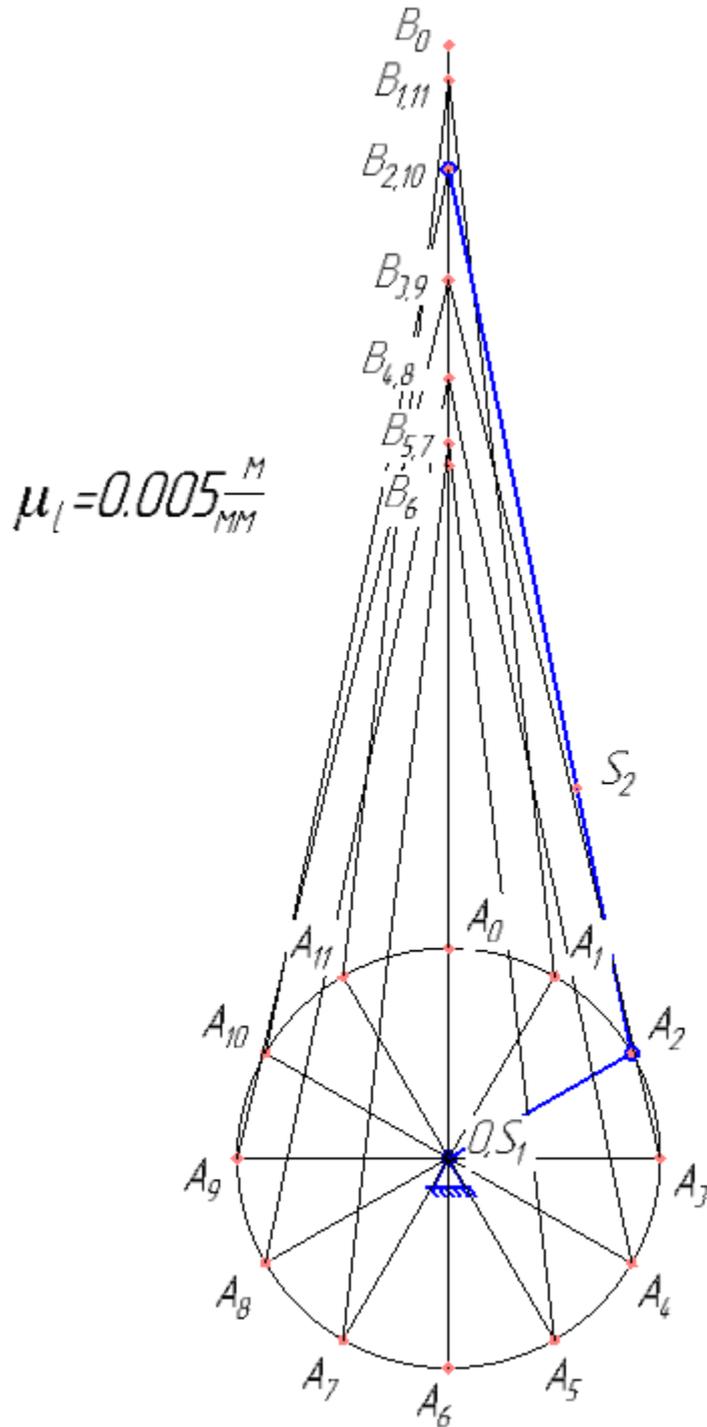


Рисунок 9 — План положений механизма

### 3.1.2 Кинематические характеристики механизма

Задача кинематического анализа механизма – определение кинематических параметров, таких как положение всех звеньев механизма в определенный момент времени, траектория движения характерных точек, скорость и ускорение характерных точек механизма, угловые скорости и ускорения всех звеньев механизма.[18]

Строим отдельные планы скоростей для каждого из 12и положений механизма. Для каждого плана выбираем местоположение полюса скоростей  $p$ . Из определенного полюса проводим вектор скорости точки  $A$ .

Так как звено 1 совершает равномерное вращательное движение, то скорость точки  $A$  во всех положениях равна по модулю и отлична по направлению. Вектор скорости точки  $A$  направлен перпендикулярно к кривошипу 1 по ходу его вращения ( $\vec{V}_A \perp OA$ ).

Значение угловой скорости звена 1

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{\text{НОМ}}}{30} = \frac{3,142 \times 730}{30} = 76,45 \text{с}^{-1}.$$

Значение скорости точки  $A$

$$V_A = l_{OA} \omega_1 = \frac{\pi n_{\text{НОМ}}}{30} l_{OA} = \frac{3,142 \times 730}{30} \times 0,160 = 12,23 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимаем длину отрезка, изображающий вектор скорости  $\vec{V}_A$  на плане скоростей равным  $pa = 50$  мм.

Масштаб для построения планов скоростей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{12,23}{50} = 0,245 \frac{\text{м}}{\text{с}} / \text{мм}.$$

Определяем скорость точки  $B$  механизма. Составляем уравнение скоростей в векторной форме

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

где  $\vec{V}_{BA}$  – вектор относительной скорости точки  $B$  по отношению к точке  $A$  ( $\vec{V}_{BA} \perp AB$ ).

Решаем графически данное уравнение на каждом из 12и планов скоростей и находим положение точки  $b$  на плане скоростей.

Отрезки  $ab$  и  $pb$  являются аналогами скоростей  $V_B$  и  $V_{BA}$  соответственно.

Определим реальные значения скоростей по формулам

$$V_B = \mu_V[pb],$$

$$V_{BA} = \mu_V[ab].$$

Результаты замеров и расчетов для всех 12и положений занесем в таблицу

1.

Определим скорости центров тяжести звеньев.

Центр тяжести звена 1 совпадает с центром вращения звена точкой  $O$ , скорость которой равна нулю. Значит и скорость центра тяжести звена 1 также равна нулю.

Центр тяжести звена 2 согласно заданию лежит на расстоянии  $l_{AS_2}$  от точки  $A$ . Определим скорость точки  $S_2$  из плана скоростей. Для этого найдем положение точки  $s_2$  плана скоростей из пропорции

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 0,3$$

откуда

$$as_2 = 0,3 ab$$

Отмечаем на планах скоростей положения точки  $s_2$ . Из плана скоростей

$$V_{S_2} = \mu_V[ps_2].$$

Результаты замеров и расчетов для всех 12и положений занесем в таблицу

1.

Определим угловую скорость звена 2

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}.$$

Таблица 1 — Кинематические характеристики механизма

Величина	Положения механизма											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$ab$ , мм	50	43,6	25,5	0	25,5	43,6	50	43,6	25,5	0	25,5	43,6
$pb$ , мм	0	30,1	48,4	50	38,2	19,9	0	19,9	38,2	50	48,4	30,1
$as_2$ , мм	15,0	13,1	7,7	0,0	7,7	13,1	15,0	13,1	7,7	0,0	7,7	13,1
$ps_2$ , мм	35	40,3	48,1	50	45,3	38,3	35	38,3	45,3	50	48,1	40,3
$V_{BA}$ , мм	12,250	10,682	6,248	0,000	6,248	10,682	12,250	10,682	6,248	0,000	6,248	10,682
$V_B$ , мм	0,000	7,375	11,858	12,250	9,359	4,876	0,000	4,876	9,359	12,250	11,858	7,375
$V_{S_2}$ , мм	8,575	9,874	11,785	12,250	11,099	9,384	8,575	9,384	11,099	12,250	11,785	9,874
$\omega_2$ , $c^{-1}$	17,805	15,526	9,081	0,000	9,081	15,526	17,805	15,526	9,081	0,000	9,081	15,526

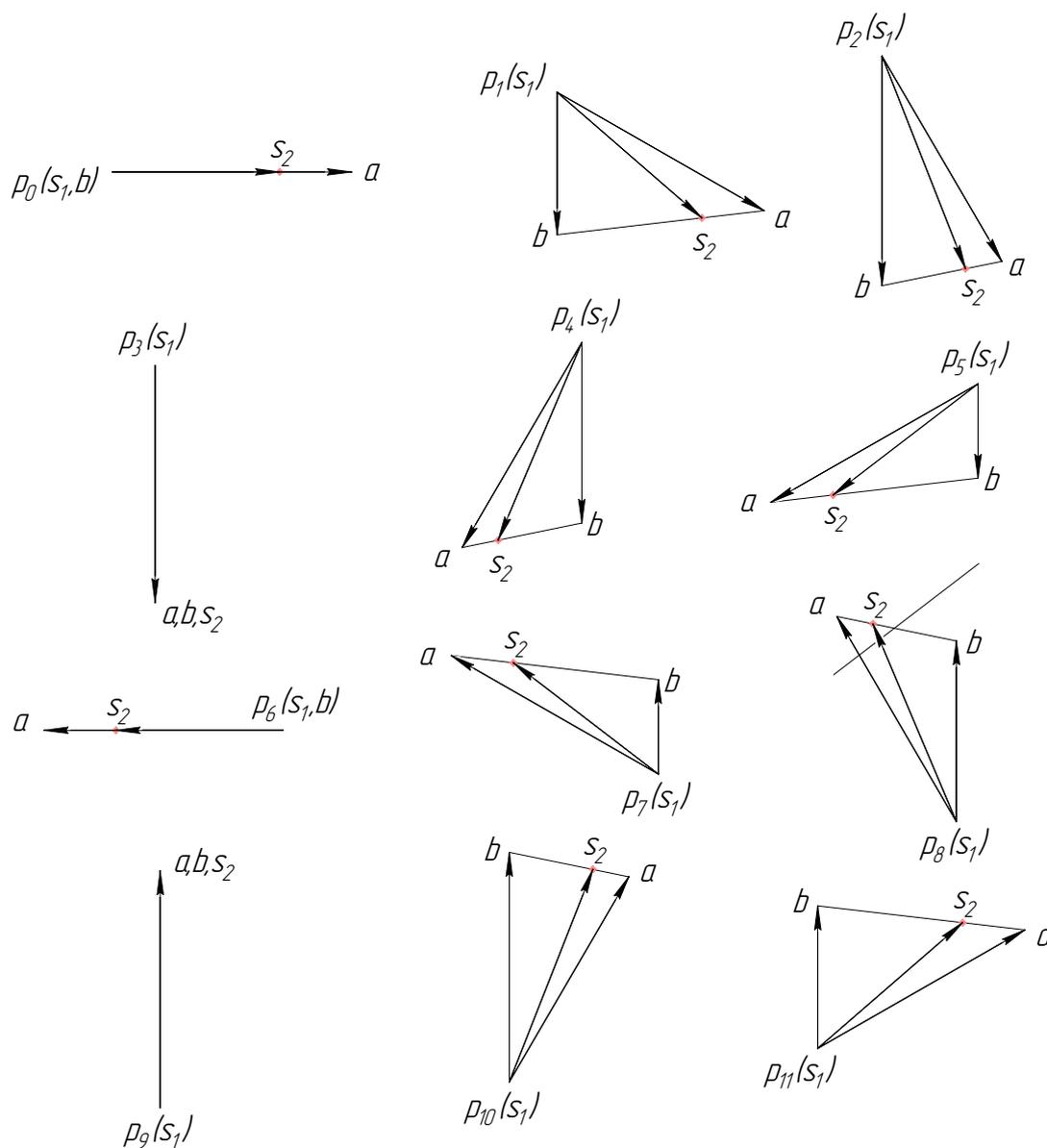


Рисунок 10 — Планы скоростей

### 3.1.3 Внешние нагрузки, действующие на механизм

Внешними нагрузками являются силы, действующие на механизм со стороны. Такими являются силы тяжести, силы полезного сопротивления действующие на рабочий орган машины и т.д. [19]

На механизм действуют силы тяжести его звеньев и внешняя сила давления воздуха  $P$  со стороны поршня 3.

Приведем значения сил тяжести и максимального давления в системе единиц измерения СИ

$$G_2 = 12 \times 9,8 = 118 \text{ Н}$$

$$G_3 = 10 \times 9,8 = 98 \text{ Н}$$

$$P_{max} = 5,5 \times 9,8 \times 10^4 = 5,4 \times 10^5 \text{ Па}$$

Сила давления  $P$  определяется как

$$P = S_d p,$$

где  $S_d$  - площадь поршня, м<sup>2</sup>;

$p$  - давление, действующее на поршень в определенный момент времени, Па.

Площадь поршня определяется по формуле

$$S_d = \frac{\pi d^2}{4},$$

$$S_d = \frac{3,142 \times 0,21^2}{4} = 0,03464 \text{ м}^2.$$

Для определения силы давления в определенный момент времени строим график зависимости силы  $P(h)$  от положения поршня, где в зависимости от положения поршня отмечается величина давления в цилиндре над поршнем.

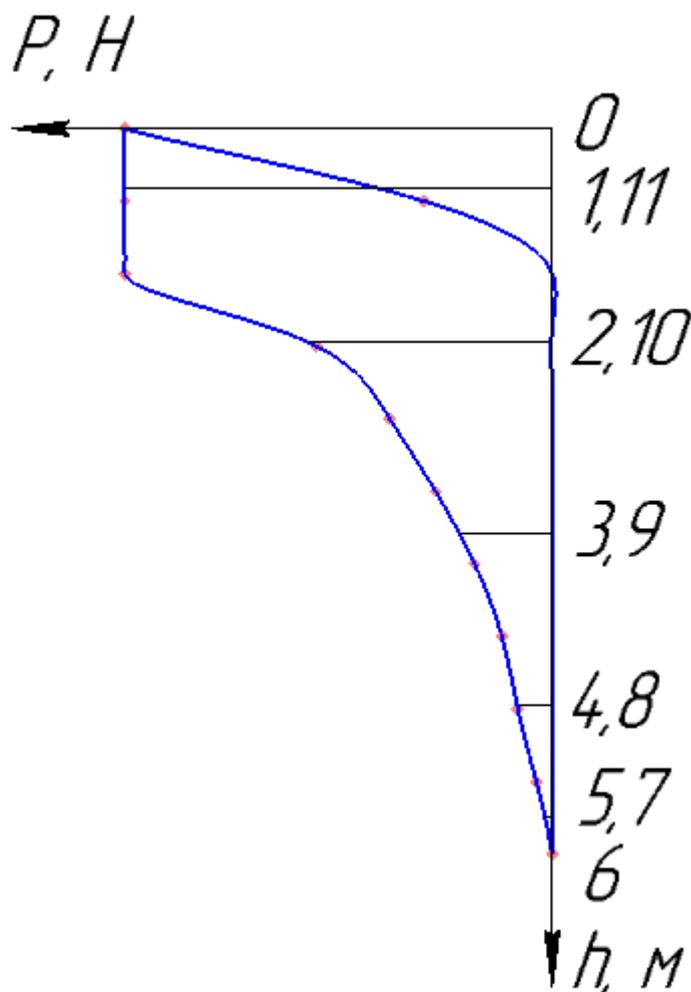


Рисунок 11 — График силы P

Таблица 2 — Данные построения графика P(h)

$s_B/H$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Для хода поршня вниз											
$\frac{p}{p_{max}}$	1	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$p, 10^5 \text{ Па}$	5,4	1,62	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$P, \text{ кН}$	18,7	5,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Для хода поршня вверх											
$\frac{p}{p_{max}}$	1	1	1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0
$p, 10^5 \text{ Па}$	5,4	5,4	5,4	2,97	2,052	1,458	0,972	0,648	0,432	0,216	0
$P, \text{ кН}$	18,7	18,7	18,7	10,3	7,1	5,1	3,4	2,2	1,5	0,7	0

Масштаб построения графика принимаем

$$\mu_P = 1 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

Из графика определяем значение силы давления для положений механизма, для которых определены кинематические характеристики.

