МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерная школа энергетики
Направление подготовки 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника
Отделение электроэнергетики и электротехники

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Электропривод насоса маслонапорной установки

УДК 62-83:621.65:621.224-2
Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5А97	Сыздыков Карим Муратович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОЭЭ ИШЭ	Ляпунов Д.Ю.	к.т.н., доцент		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН	Якимова Татьяна Борисовна	к.э.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель ООД	Черемискина М.С.	–		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОЭЭ ИШЭ	Тютева П.В.	К.т.н., доцент		

Томск – 2023 г.

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОСВОЕНИЯ ООП

Код компетенции	Наименование компетенции
Универсальные компетенции	
УК(У)-1	Способен осуществлять поиск, критический анализ и синтез информации, применять системный подход для решения поставленных задач
УК(У)-2	Способен определять круг задач в рамках поставленной цели и выбирать оптимальные способы их решения, исходя из действующих правовых норм, имеющихся ресурсов и ограничений
УК(У)-3	Способен осуществлять социальное взаимодействие и реализовывать свою роль в команде
УК(У)-4	Способен осуществлять деловую коммуникацию в устной и письменной формах на государственном языке Российской Федерации и иностранном(-ых) языке(-ах)
УК(У)-5	Способен воспринимать межкультурное разнообразие общества в социально-историческом, этическом и философском контекстах
УК(У)-6	Способен управлять своим временем, выстраивать и реализовывать траекторию саморазвития на основе принципов образования в течение всей жизни
УК(У)-7	Способен поддерживать должный уровень физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности
УК(У)-8	Способен создавать и поддерживать в повседневной жизни и в профессиональной деятельности безопасные условия жизнедеятельности для сохранения природной среды, обеспечения устойчивого развития общества, в том числе при угрозе и возникновении чрезвычайных ситуаций и военных конфликтов
УК(У)-9	Способен проявлять предприимчивость в практической деятельности, в т.ч. в рамках разработки коммерчески перспективного продукта на основе научно-технической идеи
УК(У)-10	Способен принимать обоснованные экономические решения в различных областях жизнедеятельности
УК(У)-11	Способен формировать нетерпимое отношение к коррупционному поведению
Общепрофессиональные компетенции	
ОПК(У)-1	Способен понимать принципы работы современных информационных технологий и использовать их для решения задач профессиональной деятельности
ОПК(У)-2	Способен разрабатывать алгоритмы и компьютерные программы, пригодные для практического применения
ОПК(У)-3	Способен применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования при решении профессиональных задач
ОПК(У)-4	Способен использовать методы анализа и моделирования электрических цепей и электрических машин
ОПК(У)-5	Способен использовать свойства конструкционных и электротехнических материалов в расчетах параметров и режимов объектов профессиональной деятельности
ОПК(У)-6	Способен проводить измерения электрических и неэлектрических величин применительно к объектам профессиональной деятельности

Профессиональные компетенции	
ПК(У)-1	Способен проводить сбор и анализ данных для проектирования объектов профессиональной деятельности (ПД)
ПК(У)-2	Способен составить конкурентно-способные варианты технических решений при проектировании объектов профессиональной деятельности
ПК(У)-3	Способен проводить проектирование в соответствии с техническим заданием с использованием стандартных методов
ПК(У)-4	Способен контролировать техническое состояние объектов профессиональной деятельности, организовывать профилактический осмотр и текущий ремонт по имеющейся технической документации
ПК(У)-5	Способен осваивать вводимые в эксплуатацию объекты профессиональной деятельности по имеющейся технической документации

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерная школа энергетики
Направление подготовки 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника
Отделение Электроэнергетики и электротехники
Специализация Электропривод и автоматика

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП
_____ П.В. Тютева
«__» _____2023 г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
5А97	Сыздыков Карим Муратович

Тема работы:

Исследование	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	

Срок сдачи студентом выполненной работы:	

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе *(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.).*	Объект исследования - электропривод маслонапорной установки. Цель работы – исследование электропривода маслонапорной установки, произвести расчёт электропривода насоса маслонапорной установки. Выбрать элементы системы управления и защиты. Построить статические и динамические характеристики.