Таблица 3 — Значения сила Р для 12и положений механизма

	Положения механизма											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Р, кН	18,7	7,7	0	0	0	0	0	0,3	1,6	4,1	10,7	18,7

### 3.1.4 Построение графиков моментов сопротивлений и работы сил сопротивлений

Представим заданный механизм в виде эквивалентной динамической модели.

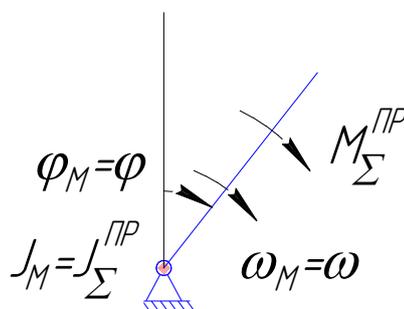


Рисунок 12 — Динамическая модель механизма

Суммарный момент всех сил и моментов, действующих на механизм, определяются как

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} = M_{\text{дв}}^{\text{пр}} + M_{\text{с}}^{\text{пр}}$$

где  $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}$  - приведенный момент движущих сил, действующих на механизм;

$M_{\text{с}}^{\text{пр}}$  - приведенный момент сил сопротивлений, действующих на механизм.

Силы сопротивления, действующие на механизм – сила тяжести и сила давления на поршень

$$M_{\text{с}}^{\text{пр}} = M_{\text{Р}}^{\text{пр}} + M_{\text{G2}}^{\text{пр}} + M_{\text{G3}}^{\text{пр}}$$

где  $M_{\text{Р}}^{\text{пр}}$  – момент сила давления, Нм;

$M_{\text{G2}}^{\text{пр}}$  - момент силы тяжести, действующее на звено 2, Нм;

$M_{G3}^{np}$  - момент силы тяжести, действующее на звено 3, Нм.

$$M_P^{np} = P \frac{V_{S3}}{\omega} \cos(P, V_{S3})$$

$$M_{G2}^{np} = G_2 \frac{V_{S2}}{\omega} \cos(G_2, V_{S2})$$

$$M_{G3}^{np} = G_3 \frac{V_{S3}}{\omega} \cos(G_3, V_{S3})$$

где  $V_{S2}, V_{S3}$  - скорости центров тяжести звеньев 2 и 3;

$\omega$  – угловая скорость звена динамической модели, равная угловой скорости звена 1 механизма;

$\cos(P, V_{S3})$  - косинус угла между направлениями векторов силы  $P$  и скорости  $V_{S3}$ ;

$\cos(G_2, V_{S2})$  - косинус угла между направлениями векторов силы  $G_2$  и скорости  $V_{S2}$ ;

$\cos(G_3, V_{S3})$  - косинус угла между направлениями векторов силы  $G_3$  и скорости  $V_{S3}$ .

Так как сила  $P$  и сила  $G_3$  направлены вниз, то  $(G_3, V_{S3}) = (P, V_{S3})$ .

Результаты расчетов сведем в таблицу 4.

Таблица 4 — Результаты расчета момента сопротивления

Величина	Размерность	Позиции											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$(G_2, V_{S2})$	град	90	48,8	21,3	0	22,7	52,2	90	127,8	157,3	180	158,7	131,2
$(G_3, V_{S3})$	град	0	0	0	0	0	0	0	180	180	180	180	180
$\cos(G_2, V_{S2})$	-	0,0	0,7	0,9	1,0	0,9	0,6	0,0	-0,6	-0,9	-1,0	-0,9	-0,7
$\cos(G_3, V_{S3})$	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0
$M_{G2}^{np}$	Нм	0,0	10,0	16,9	18,9	15,8	8,9	0,0	-8,9	-15,8	-18,9	-16,9	-10,0
$M_{G3}^{np}$	Нм	0,0	9,5	15,2	15,7	12,0	6,2	0,0	-6,2	-12,0	-15,7	-15,2	-9,5
$M_P^{np}$	Нм	0,0	742,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-19,1	-195,9	-657,0	-1659,7	-1803,8
$M_c^{np}$	Нм	0,0	762,2	32,1	34,6	27,8	15,1	0,0	-34,3	-223,7	-691,6	-1691,8	-1823,3

Строим график  $M_c^{np}(\varphi)$ . Масштаб построения графиков принимаем

$$\mu_M = \frac{80}{2} = 40 \frac{\text{мм}}{\text{кНм}}$$

Интегрируя график  $M_C^{пр}(\varphi)$  получим график работы сил сопротивлений  $A_C(\varphi)$ .

Масштаб построения графика  $A_C(\varphi)$

$$\mu_A = \frac{\mu_M \mu_\varphi}{K} = \frac{40 \times 28,6}{20} = 57,2 \frac{\text{мм}}{\text{кДж}}$$

### 3.1.5 Построение графиков движущих моментов и работы движущих сил

Для установившегося движения работа сил сопротивлений равна работе движущих сил[20]

$$A_C = A_{дв}$$

Строим график работы движущих сил. Для этого начало графика работы сил сопротивления соединяем с его концом прямой линией.

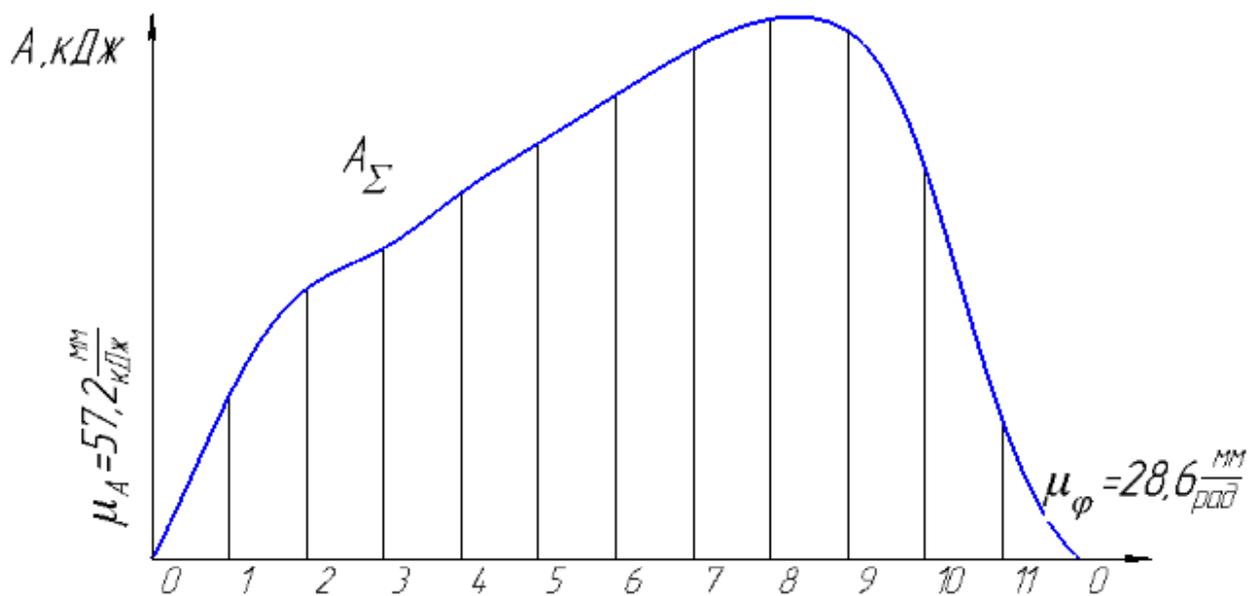


Рисунок 13 — График  $A_C(\varphi)$  и  $A_{дв}(\varphi)$

Методом графического дифференцирования строим график моментов движущих сил.

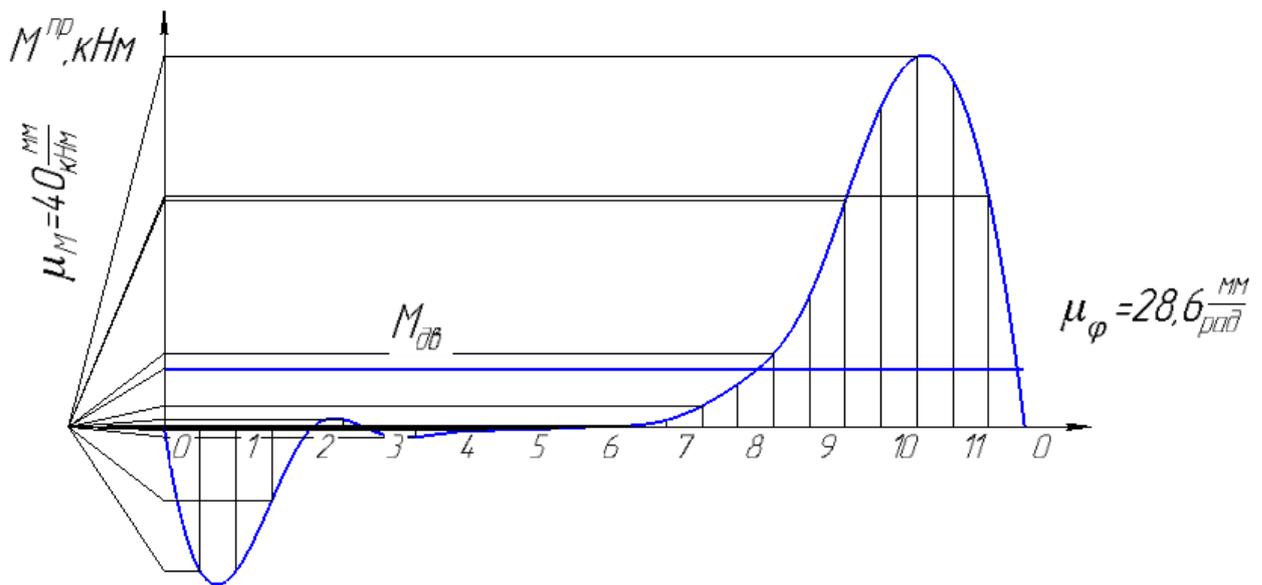


Рисунок 14 — График  $M_C^{np}(\varphi)$  и  $M_D^{np}(\varphi)$

### 3.1.6 Построение графика приведенного момента инерции механизма

Определим приведенный момент инерции механизма

$$J_M = J_{\Sigma}^{np} = J_2^{np} + J_3^{np} + GD^2,$$

где  $J_2^{np}, J_3^{np}$  - приведенные моменты звеньев 2 и 3 соответственно. Звено 2 движется плоскопараллельно. Его приведенный момент инерции определяется по формуле[18]

$$J_2^{np} = \frac{G_2}{g} \left( \frac{V_{S2}}{\omega} \right)^2 + J_{2S} \left( \frac{\omega_2}{\omega} \right)^2,$$

Звено 3 движется возвратно-поступательно. Его приведенный момент инерции определяется по формуле[20]

$$J_3^{np} = \frac{G_3}{g} \left( \frac{V_{S3}}{\omega} \right)^2.$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 5.

Таблица 5 — Привиденные моменты инерций

Величина	Позиции											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$J_2^{\text{пр}}, \text{кгм}^2$	0,1530	0,2020	0,2865	0,3092	0,2542	0,1826	0,1530	0,1826	0,2542	0,3092	0,2865	0,2020
$J_3^{\text{пр}}, \text{кгм}^2$	0,0000	0,0930	0,2406	0,2568	0,1499	0,0407	0,0000	0,0407	0,1499	0,2568	0,2406	0,0930
$J_M, \text{кгм}^2$	3,6530	3,7950	4,0271	4,0659	3,9040	3,7232	3,6530	3,7232	3,9040	4,0659	4,0271	3,7950

Строим график  $J_M(\varphi)$ .

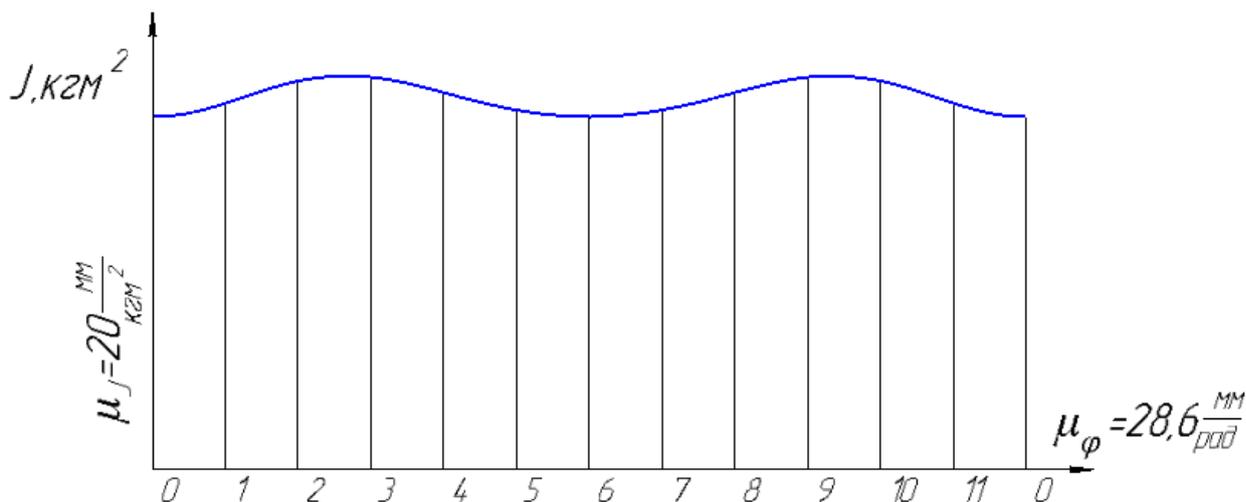


Рисунок 15 — График  $J_M(\varphi)$ .

Масштаб построения графиков принимаем  $\mu_J = \frac{80}{4} = 20 \frac{\text{мм}}{\text{кгм}^2}$ .

### 3.1.7 Построение диаграммы энергомасс $A_\Sigma = f(J_{\text{пр}})$

Для построения диаграммы энергомасс получаем характерные точки кривой путем пересечения одноименных ординат  $A_\Sigma = f(\varphi)$  и  $J_{\text{пр}} = J(\varphi)$ .

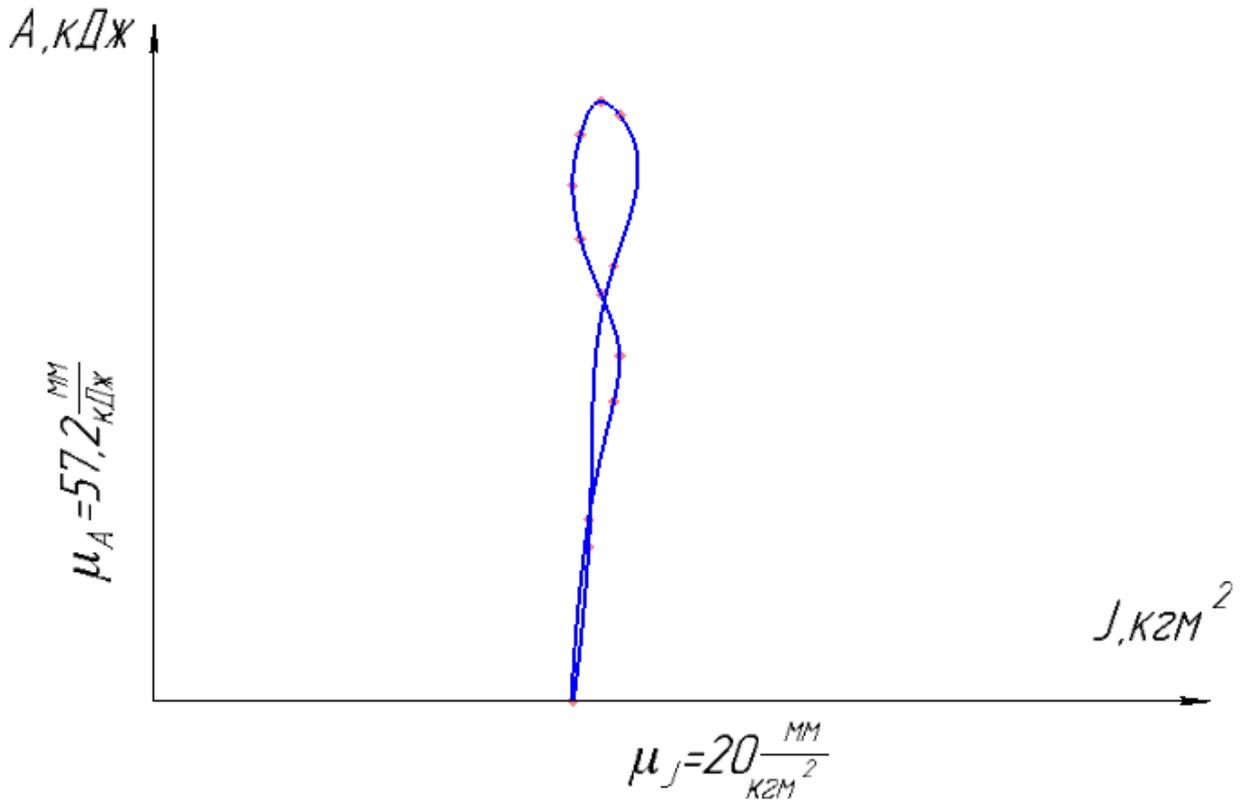


Рисунок 16 — График  $A_{\Sigma} = f(J_{пр})$

Определим углы касательных

$$tg\psi_{max} = \frac{\mu_A}{2\mu_J} \omega_1^2 (1 + \delta) \quad tg\psi_{min} = \frac{\mu_A}{2\mu_J} \omega_1^2 (1 - \delta)$$

$$tg\psi_{max} = \frac{0,0286}{2 \times 100} \times 76,45^2 \times \left(1 + \frac{1}{42}\right) = 0,8557$$

$$tg\psi_{min} = \frac{0,0286}{2 \times 100} \times 76,45^2 \times \left(1 - \frac{1}{42}\right) = 0,8159$$

Соответственно углы будут

$$\psi_{max} = 40,6^\circ \quad \psi_{min} = 39,2^\circ$$

Отрезок, отсекаемый прямыми ориентировочно равен  $(ab) = 98,7$  мм.

Определим требуемый приведенный момент инерции маховика

$$J_{пр м} = \frac{(ab)}{\omega_1^2 \delta \mu_A} = \frac{98,7}{76,45^2 \times \frac{1}{42} \times 0,0572} = 12,40 \text{ кг м}^2$$

### 3.1.8 Построение графиков угловой скорости $\omega(\varphi)$

Для определения закона движения воспользуемся тем, что при малых значениях коэффициента неравномерности верхняя часть графика работы приближенно изображает изменение угловой скорости. [21]

Масштаб графика изменения угловой скорости

$$\mu_{\omega} = \mu_A J_{\text{пр м}} \omega_1 = 0,0572 \times 12,40 \times 76,45 = 54,2 \frac{\text{мм}}{\text{рад с}^{-1}}$$

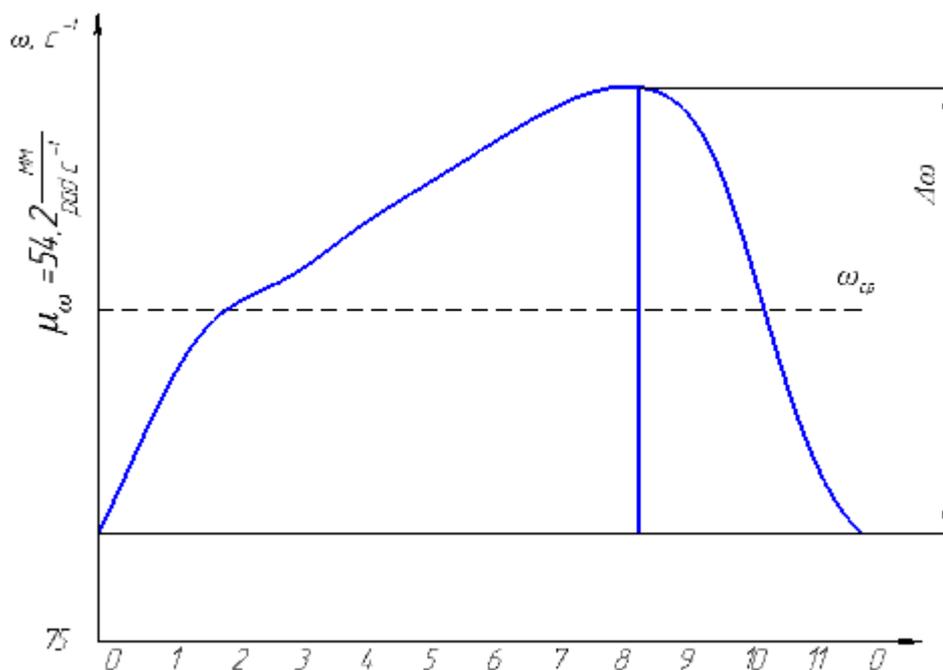


Рисунок 17 — График  $\omega(\varphi)$

## 3.2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

### 3.2.1 Построение планов скоростей и ускорений

Целью силового расчета является определения реакций в кинематических парах в зависимости от действующих внешних нагрузках, и уравновешивающую силу или момент, который необходимо приложить к выходному звену. [19]

Согласно заданию необходимо провести силовой анализ для положения механизма, что соответствует повороту звена 3  $\varphi_3 = 340^{\circ}$ .

Построим план скоростей и ускорений для положения механизма, что соответствует повороту звена 3  $\varphi_3 = 340^\circ$ .

План скоростей строим по аналогии с построением планов в разделе 1.

Масштаб построения планов скоростей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{12,23}{100} = 0,1223 \frac{\text{м}}{\text{с}} / \text{мм}.$$

Из плана скоростей

$$V_B = \mu_V [pb] = 0,1223 \times 41,7 = 5,1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{S_2} = \mu_V [pb] = 0,1223 \times 75,2 = 9,197 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{BA} = \mu_V [ab] = 0,1223 \times 94,3 = 11,533 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Угловая скорость звена 2

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{11,533}{0,688} = 16,763 \text{ с}^{-1}.$$

Проведем построение плана ускорения для заданного положения.

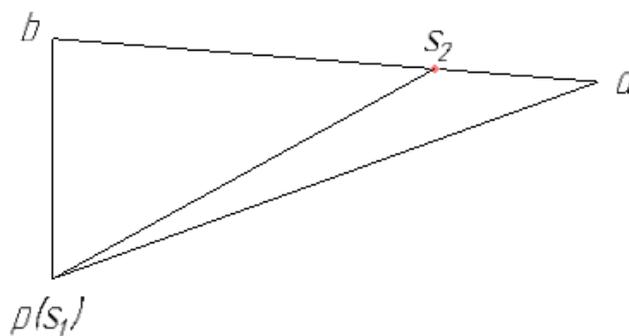


Рисунок 18 — План скоростей для заданного положения

Определим ускорение точки А

$$\bar{a}_A = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^\tau,$$

где  $\bar{a}_A^n$  – нормальная составляющая ускорения точки А,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$\bar{a}_A^\tau$  – тангенциальная составляющая ускорения точки А,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Так как звено 1 вращается с постоянной угловой скоростью, то  $a_A^\tau = 0$  и

$$\bar{a}_A = \bar{a}_A^n$$

Направления вектора -  $\bar{a}_A^n \parallel OA$ .

Значения векторов

$$a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = 76,45^2 \times 0,160 = 935,1 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Строим план ускорений. Принимаем длину вектора ускорения точки А  $\mu a = 100$  мм. Тогда масштаб построения плана ускорений

$$\mu_a = \frac{a_A}{\mu a} = \frac{935,1}{100} = 9,35 \frac{\text{мм}}{\text{м/с}^2}.$$

Графически отображаем на плане ускорений вектор ускорения точки А.

Определим ускорение точки В. Составим векторное уравнение

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t$$

где  $\bar{a}_{BA}^n$  – нормальная составляющая ускорения точки В относительно точки А, м/с<sup>2</sup>;

$\bar{a}_{BA}^t$  – тангенциальная составляющая ускорения точки В относительно точки А, м/с<sup>2</sup>,

Направления векторов -  $\bar{a}_B^n \parallel OB$ ,  $\bar{a}_{BA}^t \perp AB$ ,  $\bar{a}_{BA}^n \parallel AB$ .

В данном векторном уравнении три неизвестных – значения ускорений точки В и составляющих ускорения точки В относительно точки А. Для графического решения уравнения необходимо, чтобы было до двух неизвестных.

Определим значение нормальной составляющей

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 16,763^2 \times 0,688 = 193,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Длины вектора на плане ускорений

$$a n_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{193,3}{9,35} = 20,7 \text{ мм}.$$

Решим векторное уравнение графическим способом на плане ускорений.

На плане ускорений из точки а строим прямую параллельно звену АВ. На этой прямой в направлении к точке В откладываем отрезок  $a n_1$ . Из получившейся точке  $n_1$  строим прямую перпендикулярно звену АВ, а из полюса  $\pi$  строим вертикальную прямую. Данные прямые пересекаются в точке в.

Определим из плана ускорений неизвестные величины

$$a_{BA}^{\tau} = n_1 b \times \mu_a = 32,7 \times 9,35 = 305,7 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

$$a_B = \pi b \times \mu_a = 112,0 \times 9,35 = 1047,2 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Определим ускорение центра тяжести звеньев.

Центр тяжести звена 1 совпадает с центром вращения звена точкой О, скорость которой равна нулю. Значит и ускорение центра тяжести звена 1 также равна нулю.

Центр тяжести звена 2 согласно заданию лежит на расстоянии  $l_{AS_2}$  от точки А. Определим ускорение точки  $S_2$  из плана ускорений. Для этого найдем положение точки  $s_2$  плана ускорений из пропорции

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 0,3$$

откуда

$$as_2 = 0,3 ab = 0,3 \times 38,7 = 11,6 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку  $s_2$  на плане ускорений.

Из плана ускорений

$$a_{S_2} = \pi s_2 \times \mu_a = 102,2 \times 9,35 = 955,6 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Определим угловое ускорение звена 2

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{AB}} = \frac{305,7}{0,688} = 444,3 \text{ с}^{-2}.$$

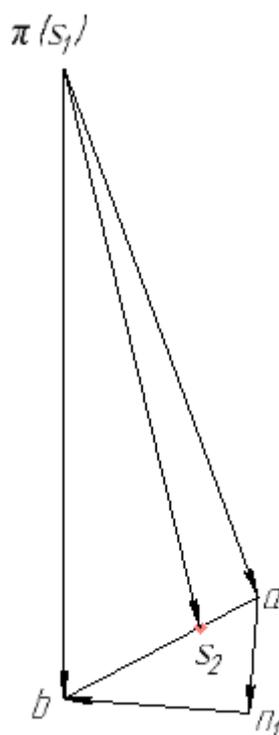


Рисунок 19 — План ускорений для заданного положения

### 3.2.2 Определение сил и моментов сил, действующие на механизм

На механизм действует сила давления в цилиндре на поршень P, силы тяжести и силы инерции.

Определим величину силы давления на поршень из графика силы (лист 1)

$$P = 18,7 \text{ кН.}$$

Силы тяжести заданы

$$G_2 = 118 \text{ Н, } G_3 = 98 \text{ Н.}$$

Определим величины сил инерций

$$\Phi_i = m_i a_{si} = \frac{a_{si} G_i}{g},$$

$$\Phi_2 = \frac{a_{s2} G_2}{g} = \frac{955,6 \times 98}{9,8} = 9,56 \text{ кН,}$$

$$\Phi_3 = \frac{a_{s3} G_3}{g} = \frac{1047,2 \times 98}{9,8} = 10,47 \text{ кН.}$$

Определим величины моментов инерций

$$M_{\phi i} = \varepsilon_i J_{S_i},$$

$$M_{\phi 2} = \varepsilon_2 J_{S_2} = 444,3 \times 0,028 = 12,44 \text{ Нм.}$$

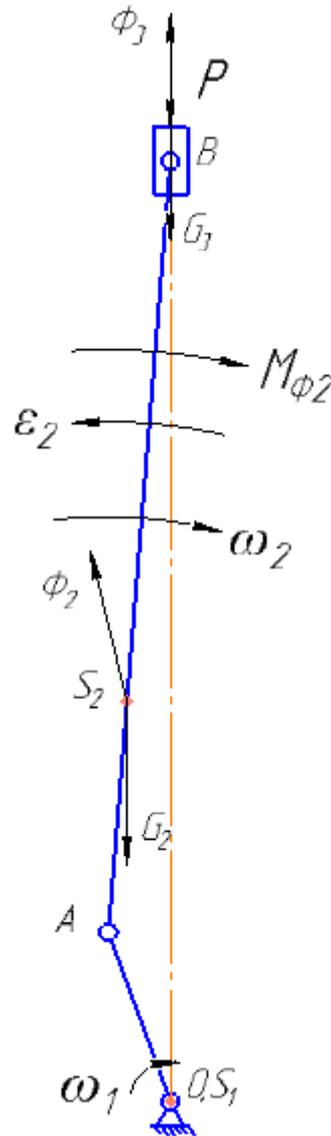


Рисунок 20 — Силы, действующие на механизм

### 3.2.3 Определение сил, действующих в кинематических парах

Рассмотрим группу звеньев 2-3. Изобразим ее отдельно на чертеже со всеми приложенными к ней силами и моментами сил. Звенья, образующие с ней кинематические пары, заменим реакциями, действующих со стороны данных звеньев.