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов *(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).*	1. Исследование маслонапорной установки и выбор двигателя; 2. Расчёт параметров насоса и насосной системы; 3. Разработка силовой схемы; 4. Выбор элементов электрической схемы; 5. Разработка электропривода насоса маслонапорной установки; 6. Построение статических и динамических характеристик.
Перечень графического материала *(с точным указанием обязательных чертежей)*	– Данная выпускная квалификационная работа содержит таблицы, рисунки и графики.
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы *(с указанием разделов)*	
Раздел	**Консультант**
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	к.э.н., доцент Якимова Т.Б.
Социальная ответственность	Старший преподаватель Черемискина М. С.

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОЭЭ ИШЭ	Ляпунов Д.Ю.	к.т.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5А97	Сыздыков Карим Муратович		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
5А97	Сыздыков Карим Муратович

Школа	Инженерная школа энергетики	**Отделение школы (НОЦ)**	Электроэнергетики и электротехники
Уровень образования	Бакалавриат	**Направление/специальность**	13.04.02 Электропривод и автоматика

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:	
1. Стоимость ресурсов: материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	*Стоимость материальных ресурсов и специального оборудования определены в соответствии с рыночными ценами г. Томска. Тарифные ставки исполнителей определены штатным расписанием НИ ТПУ*
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	*20% накладные расходы; 30% районный коэффициент.*
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	*Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды – 30,2 %*
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения исследования с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	*Анализ конкурентных технических решений, проведение SWOT-анализа.*
2. Планирование и формирование бюджета	*Определение структуры работы. Расчет трудоемкости выполнения работ. Подсчет бюджета исследования*
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности	*Рассчитать показатели финансовой эффективности, ресурсоэффективности и эффективности исполнения*
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)**:**	
1. Оценка конкурентоспособности технических решений 2. Матрица SWOT 3. Календарный план-график проведения исследования	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН	Якимова Татьяна Борисовна	к.э.н		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5А97	Сыздыков Карим Муратович		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа		**ФИО**	
5А97		Сыздыков Карим Муратович	
Школа	Инженерная школа энергетики	**Отделение (НОЦ)**	Отделение электроэнергетики и электротехники
Уровень образования	Бакалавриат	**Направление/ специальность**	13.04.02 «Электроэнергетика и электротехника» / Электропривод и автоматика

Тема ВКР:

Электропривод насоса маслонапорной установки	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
Введение – Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика) и области его применения. – Описание рабочей зоны (рабочего места) при эксплуатации	*Объект исследования* Гидроагрегат (ГА) *Область применения* Гидроэлектростанция (ГЭС) *Рабочая зона:* производственное помещение *Размеры помещения* 140 * 25 м *Количество и наименование оборудования рабочей зоны* 5 штук гидроаккумулятор, масляной бак, масловоздушный бак, насос, асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, система управления *Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне* является поддерживание и питанием маслом гидравлических систем
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности при эксплуатации – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	• Трудовой кодекс Республики Казахстан; • Правила работы с персоналом в энергетических организациях Республики Казахстан; • ИП 01-04 «Превентивная безопасность»; • ИП 03-09 «Внутренняя нормативная документация и извещения об изменении к ней. Порядок разработки, оформления, проверки, согласования и утверждения»; • РП 01-03 «План действий по ликвидации чрезвычайных ситуаций». ГН «Гигиенические нормативы к физическим факторам, оказывающих воздействие на человека» №169 от 28.02.2015 г; • ISO 45001:2018 «Система менеджмента охраны здоровья и безопасности труда»; • «Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей»; • «Правила техники безопасности при эксплуатации электроустановок»;