$\vec{F}_{21}$  – реакция на звено 2 со стороны звена 1.

$\bar{F}_{50}$  – реакция на звено 2 со стороны звена 3.

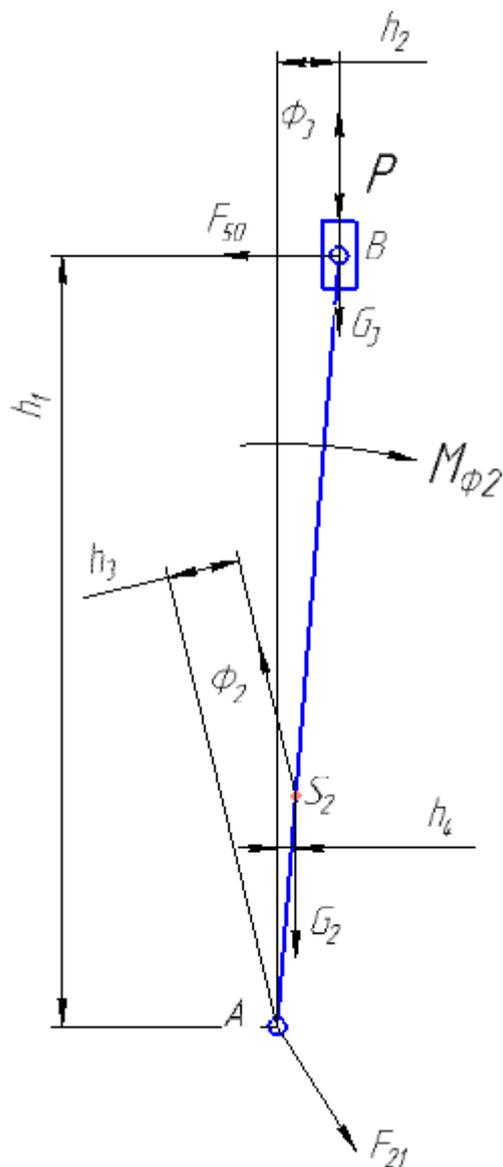


Рисунок 21 — Группа звеньев 2-3

Реакция  $\bar{F}_{50}$  направлена перпендикулярно звену ( $\bar{F}_{50} \perp OB$ ). Направление реакции  $\bar{F}_{21}$  неизвестно, на чертеже направление данной силы укажем произвольно.

Составим векторное уравнение сил для звена 2.

$$\bar{F}_{50} + \bar{\Phi}_3 + \bar{G}_3 + \bar{P} + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_2 + \bar{F}_{21} = 0.$$

В данном векторном уравнении 3 неизвестных – значения векторов  $\bar{F}_{50}$  и  $\bar{F}_{21}$  и направление вектора  $\bar{F}_{21}$ .

Определим значение вектора  $\bar{F}_{50}$ . Составим уравнение равновесия моментов сил группы относительно точки А

$$\sum M_A = 0; M_{\Phi_2} + (P + G_3 - \Phi_3)h_2 - \Phi_2h_3 + G_2h_4 - F_{50}h_1 = 0;$$

$$\text{где } h_1 = [h_1] \times \mu_l = 137,2 \times 0,005 = 0,686 \text{ м};$$

$$h_2 = [h_2] \times \mu_l = 10,9 \times 0,005 = 0,0545 \text{ м};$$

$$h_3 = [h_3] \times \mu_l = 12,8 \times 0,005 = 0,064 \text{ м};$$

$$h_4 = [h_4] \times \mu_l = 3,3 \times 0,005 = 0,0165 \text{ м}.$$

Из данного выражения получим

$$\begin{aligned} F_{50} &= \frac{M_{\Phi_2} + (P + G_3 - \Phi_3)h_2 - \Phi_2h_3 + G_2h_4}{h_1} \\ &= \frac{12,44 + (18700 + 98 - 10470) \times 0,0545 - 9560 \times 0,064 + 118 \times 0,0165}{0,686} \\ &= -209,8 \text{ Н} \end{aligned}$$

Строим план сил согласно векторному уравнению сил для данной группы звеньев. Масштаб построения принимаем  $\mu_F = 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ .

Значения сил в масштабе  $\mu_F$

$$[F_{50}] = 209,8/50 = 4,2 \text{ мм},$$

$$[\Phi_2] = 9560/50 = 191,2 \text{ мм},$$

$$[\Phi_3] = 10470/50 = 209,4 \text{ мм},$$

$$[G_2] = [G_3] = 98/50 = 2,0 \text{ мм}.$$

При построении плана сил пренебрегаем значением сил  $G_2$  и  $G_3$ , так как длины их векторов на плане сил в принятом масштабе менее 3 мм.

Из плана сил

$$F_{21} = 45,8 \times 50 = 2290 \text{ Н}.$$

Рассмотрим звено 1. Изобразим его отдельно на чертеже со всеми приложенными к нему силами и моментами сил. Звенья, образующие с ним

кинематические пары, заменим реакциями, действующих со стороны данных звеньев.

$\bar{F}_{12}$  – реакция со стороны звена 2.

$\bar{F}_{10}$  – реакция со стороны неподвижной стойки 0.

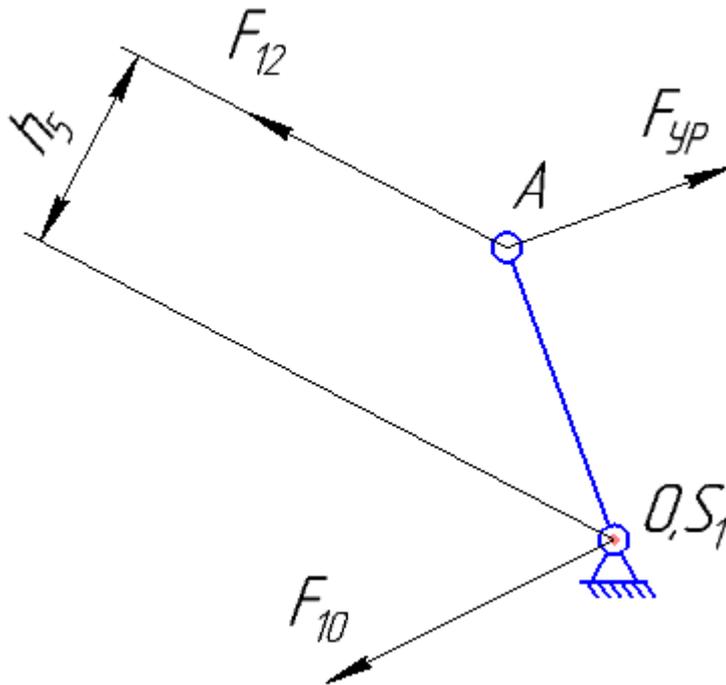


Рисунок 22 — Начальный механизм

Реакция  $\bar{F}_{12}$  направлена в противоположном направлении от  $\bar{F}_{12}$

$$\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$$

Составим векторное уравнение сил для звена 1.

$$\bar{F}_{21} + \bar{F}_{yp} + \bar{F}_{01} = 0.$$

Уравновешивающую силу определим из уравнения равновесия моментов сил звена 1 относительно точки O

$$\sum M_O = 0; F_{yp} l_{OA} - F_{12} h_5 = 0;$$

где  $h_5 = [h_5] \times \mu_l = 21,6 \times 0,005 = 0,108$  м.

Из уравнения

$$F_{yp} = \frac{F_{12} h_5}{l_{OA}} = \frac{2290 \times 0,108}{0,160} = 1546 \text{ Н.}$$

Решим графически векторное уравнение равновесия сил. Принимаем масштаб  $\mu_F = 25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ .

Из плана сил

$$F_{10} = 67,8 \times 25 = 1695 \text{ Н.}$$

### 3.3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

#### 3.3.1 Построение графиков ускорения, скорости и перемещения ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка

Целью проектирования кулачкового механизма является определения конструктивных размеров механизма в зависимости от заданных параметров.

Определим числа оборотов кулачкового вала

$$n_k = \frac{n_{\text{НОМ}}}{u_{45}},$$

где  $u_{45}$  – передаточное число зубчатого механизма.

$$u_{45} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{24}{12} = 2.$$

$$n_k = \frac{730}{2} = 365 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Определим углы фазы подъема и опускания.

Согласно заданию -  $\varphi_{\text{под}} = \varphi_{\text{сп}}$ .

Так как  $\varphi_{\text{раб}} = 360^\circ$ , то

$$\varphi_{\text{под}} = \varphi_{\text{сп}} = \frac{\varphi_{\text{раб}}}{2} = \frac{360^\circ}{2} = 180^\circ.$$

Строим графики ускорения, скорости и перемещения толкателя кулачкового механизма масляного насоса.

Определим интервалы ускорения и замедления кулачка. Должно выполняться следующее условие

$$a_1 x_1 = a_2 x_2$$

где  $x_1$  и  $x_2$  - интервалы ускорения и замедления фазы подъема толкателя.

Откуда

$$x_2 = \frac{a_1}{a_2} x_1 = 1,5x_1$$

Фаза подъема

$$\varphi_{\text{под}} = x_1 + x_2 = x_1 + 1,5x_1 = 2,5x_1 = 180^\circ$$

откуда

$$x_1 = \frac{180^\circ}{2,5} = 72^\circ$$

$$x_2 = 1,5 \times 72^\circ = 108^\circ$$

Длины интервалов ускорения и замедления толкателя на фазе опускания аналогичны, так как  $\varphi_{\text{под}} = \varphi_{\text{сп}}$ .

Принимаем, что рабочий угол по оси абсцисс равен 180 мм, тогда масштаб по оси абсцисс

$$\mu_\varphi = \frac{360^\circ}{180} = 2 \frac{\text{град}}{\text{мм}} = 0,0349 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

Максимальные значения ускорений на графике аналогов ускорений толкателя принимаем

$$a_1 = 75 \text{ мм}, a_2 = 50 \text{ мм}.$$

Строим график аналога ускорений толкателя.

Графики аналогов скоростей и перемещения строятся интегрированием графика аналога ускорения.

Расстояния до полюсов интегрирования выбираем

$$H_1 = 50 \text{ мм}$$

$$H_2 = 50 \text{ мм}$$

$$\mu_S = \frac{h}{S_{\text{max}}} = \frac{0,020}{48,6} = 4,115 \times 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi H_1} = \frac{4,115 \times 10^{-4}}{0,0349 \times 50} = 2,358 \times 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

$$\mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_\varphi H_1} = \frac{2,358 \times 10^{-4}}{0,0349 \times 50} = 1,351 \times 10^{-6} \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

### 3.3.2 Определение основных размеров кулачкового механизма и построение профиля кулачка

Строим график  $S = f(S')$  в масштабе  $\mu_{S_2} = \mu_{S'_2} = 4,115 \times 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{мм}}$  методом исключения параметра  $\varphi$ .

Определим значение  $S'$  в выбранном масштабе  $\mu_{S_2} = 4,115 \times 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{мм}}$

$$[S']_{\mu_{S_2}} = [S']_{\mu_{S'}} \times \frac{\mu_{S'}}{\mu_{S_2}}$$

Таблица 6 — Значения ординаты  $S'$  графика  $S = f(S')$  в масштабе  $\mu_{S_2}$

Положение	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$[S']_{\mu_{S'}}$ , мм	13,5	27	40,5	54	45	36	27	18	9	0
$[S']_{\mu_{S_2}}$ , мм	7,7	15,5	23,2	30,9	25,8	20,6	15,5	10,3	5,2	0,0
Положение	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$[S']_{\mu_{S'}}$ , мм	9,0	18,0	27,0	36,0	45,0	54,0	40,5	27,0	13,5	0,0
$[S']_{\mu_{S_2}}$ , мм	5,2	10,3	15,5	20,6	25,8	30,9	23,2	15,5	7,7	0,0

Проводим касательные к полученной кривой под углом  $\alpha_{\text{доп}} = 15^\circ$  к вертикали.

Область ниже пересечения данных касательных есть область возможных положений центров кулачка. Выбираем положение центра вращения кулачка  $O$  так, чтобы минимальный радиус кулачка был минимальным (кулачковый механизм без смещения).

Минимальный радиус кулачка

$$R_{\min} = OA \times \mu_{S_2} = 96,3 \times 4,115 \times 10^{-4} = 39,6 \times 10^{-3} \text{ м}$$

Строим теоретический профиль кулачка в масштабе  $\mu_{S_2} = 4,115 \times 10^{-4}$ .

Определим радиус ролика толкателя из условия

$$r \leq (0,2 \dots 0,35)R_{\min} = (0,2 \dots 0,35) \times 39,6 \times 10^{-3} = 7,9 \dots 13,8 \times 10^{-3} \text{ м.}$$

Принимаем  $r = 10 \times 10^{-3} \text{ м.}$

В выбранном масштабе построения профиля кулачка

$$[r] = \frac{r}{\mu_{S_2}} = \frac{10 \times 10^{-3}}{4,115 \times 10^{-4}} = 24,3 \text{ мм.}$$

### 3.3.3 Построение графика углов давления

Для построения графика определяем значения углов давления в положениях 0..20. [22]

Определим углы давления в положениях 0..20 кулачка для построения графика угла давления. Воспользуемся данными, полученными для построения графика  $S = f(S')$ .

Угол давления в  $i$ -том положении определяется как

$$\alpha_i = \arctg\left(\frac{[S']_{\mu_{S2}}}{[S]_{\mu_{S2}} + OA}\right)$$

Результаты вычислений для каждого положения занесем в таблицу 7.

Таблица 7 — Данные для построения графика изменения угла давления

$\alpha$

Положение	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$[S]_{\mu_{S2}}, \text{мм}$	1,2	4,9	10,9	19,4	28,4	35,6	41,3	45,4	47,8	48,6
$[S']_{\mu_{S2}}, \text{мм}$	7,7	15,5	23,2	30,9	25,8	20,6	15,5	10,3	5,2	0
$[S]_{\mu_{S2}} + OA$	97,5	101,2	107,2	115,7	124,7	131,9	137,6	141,7	144,1	144,9
$\alpha_i, \text{град}$	4,52	8,71	12,21	14,95	11,69	8,88	6,43	4,16	2,07	0,00
Положение	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$[S]_{\mu_{S2}}, \text{мм}$	48,6	47,8	45,4	41,3	35,6	28,4	19,4	10,9	4,9	1,2
$[S']_{\mu_{S2}}, \text{мм}$	5,2	10,3	15,5	20,6	25,8	30,9	23,2	15,5	7,7	0
$[S]_{\mu_{S2}} + OA$	144,9	144,1	141,7	137,6	131,9	124,7	115,7	107,2	101,2	97,5
$\alpha_i, \text{град}$	2,06	4,09	6,24	8,51	11,07	13,92	11,34	8,23	4,35	0,00

Проверим правильность расчета замерив угол давления в позиции 4, что соответствует наибольшему углу давления. Совпадение результата расчет с замерами подтверждает правильность определения углов давления.

По графику изменения угла давления видно, что максимальный угол давления менее максимально допустимого  $\alpha_{\text{доп}} = 14,95^\circ < \alpha_{\text{доп}} = 35^\circ$ .

## 3.4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ И ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

### 3.4.1 Проектирование зубчатой передачи

При проектировании зубчатой передачи определяются основные размеры зубчатых колес и производится построение профиля зубьев колес.

Исходные данные:

- число зубьев передачи привода насоса –  $z_4 = 12, z_5 = 24$ ;
- модуль зубчатых колес насоса –  $m = 2,5$  мм;
- параметры производящей рейки по ГОСТ 13755-81
  - угол профиля –  $\alpha = 20$ ;
- коэффициент высоты головки –  $h_a^* = 1$ ;
- коэффициент радиального зазора –  $c^* = 0,25$ .

Выбираем коэффициенты смещения. Согласно рекомендациям ГОСТ16532-70 при передаточном числе  $u = 1$  рекомендуется принимать коэффициенты смещения равными  $x_1 = x_2 = 0,5$ .

Определим геометрические параметры зубчатых колес и параметров передачи для действительного модуля.

Определим радиусы делительных окружностей

$$r_4 = \frac{z_4 m}{2} = \frac{12 \times 2,5}{2} = 15 \text{ мм}$$

$$r_5 = \frac{z_5 m}{2} = \frac{24 \times 2,5}{2} = 30 \text{ мм}$$

Смещение исходного контура относительно нулевой отметки

$$x_4 m = x_5 m$$

$$x_4 m = 0,5 \times 2,5 = 1,25$$

Определим радиусы основных окружностей

$$r_{b4} = r_4 \cos \alpha = 15 \times \cos 20^\circ = 14,095 \text{ мм}$$

$$r_{b5} = r_5 \cos \alpha = 30 \times \cos 20^\circ = 28,191 \text{ мм}$$

Определим угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \left( \frac{2(x_4 + x_5) \operatorname{tg} \alpha}{z_4 + z_5} \right) + \operatorname{inv} \alpha$$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \left( \frac{2(0,5 + 0,5) \times \operatorname{tg} 20^\circ}{12 + 24} \right) + \operatorname{inv} 20^\circ = 0,03512495$$

$$\alpha_w = 26,28^\circ$$

Определим радиусы начальных окружностей

$$r_{w4} = \frac{r_4 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{15 \cos 20^\circ}{\cos 26,28^\circ} = 15,720 \text{ мм}$$

$$r_{w5} = \frac{r_5 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{30 \cos 20^\circ}{\cos 26,28^\circ} = 31,440 \text{ мм}$$

Определим межосевое расстояние делительное

$$a = \frac{(z_4 + z_6)m}{2}$$

$$a = \frac{(12 + 24) \times 2,5}{2} = 45 \text{ мм}$$

Определим межосевое расстояние

$$a_w = \frac{a \cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

$$a_w = \frac{45 \cos 20^\circ}{\cos 26,28^\circ} = 47,161 \text{ мм}$$

Определим коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m}$$

$$y = \frac{47,161 - 45}{2,5} = 0,864$$

Определим воспринимаемое смещение

$$ym = 0,864 \times 2,5 = 2,161$$

Определим коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y$$

$$\Delta y = 0,5 + 0,5 - 0,864 = 0,136$$

Определим высоту делительной головки зуба

$$h_{a4} = h_{a5} = (h_a^* + x_4 - \Delta y)m = (1 + 0,5 - 0,136) \times 2,5 = 3,411 \text{ мм}$$

Определим высоту делительной ножки зуба

$$h_{f4} = h_{f5} = (h_a^* + c^* - x_4)m = (1 + 0,25 - 0,5) \times 2,5 = 1,875 \text{ мм}$$

Определим диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a4} = 2r_4 + 2h_{a4} = 2 \times 15 + 2 \times 3,411 = 36,821 \text{ мм}$$

$$d_{a5} = 2r_5 + 2h_{a5} = 2 \times 30 + 2 \times 3,411 = 66,821 \text{ мм}$$

Определим диаметры окружностей впадин

$$d_{f4} = 2r_4 - 2h_{f4} = 2 \times 15 - 2 \times 1,875 = 26,250 \text{ мм}$$

$$d_{f5} = 2r_5 - 2h_{f5} = 2 \times 30 - 2 \times 1,875 = 56,250 \text{ мм}$$

Определим окружной делительный шаг

$$P = \pi m$$

$$P = 3,141 \times 2,5 = 7,854 \text{ мм}$$

Определим основной окружной шаг

$$P_b = P \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$$

$$P_b = 3,141 \times 2,5 \times \cos 20^\circ = 7,38 \text{ мм}$$

Определим окружную делительную толщину зуба

$$S_4 = S_5 = \frac{\pi m}{2} + 2x_4 m \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,141 \times 2,5}{2} + 2 \times 0,5 \times 2,5 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 4,837 \text{ мм}$$

Определим окружную толщину зуба на окружности вершин

$$S_{a4} = S_{a5} = \frac{S_4 r_{a4}}{r_4} - 2r_{a4} (\operatorname{inv} \alpha_{a4} - \operatorname{inv} \alpha)$$

$$S_{a5} = \frac{S_5 r_{a5}}{r_5} - 2r_{a5} (\operatorname{inv} \alpha_{a5} - \operatorname{inv} \alpha)$$

$$r_{a4} = \frac{d_{a4}}{2} = \frac{36,821}{2} = 18,411 \text{ мм}$$

$$r_{a5} = \frac{d_{a5}}{2} = \frac{66,821}{2} = 33,411 \text{ мм}$$

$$\alpha_{a4} = \arccos(r_{b4}/r_{a4}) = \arccos(14,095/18,411) = 40,04^\circ$$

$$\alpha_{a5} = \arccos(r_{b5}/r_{a5}) = \arccos(28,191/33,411) = 32,46^\circ$$

$$S_{a4} = \frac{4,837 \times 18,411}{14,095} - 2 \times 18,411(\operatorname{inv} 40,04^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) = 1,277 \text{ мм}$$

$$S_{a5} = \frac{4,837 \times 33,411}{14,095} - 2 \times 33,411(\operatorname{inv} 32,46^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) = 1,735 \text{ мм}$$

Определим окружную толщину зуба на основании окружности

$$S_{b4} = \frac{S_4 r_{b4}}{r_4} + 2r_{b4} \operatorname{inv} \alpha$$

$$S_{b5} = \frac{S_5 r_{b5}}{r_5} + 2r_{b5} \operatorname{inv} \alpha$$

$$S_{b4} = \frac{4,837 \times 14,095}{15} + 2 \times 14,095 \times \operatorname{inv} 20^\circ = 4,965 \text{ мм}$$

$$S_{b5} = \frac{4,837 \times 28,191}{30} + 2 \times 28,191 \times \operatorname{inv} 20^\circ = 5,386 \text{ мм}$$

Определим окружную толщину зуба на начальной окружности

$$S_{w4} = \frac{S_4 r_{w4}}{r_4} - 2r_{w4}(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)$$

$$S_{w5} = \frac{S_5 r_{w5}}{r_5} - 2r_{w5}(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)$$

$$S_{w4} = \frac{4,837 \times 15,720}{15} - 2 \times 15,720 \times (\operatorname{inv} 26,28^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) = 4,433 \text{ мм}$$

$$S_{w5} = \frac{4,837 \times 31,440}{30} - 2 \times 31,440 \times (\operatorname{inv} 26,28^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) = 3,798 \text{ мм}$$

Производим построение зуба шестерни методом огибания.

Строим исходный производящий контур

При построении производим проверку

$$O_4 N \times \mu_l = 70,5 \times 0,2 = 14,1 \text{ мм} \approx r_{b1} / \sin 20^\circ = 14,095 \text{ мм}$$

$$PN \times \mu_l = 25,7 \times 0,2 = 5,14 \text{ мм} \approx r_1 \sin \alpha = 15 \times \sin 20^\circ = 5,13 \text{ мм}$$

Отрезок на чертеже -  $t = 7,0 \text{ мм}$

Строим зацепление колес со смещением. Для профиля зуба шестерни 4 применяем как шаблон профиль зуба со схемы построения методом обкатки. Для профиля зуба колеса 5 строим по размерам ширины зуба.

Проверка при построении зацепления

$$O_4P \times \mu_l = 78,6 \times 0,2 = 15,7 \approx r_{w4} = 15,720 \text{ мм}$$

$$O_5P \times \mu_l = 157,2 \times 0,2 = 31,4 = r_{w5} = 31,44 \text{ мм}$$

### 3.4.2 Подбор числа зубьев планетарного механизма

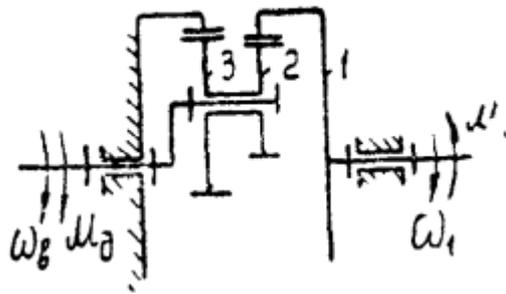


Рисунок 23 — Схема редуктора

Исходные данные:

- передаточное отношение планетарного механизма -  $i_{B1} = 26$ .
- количество сателлитов –  $K = 2$ ;
- модули колес редуктора  $m = 1$ .

Подберем количество зубьев звеньев механизма методом сомножителей.

Тип данного планетарного механизма – АJ.

Определим передаточное отношение обращенного механизма

$$i_{(1,3)}^B = 1 + \frac{1}{i_{(B,1)}^3} = 1 + \frac{1}{26} = 1,04.$$

Запишем всевозможные варианты разложения передаточного отношения

$$|i_{(1,3)}^B| = \frac{52}{50} = \frac{C_2 C_3}{C_1 C_2'}$$

При разложении учитываем следующие рекомендации

$$\frac{1}{10} < \frac{C_2}{C_1} < \frac{1}{2,3}$$

$$2,3 < \frac{C_3}{C_2} < 10.$$

Таблица 8 — Варианты разложения передаточного отношения

№ варианта разложения	1	2	3	4	5	6
$\frac{C_2 C_3}{C_1 C_2}$	$\frac{1}{5} \times \frac{52}{10}$	$\frac{2}{5} \times \frac{26}{10}$	$\frac{2}{10} \times \frac{26}{5}$	$\frac{4}{10} \times \frac{13}{5}$	$\frac{4}{25} \times \frac{13}{5}$	$\frac{13}{50} \times \frac{4}{1}$

Определим числа P, Q, P+Q для записанных вариантов чисел C<sub>i</sub> из соотношения

$$\frac{P}{Q} = \frac{C_3 - C_2}{C_1 - C_2}$$

Таблица 4.2. Значения P, Q, P+Q

№ варианта разложения	1	2	3	4	5	6
P	42	16	21	8	11	3
Q	4	3	8	6	21	39
P+Q	46	19	29	14	32	42
$\frac{P}{Q}$	10,5	5,3	2,6	1,3	0,5	0,07

Из таблицы 4.2 видно, что по сравнению с другими, вариант 4 имеет наименьшую сумму P+Q и имеет отношение P/Q близкое к единице. Принимаем этот вариант.

Определим числа зубьев.

$$Z_1 = C_1 P \gamma,$$

$$Z_2 = C_2 P \gamma,$$

$$Z_{2'} = C_3 Q \gamma,$$

$$Z_3 = C_4 Q \gamma.$$

$$Z_1 = 10 \times 8 \gamma = 80 \gamma,$$

$$Z_2 = 4 \times 8 \gamma = 32 \gamma,$$

$$Z_{2'} = 5 \times 6 \gamma = 30 \gamma,$$

$$Z_3 = 13 \times 6 \gamma = 78 \gamma.$$

При выборе целого числа  $\gamma$  необходимо учесть, что минимальное число зубьев колеса планетарного механизма должно быть  $Z_{min} \geq 17$ . [22]

Принимаем  $\gamma = 1$ .

Тогда

$$Z_1 = 80 \times 1 = 80,$$

$$Z_2 = 32 \times 1 = 32,$$

$$Z_{2'} = 70 \times 1 = 30,$$

$$Z_3 = 182 \times 1 = 78.$$

Передаточное число планетарного механизма

$$i_{(B,1)}^3 = \frac{1}{1 - \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}} = \frac{1}{1 - \frac{32 \times 78}{80 \times 30}} = 25$$

Отклонение от заданного

$$t = \frac{26 - 25}{26} \times 100\% = 3,8\% < t_{доп} = 5\%$$

Проверка из условия соосности

$$Z_1 - Z_2 = Z_3 - Z_{2'}$$

$$80 - 32 = 78 - 30,$$

$$48 = 48.$$

Условие соосности соблюдено.

Проверка из условия сборки

$$\frac{Z_1 Z_{2'} + Z_2 Z_3}{KD} = E,$$

где  $K = 2$  – число сателлитов;

$D = 2$  – наибольший общий делитель  $Z_2$  и  $Z_{2'}$ ;

$E$  – целое число.

$$\frac{80 \times 30 + 32 \times 78}{2 \times 2} = 1224.$$

Условие сборки соблюдено.

Проверка из условия соседства

$$\sin \frac{180^\circ}{K} > \frac{Z_2 + 2f_2}{Z_3 - Z_2},$$

$$\sin \frac{180^\circ}{2} > \frac{30 + 2 \times 1}{78 - 30},$$

$$1,0 > 0,6667.$$

Условие соседства соблюдено.

На чертеже в произвольном масштабе строим схему планетарного редуктора и план скоростей.

Определим передаточное число редуктора из плана скоростей

$$i_{B1} = \frac{\operatorname{tg} \psi_B}{\operatorname{tg} \psi_1} = \frac{\operatorname{tg} 64,36^\circ}{\operatorname{tg} 4,78^\circ} = \frac{2,0834}{0,0836} = 24,92.$$

Определенное передаточное отношение, найденное из плана скоростей совпадает с заданным, что подтверждает правильность синтеза планетарного механизма.