2. Производственная безопасность при эксплуатации: – Анализ выявленных вредных и опасных производственных факторов	Вредные производственные факторы: • Повышенный уровень - шума, вибрации, инфразвука (турбогенераторы, вентилятора, двигатели и пр.); • Запыленность, загазованность; • Электромагнитные поля. Опасные производственные факторы: • Повышенное напряжение электрического тока в электроустановках; • Высокое давление и повышенная температура в трубопроводах, сосудах и агрегатах; • Движущиеся и вращающиеся механизмы. Требуемые средства коллективной и индивидуальной защиты от выявленных факторов: • Защитная каска; • Защитные очки; • Защитная обувь (с металлическим или композитным подноском); • Специальная спецодежда (куртка с длинным рукавом и брюки/комбинезон).
3. Экологическая безопасность при эксплуатации	*Воздействие на селитебную зону* Гидрогенераторы (создают магнитные поля) *Воздействие на литосферу* Водохранилища (отторгается значительная часть культурного слоя земли, оказывается дополнительное давление на грунт, происходит фильтрация воды в береговую и донную части и т.д.) *Воздействие на гидросферу* затопление пахотных земель или лесов, блокирование потока осадков и питательных веществ, блокирование путей миграции рыбы, сокращение и исчезновение таких популяций *Воздействие на атмосферу* затопление пахотных земель
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях при эксплуатации	Возможные ЧС возгорание масла, порывы стенок маслонаполненного оборудования находящегося под давление (выброс большого объема масла в помещения, в следствии возможен пролив нефтепродукта в реку). Наиболее типичная ЧС вывод основного насоса или автоматики управления насоса из строя
Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Черемискина Мария Сергеевна	–		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5А97	Сыздыков Карим Муратович		

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерная школа энергетики
Направление подготовки 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника
Уровень образования: бакалавриат
Отделение: Электроэнергетики и электротехники
Период выполнения: весенний семестр 2022 /2023 учебного года

Форма представления работы:

Бакалаврская работа

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:	

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
12.02.2023	Краткий обзор маслонапорной установки и электроприводов для насосов	10
26.02.2023	Расчёт и выбор силового оборудования регулируемого электропривода	20
12.03.2023	Расчёт и построение статических и динамических характеристик для разомкнутой системы электропривода	20
26.03.2023	Имитационное моделирование системы с помощью программы Matlab Simulink	10
9.04.2023	Разработка функциональной схемы регулируемого электропривода	20
23.04.2023	Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	10
12.02.2023	Социальная ответственность	10

СОСТАВИЛ:
Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОЭЭ ИШЭ	Ляпунов Д.Ю.	к.т.н., доцент		

СОГЛАСОВАНО:
Руководитель ООП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОЭЭ ИШЭ	Тютева П.В.	к.т.н., доцент		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 100 страниц, 27 рисунков, 20 таблиц, 28 литературных источников.

Объект исследования – электропривод маслонапорной установки.

Цель работы – исследование электропривода маслонапорной установки, произвести расчёт электропривода насоса маслонапорной установки. Выбрать элементы системы управления и защиты. Построить статические и динамические характеристики.

Термины и определения:

МНУ – маслонапорная установка;

АД – асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором;

ШМНУ – шкаф МНУ;

ПТК – пункт технического контроля;

АРМ – автоматизированное устройство;

ЭГР – электрогидравлический регулятор;

УПП – устройство плавного пуска.

Оглавление

Введение 13

1. Теоретический анализ электропривода насоса маслонапорной установки 15

1.1. Описание устройства электропривода 15

1.2. Основные принципы работы 15

1.3. Выбор и расчет электродвигателя для насоса 17

1.4. Расчет мощности электродвигателя и подбор его параметров 20

2. Анализ работы маслонапорной установки 23

2.1. Описание устройства маслонапорной установки 23

2.2. Расчет параметров насоса и его характеристик 25

2.3. Расчет параметров трубопровода и насосной станции 28

3. Проектирование электропривода насоса маслонапорной установки 45

3.1. Разработка электрической схемы электропривода 45

3.2. Выбор элементов электрической схемы 49

3.2.1. Контактор электромеханический 49

3.2.2. Автоматический выключатель 50

3.2.3. Реле контроля фаз 51

3.2.4. Устройство плавного пуска 51

3.2.5. Кулачковые переключатели 52

3.2.6. Плавкие предохранители 53

3.2. Расчет электрических параметров электропривода 53

4. Расчёт и построение статических и динамических характеристик замкнутой системы электропривода 59