## 4 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ

### 4.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Поршневой компрессор – машина для сжатия и подачи газа и воздуха по давлением.

Поршневые компрессоры имеют возвратно-поступательный механизм и считаются самым распространенным типом. Сжатие газа создается за счет уменьшения объема газа при движения поршня в цилиндре. Существуют компрессоры с жидкостным и воздушным охлаждением. Число оборотов может достигать 1000 оборотов в минуту, а скорость движения поршня обычно находится в пределах от 2,5 до 5 метров в секунду. Номинальная скорость газа лежит в диапазоне от 22 до 40 метров в секунду, а максимальное рабочее давление, которое может создать компрессор данного типа составляет 4100 атмосфер.

Поршневые компрессоры используются в различных производственных отраслях. Например, в нефтегазовой, химической, машиностроении, а также в текстильном производстве.

#### **4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования**

Как уже было упомянуто выше, поршневые компрессоры являются востребованным и важным оборудованием на различном производстве, поэтому к ним предъявляются серьезные требования по качеству изготовления и мощностным характеристикам. В связи с этим, российские предприятия, связанные с нефтегазовой отраслью будут целевым рынком для результатов данного исследования.

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо оценить и провести сегментирование рынка компрессоров.

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга).

Сегментация рынка производства поршневых компрессоров по следующим критериям показана в таблице 9.

Таблица 9 — Сегментация рынка производства поршневых компрессоров

		Вид отрасли		
		Нефтегазодобы вающая	Машиностроение (металлургия)	Строительство (мелкий быт,ремонт)
Размер компании	Крупные	////////////////	////////////////	
	Средние	++++++++		++++++++
	Мелкие	*****		

++++++++ ИНТЕХ ГмбХ;

//////////////// ОАО "Пензкомпрессормаш";

\*\*\*\*\* Проведенное исследование.

Вывод: Основным сегментом для исследования будет являться отрасль связанная с нефтью и газом, так как он не занят другими компаниями и, соответственно, исследование сможет конкурировать в этой нише.

#### 4.1.2 Анализ конкурентных технических решений

Необходимо систематически анализировать существующий рынок конкурирующих разработок, потому что рынок постоянно развивается, появляются новые технологии. С помощью данного анализа можно во время корректировать и улучшать свое исследование, чтобы выпустить наиболее успешный и конкурентноспособный продукт. Очень важно уметь независимо оценивать разработки конкурентов.[23]

Экспертным путем необходимо оценить позиции разработки и конкурентов по различным показателям, где 5 – наиболее сильная позиция, а 1 – наиболее слабая. Веса показателей, определяемые таким путем, в сумме должны составлять единицу.

По данной формуле определяется анализ конкурентных технических решений:

$$K = \sum B_i \cdot B_i,$$

где  $K$  – конкурентоспособность продукта или исследования;

$B_i$  – вес показателя (в долях единицы);

$B_i$  – балл  $i$ -го показателя.

В таблице 10 приведена оценочная карта для сравнения конкурентных исследований

Таблица 10 — Оценочная карта для сравнения конкурентных технических разработок.

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		$B_{\phi}$	$B_{к1}$	$B_{к2}$	$K_{\phi}$	$K_{к1}$	$K_{к2}$
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Технические критерии обогащаемого материала</b>							
1. Мощностные характеристики	0,1	3	4	5	0,3	0,4	0,5
2. Надежность	0,1	3	4	5	0,3	0,4	0,5
3.Срок службы	0,05	3	4	5	0,15	0,2	0,25
4.Удобство ремонта	0,2	5	4	3	1	0,8	0,6
5.Скорость вращения	0,2	5	3	3	1	0,6	0,6
6.Простота установки	0,05	5	3	4	0,25	0,15	0,2
<b>Экономические критерии оценки эффективности</b>							
7. Цена	0,1	5	4	3	0,5	0,4	0,3
8. Конкурентоспособность продукта	0,1	5	4	3	0,4	0,4	0,3
9. Обслуживание	0,1	5	4	3	0,4	0,4	0,4
<b>Итого:</b>	<b>1</b>				<b>4,3</b>	<b>3,75</b>	<b>3,65</b>

Б<sub>ф</sub> – продукт проведенной работы;

Б<sub>к1</sub> – ИНТЕХ ГмБХ;

Б<sub>к2</sub> – ОАО "Пензкомпрессормаш";

Вывод: Исходя из проведенного анализа следует, что продукт проведенной работы уступает уже существующим на рынке оборудованию по некоторым мощностным характеристикам, но учитывая остальные экономические и технические критерии, оборудование может конкурировать на рынке. Определенными его достоинствами являются цена, простота ремонта и монтажа, а также небольшие габариты.

#### **4.2 SWOT-анализ**

Данный анализ является комплексным анализом инженерного проекта. Он применяется в случаях, когда перед организацией или разработчиком стоит цель – узнать сильные и слабые стороны проекта, а также для исследования внешней и внутренней среды проекта. SWOT-анализ обычно проводится в три этапа. [23]

Смысл первого этапа заключается в выявлении сильных и слабых сторон исследования, в понимании возможностей и угроз.

Результаты первого этапа SWOT-анализа представлены в таблице 11.

Таблица 11 — Первый этап SWOT-анализа

	<b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b>	<b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b>
	С1 Малые габариты С2 Высокие обороты С3 Более низкая стоимость производства по сравнению с другим оборудованием С4 Более длительный безремонтный срок эксплуатации	Сл1 Малая мощность Сл2 Низкая степень повышения давления Сл3 Низкая производительность по сравнению с конкурирующим оборудованием
<b>Возможности:</b> В1 Возрастающая потребность в маломощных и компактных компрессорах. В2 Развитие инновационных технологий (роботизация производства, 3D-печать), которые снизят затраты на производство оборудования		
<b>Угрозы:</b> У1 Вход на рынок больших компаний У2 Ограничение импорта деталей и экспорта готовой продукции из-за различных санкций У3 Развитая конкуренция технологий производства У4 Введения дополнительных государственных требований к сертификации продукции		

После осознания основных граней проекта и составлении четырех областей таблицы SWOT-анализа необходимо реализовать второй этап. [23]

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это должно помочь понять существует ли необходимость в проведении стратегических изменений. [23]

На данном этапе необходимо построить интерактивную матрицу проекта. Использование этой матрицы способствует пониманию различных комбинаций

взаимосвязей области SWOT матрицы. Факторы отмечаются несколькими знаками :

«+» - сильное соответствие сильных сторон возможностям;

«-» - слабое соответствие;

«0» - при наличии в том, что поставить «+» или «-».

Интерактивные матрицы представлены в таблицах 12, 13, 14 и 15.

Таблица 12 — Интерактивная матрица сильных сторон проекта и его возможностей

Сильные стороны					
Возможности		C1	C2	C3	C4
проекта	B1	+	0	-	-
	B2	+	+	+	0

При проведении анализа это интерактивной таблицы можно выделить возможности, которые сильно коррелируют между собой и сильные стороны проекта : B1C1, B2C2, B2C3.

Таблица 13 — Интерактивная матрица слабых сторон проекта и его возможностей

Слабые стороны				
Возможности		Сл1	Сл2	Сл3
проекта	B1	+	+	+
	B2	-	-	-

При проведении анализа это интерактивной таблицы можно выделить возможности, которые сильно коррелируют между собой и слабые стороны проекта : B1Сл1, B1Сл2, B1Сл3.

Таблица 14 — Интерактивная матрицы угроз проекта и его сильных сторон

Сильные стороны					
Угрозы		С1	С2	С3	С4
	У1	-	-	+	-
	У2	-	-	+	-
	У3	0	0	+	0
	У4	-	-	+	0

При проведении анализа это интерактивной таблицы можно выделить угрозы, которые сильно коррелируют между собой и сильные стороны проекта : СЗУ1, СЗУ2, СЗУ3, СЗУ4.

Таблица 15 — Интерактивная матрицы угроз проекта и его слабых сторон

Слабые стороны				
Угрозы		Сл1	Сл2	Сл3
	У1	-	-	+
	У2	-	-	+
	У3	+	+	+
	У4	+	+	0

При проведении анализа это интерактивной таблицы можно выделить угрозы, которые сильно коррелируют между собой и слабые стороны проекта : Сл1У3, Сл1У4, Сл2У3, Сл2У4, Сл3У1, Сл3У3.

В рамках заключительного третьего этапа составлена итоговая матрицы SWOT-анализа.

Таблица 16 — Итоговая матрица SWOT-анализа

	<b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b> С1 Малые габариты С2 Высокие обороты С3 Более низкая стоимость производства по сравнению с другим оборудованием С4 Более длительный безремонтный срок эксплуатации	<b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b> Сл1 Малая мощность Сл2 Низкая степень повышения давления Сл3 Низкая производительность по сравнению с конкурирующим оборудованием
<b>Возможности:</b> В1 Возрастающая потребность в маломощных и компактных компрессорах. В2 Развитие инновационных технологий (роботизация производства, 3D-печать).	Малые габариты оборудования как раз необходимы на рынке и их потребность только возрастает. Развитие современных технологий и их внедрение удешевит производство и позволит снизить цены, а также повысит качество выпускаемого оборудования.	Малая мощность, производительность и низкая СПД, но достаточная для работ, проводимым данным типом компрессоров.
<b>Угрозы:</b> У1 Вход на рынок больших компаний У2 Ограничение импорта деталей и экспорта готовой продукции из-за различных санкций У3 Развитая конкуренция технологий производства У4 Введения дополнительных государственных требований к сертификации продукции	Угрозы связаны с производственным процессом, а именно внешними ограничениями импорта и экспорта комплектующих и готовой продукции соответственно, а также с появлением крупных компаний на рынке.	В связи с потенциальными ограничениями, появлением новых требований и конкурентов в виде крупных компаний есть большой риск потери занятой ниши рынка.

Вывод: Возрастающая потребность в маломощных и компактных компрессорах для нефтегазовой отрасли является возможностью для занятия этой ниши путем выдвигания на рынок продукта исследования, который в

полной мере соответствует современным рыночным потребностям в техническом плане. Угрозы заключаются в возможных внешних ограничениях импорта, необходимых для производства, комплектующих, а также экспорта готового оборудования из-за нестабильной политической ситуации; в возможном появлении конкурирующих крупных компаний и введения дополнительных государственных требований к сертификации продукции.

#### 4.3 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований

В таблице 17 представлена морфологическая матрица для производства компрессоров.

Таблица 17 — Морфологическая матрица

	1	2	3	4
А. Принцип действия	Поршень посредством возвратно-поступательного движения	Эксцентрично вращающаяся спираль	Взаимодействие двух синхронно вращающихся кулачковых роторов	Системы неподвижных каналов и межлопаточных каналов вращающихся колес
Б. Двигатель	Электродвигатель	Двигатель внутреннего сгорания	Газотурбинная установка	-
В. Система смазки	Смазка разбрызгиванием	Раздельная система смазки	вводом распыленного масла в струю всасываемого газа	Смазка цилиндров и сальников под давлением
Г. Система охлаждения	Воздушная	Закрытая система с циркуляцией воды	Открытая система без циркуляции воды	Открытая система с циркуляцией воды
Д. Привод	Редуктор	Ременная передача	Муфта	Прямой привод с частотной регулировкой

Вывод: идеальным продуктом является комбинация А1Б1В2Г4Д1, поскольку сочетает в себе все лучшие качества уже существующих компрессоров.

## 4.4 Планирование научно-исследовательских работ

### 4.4.1 Структура работ в рамках научного исследования

Планирование и составление комплекса предполагаемых работ осуществляется в данном порядке:

- определение структуры работ в рамках научного проекта;
- определение участников каждой работы;
- определение продолжительности работ;
- построение итогового графика проведения научных исследований.

Для выполнения научного проекта формируется рабочая группа, в чей состав входят: бакалавр, научный руководитель, консультант по части социальной ответственности (СО) и консультант по экономической части (ЭЧ) ВКР. В данном разделе находится перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования и проведено распределение исполнителей по видам работ (таблица 19). [23]

Таблица 19 — Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
1	2	3	4
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель, консультант ЭЧ, СО, бакалавр
Выбор направления исследований	2	Определение с направлением исследования	Руководитель, бакалавр
	3	Изучение тематических материалов	Бакалавр
	4	Подбор и изучение патентных материалов	Бакалавр
	5	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, бакалавр
Теоретические и экспериментальные исследования	6	Проведение расчетов и их обоснование	Бакалавр
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов проведенного исследования	Руководитель, бакалавр
	8	Определение целесообразности проведения ВКР	Руководитель, бакалавр
Оформление отчета по исследовательскому проекту	9	Составление расчетно-пояснительной записки	Бакалавр

#### 4.4.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты, как правило, образуют большую часть стоимости разработки проекта, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования. [23]

Трудоемкость проведения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от многочисленных трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости  $t_{ожі}$  используется следующая формула (2):

$$t_{ожі} = \frac{3t_{minі} + 2t_{maxі}}{5}$$

где  $t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения  $i$ -ой работы чел.-дн.;

$t_{minі}$  – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.; [23]

$t_{maxі}$  – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн. [23]

Исходя из предполагаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях  $T_p$ , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями:

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{ч_i},$$

где  $T_{pi}$  – продолжительность одной работы, раб.дн.;

$t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел. – дн.;

$ч_i$  – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

#### 4.4.3 Разработка графика проведения научного исследования

При проведении различных научных проектов студенты в большинстве случаях становятся участниками относительно небольших по объему научных

тем. Исходя из этого, наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта. [23]

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. [23]

Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней переведены в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}},$$

где  $T_{ki}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в календарных днях;

$T_{pi}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$  – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле (5):

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}},$$

где  $T_{\text{кал}}$  – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}}$  – количество выходных дней в году;

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

Таким образом:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{365}{365 - 85 - 14} = 1,37.$$

Все рассчитанные значения необходимо свести в таблицу 20

Таблица 20 — Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоёмкость работы			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, $T_{pi}$	Длительность работ в календарных днях, $T_{ki}$
	$t_{min}$ , Чел - дни	$t_{max}$ , Чел - дни	$t_{ож}$ , Чел - дни			
Составление и утверждение технического задания	1	2	1,4	Руководитель, бакалавр, консультант ЭЧ, СО	0,35	1
Определение с направление исследования	2	3	2,4	Руководитель, бакалавр	1,2	2
Изучение тематических материалов	4	7	5,2	Руководитель, бакалавр	2,6	4
Подбор и изучение патентных материалов	10	15	12	Бакалавр	12	17
Календарное планирование работ по теме	1	2	1,4	Руководитель, бакалавр	0,7	1
Проведение расчетов и их обоснование	10	20	14	Бакалавр	14	20
Оценка результатов проведенного исследования	3	7	4,6	Руководитель, бакалавр	2,3	4
Составление расчетно-пояснительной записки	10	20	14	Бакалавр	14	20

На основе таблицы 20 строим план-график, представленный в приложении Д.

#### **4.5 Бюджет научно-технического исследования (НТИ)**

В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям:

- материальные затраты НТИ;
- затраты на основное оборудование для научно-экспериментальных работ;
- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы.

##### **4.5.1 Расчет материальных затрат НТИ**

В данной статье описывается стоимость всех затрат на материалы, используемых для разработки проекта:

- покупные сырье и материалы, необходимые для реализации научно-технического проекта
- приобретаемые материалы, используемые в процессе создания научно-технической продукции для обеспечения должного технологического процесса и для упаковки готовой продукции или расходуемых на другие производственные и хозяйственные нужды;
- приобретаемые комплектующие изделия и полуфабрикаты, подвергающиеся в дальнейшем монтажу или дополнительной обработке;
- сырье и материалы, покупные комплектующие изделия и полуфабрикаты, используемые в качестве объектов исследований (испытаний) и для эксплуатации, технического обслуживания и ремонта изделий – объектов испытаний (исследований). [23]

В материальные затраты также входят дополнительные затраты на различные канцелярские принадлежности, флешки, картриджи и т.д. Однако их учет ведется только в случае, если в научной организации они не включаются в расходы на использование оборудования или накладные расходы. [23]

Расчет материальных затрат осуществляется по формуле:

$$Z_m = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^m C_i \cdot N_{расч i}$$

где  $m$  – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{расч i}$  – количество материальных ресурсов  $i$ -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт., кг, м, м<sup>2</sup> и т.д.);

$C_i$  – цена приобретения единицы  $i$ -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м<sup>2</sup> и т.д.);

$k_T$  – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы.

Значение цен могут быть взяты исходя из данных, размещенным в сети Интернет на соответствующих сайтах предприятий-изготовителей. Значение коэффициента  $k_T$ , который отражает соотношение затрат по доставке материальных ресурсов и цен на их приобретение, зависит от определенных условий договоров поставки, видов материальных ресурсов, территориальной удаленности поставщиков и т.д. Расходы на транспортировку принимаются в пределах 15-25% от стоимости комплектующих и материалов.

Материальные затраты данного научно-технического исследование представлены в таблице 21

Таблица 21 — Материальные затраты

Наименование	Единица измерения	Количество			Цена за ед., руб.			Затраты на материалы, (З <sub>м</sub> ), руб.		
		Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Электричество	кВт*час	53	98	145	3,42	2,39	2,39	182	234,22	346,55
<b>Итого:</b>								<b>182</b>	<b>234,22</b>	<b>346,55</b>

Затраты рассчитаны для периода выполнения работы – 3,5 месяца. Цена компьютера и программного обеспечения, используемого в проекте, была взята с официальных сайтов производителей.

Расход электроэнергии взят средний. При работе 8 часов в день в течение 1 месяца расход составит 14-15 кВт\*час. Стоимость электроэнергии указана в квитанции ЖКУ.

#### 4.5.2 Расчет затрат на специальное оборудование для научных работ

В данную статью включают все затраты, связанные с приобретением специального оборудования (приборов, контрольно-измерительной аппаратуры, стендов, устройств и механизмов), необходимого для проведения работ по конкретной теме. Определение стоимости спецоборудования производится по действующим прейскурантам, а в ряде случаев [23] по договорной цене. Расчет затрат по данной статье заносится в табл. 11.

При приобретении спецоборудования необходимо учесть затраты по его доставке и монтажу в размере 15% от его цены. Стоимость оборудования, используемого при выполнении конкретного НТИ и имеющегося в данной научно-технической организации, учитывается в калькуляции в виде амортизационных отчислений. [23]

Все расчеты по приобретению спецоборудования и оборудования, имеющегося в организации, но используемого для каждого исполнения конкретной темы, сводятся в табл. 22.

Таблица 22 — Затраты на оборудование и ПО

№ п/п	Наименование оборудования			Количество единиц оборудования			Цена единицы оборудования			Общая стоимость оборудования		
	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Комп ьюте р <sup>1</sup>	ЭВМ <sub>2</sub>	ЭВМ <sub>3</sub>	1	3	4	30990	45000	65000	30990	13500 0	26000 0
2	Комп ас v16	Auto Cad	Brics Cad	1	3	4	8000	55000	75000	8000	16500 0	30000 0
3	Math Cad	SMat h Studi o	MatL ab	1	3	4	5000	12000 0	10000 0	5000	36000 0	40000 0
4	Wind ows 8.1	Wind ows 10	Wind ows 10 Pro	1	3	4	8000	9000	11000	8000	27000	44000
<b>Ито го</b>										<b>51990</b>	<b>68700 0</b>	<b>10040 00</b>

1-- [1920x1080, SVA (TN+film), Intel Pentium N3710, 4 x 1.6 ГГц, RAM 4 Гб, HDD 500 Гб, Radeon R520, Wi-Fi, BT]

2 - [Intel Core i5 7400, 4x3000 мГц, GeForce GTX 1050 Ti, 8 Гб DDR4, HDD 1000 Гб]

3 - [AMD Ryzen 5 2600, 6x3400 мГц, Radeon RX 580, 8 Гб DDR4, HDD 1000 Гб, Wi-Fi, DVD-RW]

Исп.1 – продукт проведенной работы;

Исп.2 – ИНТЕХ ГмбХ;

Исп.3 – ОАО "Пензкомпрессормаш";

#### 4.5.3 Основная заработная плата исполнителей темы

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых исполнением работ по данной теме (включая премии и доплаты) и дополнительную заработную плату.

В состав основной заработной платы входит премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} ,$$

где  $Z_{осн}$  – основная заработная плата;

$Z_{\text{доп}}$  – дополнительная заработная плата (12-20 % от  $Z_{\text{осн}}$ ).

Основная заработная плата ( $Z_{\text{осн}}$ ) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_p,$$

где  $Z_{\text{осн}}$  – основная заработная плата одного работника;

$T_p$  – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. ;

$Z_{\text{дн}}$  – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d},$$

где  $Z_m$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб.дня  $M = 11,2$  месяца, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб.дней  $M = 10,4$  месяца, 6-дневная неделя;

$F_d$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб.дн. (таблица 23).

В таблице 23 приведен баланс рабочего времени каждого работника НТИ.

Таблица 23 — Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Бакалавр	Консультант ЭЧ	Консультант СО
Календарное число дней	365	365	365	365
Количество нерабочих дней				
• выходные дни:	52	52	52	52
• праздничные дни:	14	14	14	14
Потери рабочего времени				
• невыходы по болезни:	7	7	7	7

Действительный годовой фонд рабочего времени	245	245	245	245
--	-----	-----	-----	-----

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{тс} \cdot (1 + k_{пр} + k_d) \cdot k_p,$$

где  $Z_{тс}$  – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{пр}$  – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от  $Z_{тс}$ );

$k_d$  – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15-20 % от  $Z_{тс}$ );

$k_p$  – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Тарифная заработная плата  $Z_{тс}$  находится из произведения тарифной ставки работника 1-го разряда  $T_{с1} = 600$  руб. на тарифный коэффициент  $k_t$  и учитывается по единой для бюджетных организации тарифной сетке. Для предприятий, не относящихся к бюджетной сфере, тарифная заработная плата (оклад) рассчитывается по тарифной сетке, принятой на данном предприятии. Расчёт основной заработной платы приведён в таблице 24.

Таблица 24 — Расчет основной заработной платы

$Z_{тс}$ , руб.	$k_d$	$k_p$	$Z_m$ , руб.	$Z_{доп}$ , руб.	$T_p$ , раб.дн.	$Z_{осн}$ , руб.
Руководитель проекта						
12000	0,3	1,3	24960	1059,52	12	12715
Консультант ЭЧ						
20000	0,3	1,3	41600	1765,9	1	1765,9
Консультант СО						
20000	0,3	1,3	41600	1765,9	1	1765,9
<b>Итого</b>						<b>16246,8</b>

Расчет дополнительной заработной платы произведен по данной формуле:

$$Z_{доп} = k_{доп} \cdot Z_{осн}$$

где  $k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

Общая заработная исполнителей работы представлена в таблице 25.

Таблица 25 — Общая заработная плата исполнителей

Исполнитель	$Z_{\text{осн}}$ , руб.	$Z_{\text{доп}}$ , руб.	$Z_{\text{зн}}$ , руб.
Руководитель	12715	1525,8	14240,8
Консультант ЭЧ	1765,9	211,9	1977,8
Консультант СО	1765,9	211,9	1977,8
<b>Итого</b>	<b>16246,8</b>	<b>1949,6</b>	<b>18196,4</b>

#### 4.5.4 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В следующей статье расходов отражены обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников. [23]

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}),$$

где  $k_{\text{внеб}}$  – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

На 2014 г. в соответствии с Федеральным закона от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30 %. [23]

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 26.

Таблица 26 — Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель	12715	1525,8
Консультант ЭЧ	1765,9	211,9
Консультант СО	1765,9	211,9

Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,3
<b>Итого:</b>	<b>5458,92</b>

#### 4.5.5 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$Z_{\text{накл}} = k_{\text{нр}} \cdot (\text{сумма статей } 1 \div),$$

где  $k_{\text{нр}}$  – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16 %.

$$Z_{\text{накл}} = 0,16 \cdot (12715 + 1765,9 + 1765,9) = 2599,48$$

#### 4.5.6 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции. [23]

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 27.

Таблица 27 — Расчет бюджета затрат НИТ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	16246,8	Пункт 4.5.3

2. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	1949,6	Пункт 4.5.3
3. Отчисления во внебюджетные фонды	5458,92	Пункт 4.5.4
4. Материальные затраты	182	Пункт 4.5.1
5. Накладные расходы	2599,48	Пункт 4.5.5
6. Затраты на оборудование и ПО	51990	Пункт 4.5.2
7. Бюджет затрат НТИ	78426,8	Сумма ст. 1-6

Как видно из таблицы 18 основные затраты НТИ приходятся на оплату труда исполнителей и на необходимое оборудование.

#### **4.6 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования**

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}}$$

где  $I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i}$  – интегральный финансовый показатель разработки;

$\Phi_{pi}$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;

$\Phi_{\text{max}}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i$$

где  $I_{pi}$  – интегральный показатель ресурсоэффективности для  $i$ -го варианта исполнения разработки;

$a_i$  – весовой коэффициент  $i$ -го варианта исполнения разработки;

$b_i^a, b_i^p$  – бальная оценка  $i$ -го варианта исполнения разработки;  
устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

$n$  – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности приведен в форме таблице 28.

Таблица 28 — Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Объект исследования Критерии	Весовой коэффициент параметра	Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	Б <sub>к2</sub>
1. Мощностные характеристики	0,1	3	4	5
2. Надежность	0,15	3	4	5
3.Срок службы	0,15	3	4	5
4.Удобство ремонта	0,20	5	4	3
5.Скорость вращения	0,25	5	3	3
6.Простота установки	0,15	5	3	4
Итого	1	4,2	3,6	3,95

Б<sub>ф</sub> – продукт проведенной работы;

Б<sub>к1</sub> – ИНТЕХ ГмбХ;

Б<sub>к2</sub> – ОАО "Пензкомпрессормаш";

Сравнив значения интегральных показателей ресурсоэффективности можно сделать вывод, что реализация технологии в первом исполнении является более эффективным вариантом для проектирования с позиции ресурсосбережения.

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ( $I_{исп.i}$ ) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{исп.1} = \frac{I_{р-исп1}}{I_{финр}^{исп.1}}, \quad I_{исп.2} = \frac{I_{р-исп2}}{I_{финр}^{исп.2}} \text{ и т.д.}$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность

проекта (см. таблицу 29) и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ( $\mathcal{E}_{cp}$ ): [23]

$$\mathcal{E}_{cp} = \frac{I_{исп.1}}{I_{исп.2}}$$

Таблица 29 — Сравнительная эффективность разработки

Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Интегральный финансовый показатель разработки	0,82	0,86	1
Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,2	3,6	3,95
Интегральный показатель эффективности	5,12	4,18	3,95
Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1	0,81	0,77

Вывод: Показатель ресурсоэффективности проекта имеет высокое значение, что говорит об эффективности использования технического проекта. Таким образом применение поршневого компрессора остается эффективным и сохраняет конкурентоспособность. Вывод: в рамках данного раздела дипломного проекта была проведена оценка конкурентоспособности поршневого компрессора по сравнению с другими экземплярами. Рассчитан показатель, оценивающий перспективность данного исследования. Этот показатель определил уровень перспективности как “выше среднего”. В ходе работы составлен перечень этапов работ и определена их трудоемкость, а также построен план-график выполнения работ. Рассчитан приблизительный бюджет на реализацию научного проекта. Проведена оценка эффективности научного исследования с точки зрения ресурсосбережения и сравнительная эффективность разработки.

## **5 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ.**

Настоящая выпускная квалификационная работа посвящена исследованию подбора поршневого компрессора. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе с компрессорной установкой.

В качестве персонала рассматривается машинист технологических компрессоров. Рабочим местом машиниста является машинный зал компрессорной установки. обязанности машиниста входит обслуживание отдельных технологических компрессоров, щитов управления агрегатного уровня. Запуск и остановка технологических компрессоров, контроль за работой технологического оборудования, регулирование технологического режима работы компрессорных установок. Выявление и устранение неисправностей в работе компрессорных установок, ремонт компрессоров, их приводов, аппаратов, узлов газовых коммуникаций и вспомогательного оборудования цехов.

Основной целью раздела является рассмотрение оптимальных норм для улучшения условий труда, обеспечения производственной безопасности человека, сохранения работоспособности в процессе деятельности, повышения его производительности, а также охраны окружающей среды.

### **5.1 Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов.**

Согласно ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ «Опасные и вредные производственных факторы»[1] выделяем следующие вредные факторы производственной среды на газоконпрессорной станции при работе с компрессорной установкой:

- повышенный уровень шума на рабочем месте;
- повышенная загазованность воздуха рабочей зоны;
- повышенный уровень вибрации.

Таблица 30 — Возможные опасные и вредные факторы

Факторы	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1. Повышенный уровень шума на рабочем месте			+	ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности» [2] ГОСТ 12.1.029-80[3]
2. Повышенная загазованность воздуха рабочей зоны		+	+	СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03[4]
3. Повышенный уровень вибрации		+	+	ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ[5] ГОСТ 26568-85[6]
4. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека		+	+	ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ[7] ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ [8] ГОСТ 12.1.045-84 ССБТ[9]
5. Недостаточная освещенность рабочей зоны	+	+	+	СНиП 23-05-95*[10]

Основными источниками повышенной загазованности, вибрации и шума является компрессорная установка (поршневой компрессор и двигатель). В

зависимости от мощности компрессорной установки частота вращения вала может достигать 1000 об/мин и более, что значительно увеличивает шум подшипниковых узлов.

Оппозитное расположение поршней и их возвратно-поступательное движение создают сильную вибрацию и шум. Наличие даже минимального дисбаланса в технической системе многократно преумножается в сильные вибрации, которые воздействуют на машинистов, работающих в непосредственной близости от газоконпрессорной станции.

К опасным факторам относятся следующие:

- повышенная температура маслосистемы;
- пожароопасность;
- наличие быстродвижущихся элементов.

Компрессорная установка включает в себя поршневой компрессор с приводом от газопоршневого двигателя, использующий природный газ в качестве топлива. Газ при смешении с воздухом образует взрывоопасную смесь. Утечки газа в машинном зале компрессорной установки могут достичь высокой концентрации и привести к взрыву и последующему пожару на предприятии.

Воздействие на окружающую среду оказывают выхлопной газ с механическими примесями, возможные разливы смазочно-охлаждающих жидкостей, твердые бытовые отходы, образуемые при ремонтных операциях компрессорной установки.

## **5.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды**

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит большее или меньшее снижение чувствительности органов слуха, выражающееся временным смещением порога слышимости, которое исчезает после окончания воздействия шума, а при большой длительности и (или) интенсивности шума происходят необратимые потери слуха (тугоухость), характеризующиеся постоянным изменением порога слышимости.

Шум оказывает влияние на весь организм человека: угнетает центральную нервную систему, вызывает изменение скорости дыхания и пульса, способствует нарушению обмена веществ, возникновению сердечно-сосудистых заболеваний, гипертонической болезни, может приводить к профессиональным заболеваниям.

Шум с уровнем звукового давления до 30...35 дБ привычен для человека и не беспокоит его. Повышение этого уровня до 40...70 дБ в условиях среды обитания создает значительную нагрузку на нервную систему, вызывая ухудшение самочувствия и при длительном действии может быть причиной неврозов. Воздействие шума уровнем свыше 75 дБ может привести к потере слуха – профессиональной тугоухости.

Также шум влияет на производительность труда. Увеличение уровня шума на 1-2 дБ приводит к снижению производительности труда на 1%. По ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности» [2] допустимый уровень шума на рабочем месте газоперекачивающего агрегата составляет 80 дБ. Однако при работе компрессорной установки уровень шума может достигать 100 дБ.

Для снижения вредного воздействия шума на организм человека необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты.

В качестве средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.1.029-80[3] персонал необходимо снабдить противошумными наушниками, закрывающими ушную раковину снаружи, либо противошумными вкладышами, перекрывающими наружный слуховой проход и прилегающие к нему.

Допустимый уровень вибрации для работы с компрессорной установкой считается от 5 до 11 мкм. Вибрация, достигающая до 15 мкм, может привести к аварийной остановке оборудования.

Для снижения вибрации в составе компрессорной установки предусматриваются депульсаторы на входе и на выходе каждой ступени компримирования.

Длительное воздействие вибрации на организм человека приводит к серьезным последствиям под названием «вибрационная болезнь». Это профессиональная патология, которая возникает в результате длительного влияния на организм человека производственной вибрации, превышающей предельно допустимый уровень (ПДУ). Болеют, как правило, мужчины среднего возраста.

Вибрация может действовать как локально (например, на рабочие руки), так и на весь организм. Но в любом случае она способна к распространению, отражаясь на нервной и опорно-двигательной системе.

По ГОСТ 26568-85[6] к коллективным средствам защиты от вибрации относятся активные средства виброзащиты.

Следовательно к индивидуальным средствам защиты от вибрации должно относиться: специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь.

### **5.3 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды**

Маслосистема представлена совокупностью трубопроводов, которые расположены по всей поверхности компрессора. Соприкосновение с системой при работающей установке может привести к ожогам различной степени, в зависимости от времени контакта и температуры трубопроводов.

В качестве средства защиты необходимо использовать термостойкие перчатки.

Причиной пожара может стать утечка газа, который используется в качестве топлива в газопоршневом двигателе. Чтобы избежать утечку газа, применяется система контроля загазованности. На компрессорные установки должна предусматриваться система пенного пожаротушения, которая состоит из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной установки.

## **5.4 Охрана окружающей среды**

### ***Защита селитебной зоны***

При строительстве дожимных компрессорных установок, в которых в качестве привода поршневого компрессора используется газопоршневой двигатель, учитываются нормы санитарно-защитной зоны согласно СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03[4]. Для снижения неблагоприятного воздействия на организм человека и на окружающую среду для станции данная зона составляет 500м.

### ***Воздействие на атмосферу***

С целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха вредными веществами, выделяемыми газопоршневым двигателем, размещение компрессорных установок осуществляется с учетом господствующего направления ветра, чтобы уменьшить попадание веществ, загрязняющих атмосферный воздух, на селитебную зону.

Газопоршневой двигатель использует в качестве топлива природный газ, который представляет собой смесь продуктов сгорания с избыточным горением. В общем случае продукты сгорания могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива.

Выхлопные газы с продуктами неполного сгорания загрязняют атмосферу. Частицы, содержащиеся в выхлопном газе, наносят вред здоровью человека, попадая в органы дыхания. Для снижения концентрации вредных веществ выхлопных газов необходима более тщательная подготовка топливного газа, для снижения содержания механических примесей.

### ***Воздействие на гидросферу***

Возможным воздействием может являться разлив смазочно-охлаждающих жидкостей, а также отработанного масла компрессорной установки в случае несоблюдения правил замены жидкостей и их транспортировки.

### ***Воздействие на литосферу***

Работа компрессорной установки подразумевает осуществление регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и узлов приводит к образованию твердых отходов производства (металлолом, фторопласт, прочий бытовой и технический мусор). Для утилизации бытовых отходов применяются полигоны твердых бытовых отходов.

### ***Решения по обеспечению экологической безопасности***

При выполнении работ по наливу, сливу, зачистке транспортных средств и хранилищ следует соблюдать инструкции и правила техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности, разработанные для каждого предприятия с учетом специфики производства.

Работающие с нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90[11].

При работе с отработанными нефтепродуктами, являющимися легковоспламеняющимися и ядовитыми веществами, необходимо применять индивидуальные средства защиты по типовым отраслевым нормам.

Для предотвращения загрязнения окружающей среды нефтепродуктами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018-93[12].

Устройства полигонов твердых бытовых отходов должны организовываться в соответствии с СанПиНом 2.1.7.722-98[13].

## **5.5 Защита в чрезвычайных ситуациях**

### ***Перечень возможных ЧС на объекте***

Возможные ЧС на объекте:

- нарушение рабочего режима маслосистемы;

- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;
- пожар при повреждении системы подачи газа;
- обрыв штока поршня, как следствие разрушение компрессора;
- нарушение герметичности газовых систем;
- попадание жидкости в цилиндры поршневого компрессора.

Наиболее типичной ЧС является обрыв штока поршня поршневого компрессора.

### ***Описание превентивных мер по предупреждению ЧС***

В поршневом компрессоре одним из основных рабочих органов является шток поршня, который совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре. В качестве средств защиты необходимо использовать защитные экраны, закрывающие непосредственно компрессорную часть по ГОСТ 12.2.062-81[14].

Причиной обрыва штока или его деформации может послужить следующее:

- При попадании капельной жидкости в цилиндр может произойти гидроудар;
- Высокая степень сжатия;
- Изменение компонентного состава газа;

Вследствие этого обрыв штока приводит к повреждению компрессора и травмированию человека.

В избежание данных последствий рекомендуются следующие операции:

- Сепарирование газа;
- Контроль компонентного состава газа;
- Работать в зоне допустимых давлений и не завышать степень сжатия на цилиндр;
- Центровка штока;
- Контроль вибрации компрессора.

Так как в процессе моделирования невозможно учесть всех факторов, влияющих на работу штока, то при смене его материала возможны некоторые неполадки, которые вызваны данными упущениями, которые в дальнейшем могут привести к возникновению чрезвычайных ситуаций. Поэтому рекомендуется провести детальные практические испытания данных образцов штоков с целью предупреждения подобных эксцессов.

В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.

Наиболее вероятна чрезвычайная ситуация на объекте, оборудованном поршневым компрессором, является пожар.

Причиной пожара может стать утечка газа, который используется в качестве топлива в газопоршневом двигателе. Чтобы избежать утечку газа,

применяется система контроля загазованности. На компрессорные установки должна предусматриваться система пенного пожаротушения, которая состоит из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной установки.

В случае пожара необходимо немедленно дать сигнал о пожарной тревоге и сообщить о пожаре в пожарную охрану. Далее, в случае необходимости, организовать эвакуацию людей из опасного участка. При необходимости отключить электроэнергию и прекратить все работы в здании. Организовать встречу пожарной охраны и оказать помощь прибывшим специалистам.

## **5.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

Компрессорная установка является объектом повышенной опасности для всего персонала, а также объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны специалисты предприятия,

которые прошли обучение и имеют допуск к работе оборудования, транспорта, а также знают, как действовать в случаях аварий, в нештатных ситуациях.

Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве"[15], который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ[16], а также других действующих нормативных документов. Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.

Лица женского пола могут привлекаться к проведению отдельных газоопасных работ, предусмотренных технологическими регламентами и инструкциями и допускаемых законодательством о труде женщин.

К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию.

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за

соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации.

Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:

- сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ); ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);
- повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).

Вывод: в данном разделе были рассмотрены, как опасные, так и вредные факторы, и проанализированы способы борьбы с ними. Также рассмотрены возможные воздействия на окружающую среду, например на атмосферу, гидросферу и литосферу.

Для предупреждения заболеваний, связанных с работой на станке необходима рациональная организация труда и отдыха, которая нормируется в соответствии с санитарными правилами. [СанПиН 2.2.2.542-96[17].]

Так как данный вид работ подразумевает возможное наличие угроз жизни и здоровья (таких как работа в запылённом помещении, работа с горячим газом, работа с подвижными частями механизмов), следует обеспечить работника всеми необходимыми мерами защиты – рабочими перчатками, для уменьшения травм от острых краёв металла; очками, для исключения попадания инородных тел в глаза и область глаз; спец. одеждой, как мерой индивидуальной защиты работника, а также наушниками для защиты органов слуха от повышенного шума вблизи компрессорной установки и другими средствами защиты в зависимости от выполняемой человеком работы. Каждому работнику должно быть предоставлено рабочее место с учётом специфики работы – если это

рабочее место машиниста ТК, то оно должно быть оснащено всем необходимым для сборки инструментом и приспособлениями (техническая оснастка), должно быть удобным и освещённым; также вблизи должны быть смазочное масло, обтирочные материалы, брикеты. Рабочее помещение должно оборудоваться системами отопления, кондиционирования воздуха или эффективной приточно-вытяжной вентиляцией. Помещения должны иметь естественное и искусственное освещение. Поверхность пола в рабочем помещении должна быть ровной, без выбоин, нескользкой, удобной для очистки и влажной уборки, обладать антистатическими свойствами. В помещении должны находиться аптечка первой медицинской помощи.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В данном дипломном проекте произведено проектирование механизмов компрессора и исследование работы данной машины.

В первом разделе работы произведен синтез рычажного механизма компрессора машины с определением его линейных размеров по заданным параметрам. Рычажный механизм был представлен динамической моделью с последующим проведением динамического анализа.

Во втором разделе работы проведен силовой анализ рычажного механизма с определением величин и направления сил в кинематических парах.

В третьем разделе работы произведен синтез кулачкового механизма с подбором размеров механизма и синтеза теоретического и рабочего профилей кулачка.

В четвертом разделе работы произведен расчет зубчатой пары привода масляного насоса компрессора. Также был произведен синтез планетарного механизма с подбором параметров колес по заданному передаточному отношению и проверкой правильности проведения синтеза аналитическим и графическим методами.

В теоретической части квалификационной работы бакалавра были описаны классификация и принцип работы компрессоров.

В экономической части выпускной квалификационной работы бакалавра были выявлены сильные и слабые стороны проекта, проведен расчет бюджета, проведен SWOT-анализ.

В социальной части выпускной квалификационной работы бакалавра были рассмотрены опасные и вредные факторы и обсуждены методы борьбы с ними. Также были рассмотрены всевозможные негативные воздействия на природу.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
2. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования.
3. ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования.
4. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.
5. ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования.
6. ГОСТ 26568-85. Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация
7. ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление.
8. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.
9. ГОСТ 12.1.045-84 ССБТ. Электростатические поля. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля
10. СНиП 23-05-95\*. Естественное и искусственное освещение
11. ГОСТ 12.0.004-90. Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения
12. ГОСТ 12.1.018-93. Пожаровзрывобезопасность статического электричества. Общие требования
13. СанПиН 2.1.7.722-98. Гигиенические требования к устройству и содержанию полигонов для твердых бытовых отходов
14. ГОСТ 12.2.062-81. Оборудование производственное. Ограждения защитные
15. ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве"

16. "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ
17. СанПиН 2.2.2.542-96. Гигиенические требования к видеодисплейным терминалам, персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы
18. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988.
19. Теория механизмов и машин. Под ред. К. В. Фролова. - М.: Высшая школа, 1987.
20. Попов С. А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. - М.: Высшая школа, 1999.
21. Леонов И. В. Динамика машинного агрегата при неустановившихся режимах движения: Учебное пособие. - М.: Изд. МГТУ, 1990.
22. Силовой расчет, уравнивание, проектирование механизмов: Учебное пособие. Под ред. А. К. Мусатова. - Изд. МГТУ, 1990.
23. Г.Ю. Боярко, О.В. Пожарницкая, В.Б. Романюк и др. Методические указания для выполнения раздела выпускной квалификационной работы «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»: методические указания. Томский политехнический университет. Томск, 2017. – 166 с.

**Приложение А**  
(обязательное)

**Лист 1. Кинематическое исследование механизма**

**Приложение Б**  
(обязательное)

**Лист 2. Силовой анализ**

**Приложение В**  
(обязательное)

**Лист 3. Синтез кулачкового механизма**

**Приложение Г**  
**(обязательное)**

**Лист 4. Профилирование эвольвентных зубчатых колес**

**Приложение Д**  
(обязательное)

**Календарный план-график проведение НИР**

Таблица Д.1 – Календарный план-график проведения НИР по теме

Вид работы	Исполнители	$T_{ki}$ , дней	Продолжительность выполнения работ														
			февраль		март			апрель			май						
			2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3				
Составление и утверждение технического задания	Руководитель, бакалавр, консультант ЭЧ, СО	1															
Определение направления исследования	Руководитель, бакалавр	2															
Изучение тематических материалов	Руководитель, бакалавр	4															
Подбор и изучение патентных материалов	Бакалавр	17															
Календарное планирование работ по теме	Руководитель, бакалавр	1															
Проведение расчетов и их обоснование	Бакалавр	20															
Оценка результатов проведенного исследования	Руководитель, бакалавр	4															