4.1. Естественные механические и электромеханические характеристики 59

4.2. Анализ динамических режимов работы АД 63

5. Система управления электропривода насоса маслонапорной установки 69

5.1. Процессы работы МНУ, подлежащие автоматизации 69

5.2. Управление насосами в разных режимах 71

6. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 74

6.1. Анализ конкурентных технических решений 74

6.2. SWOT-анализ 75

6.3. Планирование работ по научно-техническому исследованию 78

6.4. Разработка графика проведения научного исследования 79

6.5. Расчет материальных затрат НТИ 83

6.6. Основная заработная плата исполнителя темы 84

6.7. Дополнительная заработная плата исполнителей 86

6.8. Отчисления во внебюджетные фонды 86

6.9. Накладные расходы.....86
6.10. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта 87
6.11. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования 87

Введение

Электрический привод масляного насоса является важным компонентом современного промышленного оборудования. Это играет решающую роль в обеспечении эффективной и надежной работы систем перекачки нефти и масла, которые широко используются в различных промышленных применениях. Поэтому понимание принципов электрического привода масляного насоса и оптимизация его производительности является важной задачей для инженеров и исследователей в области электротехники. Это играет решающую роль в обеспечении эффективной и надежной работы систем перекачки нефти, которые широко используются в различных промышленных применениях. Поэтому понимание принципов электрического привода масляного насоса и оптимизация его производительности является важной задачей для инженеров и исследователей в области электротехники.

Целью этого диплома является подробное изучение электропривода масляного насоса с учетом как теоретических, так и практических аспектов. Цель этого исследования - обеспечить всестороннее понимание принципов работы электрического привода масляного насоса и его взаимодействия с системой перекачки масла. Для достижения этого мы проанализируем структуру и работу электропривода, выберем и рассчитаем необходимые параметры электродвигателя, а также спроектируем электрическую схему и механические части привода.

Кроме того, мы изучим принципы работы системы перекачки нефти, проанализируем требования к насосу и определим оптимальные параметры насоса и трубопровода. Затем мы исследуем влияние параметров системы перекачки масла на электропривод и выберем наиболее подходящий электродвигатель и систему управления для насоса.

Исследование будет поддерживаться как теоретическим анализом, так и экспериментальными исследованиями. Будут разработаны математические модели для имитации поведения электропривода и системы перекачки масла,

а результаты будут проверены экспериментами, проведенными на испытательном стенде.

В конечном счете, результаты этого исследования будут способствовать повышению производительности и надежности систем перекачки нефти за счет оптимизации электропривода масляного насоса. Этот диплом будет интересен исследователям, инженерам и техникам, участвующим в проектировании, разработке и обслуживании систем перекачки нефти.

Темой данной выпускной квалификационной работы является: Электропривод насоса маслонапорной установки.

1. Теоретический анализ электропривода насоса маслонапорной установки

1.1. Описание устройства электропривода

Маслонапорная установка гидроагрегата - это система, предназначенная для обеспечения постоянного и равномерного нагнетания масла в гидравлические компоненты механизмов.

Маслонапорная установка состоит из насоса, масляной ёмкости, фильтра, клапанов и шлангов. Насос является главным элементом устройства и непосредственно отвечает за подачу масла. Масляная ёмкость предназначена для хранения масла и позволяет установить стабильный уровень давления масла в системе.

Фильтр, как правило, установлен на входе маслонапорной установки и предназначен для очистки масла от механических примесей и частиц. Клапаны и шланги используются для переключения направления движения масла и измерения давления в системе.

Маслонапорная установка гидроагрегата используется в различных областях промышленности и техники, где необходимо осуществлять точное и эффективное управление гидросистемами.

Маслонапорная установка (МНУ) предназначена для накопления и сохранения энергии в виде масла, находящегося под давлением 35 кг/см2, необходимой для управления сервомоторами направляющего аппарата и рабочего колеса. МНУ состоит из аккумулятора, сливного бака, насосов МНУ, перепускных клапанов [1].

Маслонапорная установка (МНУ) состоит из двух баков-аккумуляторов (один со сжатым воздухом и маслом, один с маслом), сливного бака, 3х насосов с перепускными клапанами, 3х шкафов маслонапорной установки (далее ШМНУ), с УПП.

1.2. Основные принципы работы

Масло под давлением от насоса и аккумулятора давления поступает к двум распределительным золотникам, имеющим автономное управление

(рис.1). Сервомотор каждого регулирующего органа питается маслом под давлением от одного общего аккумулятора давления и насоса [2].

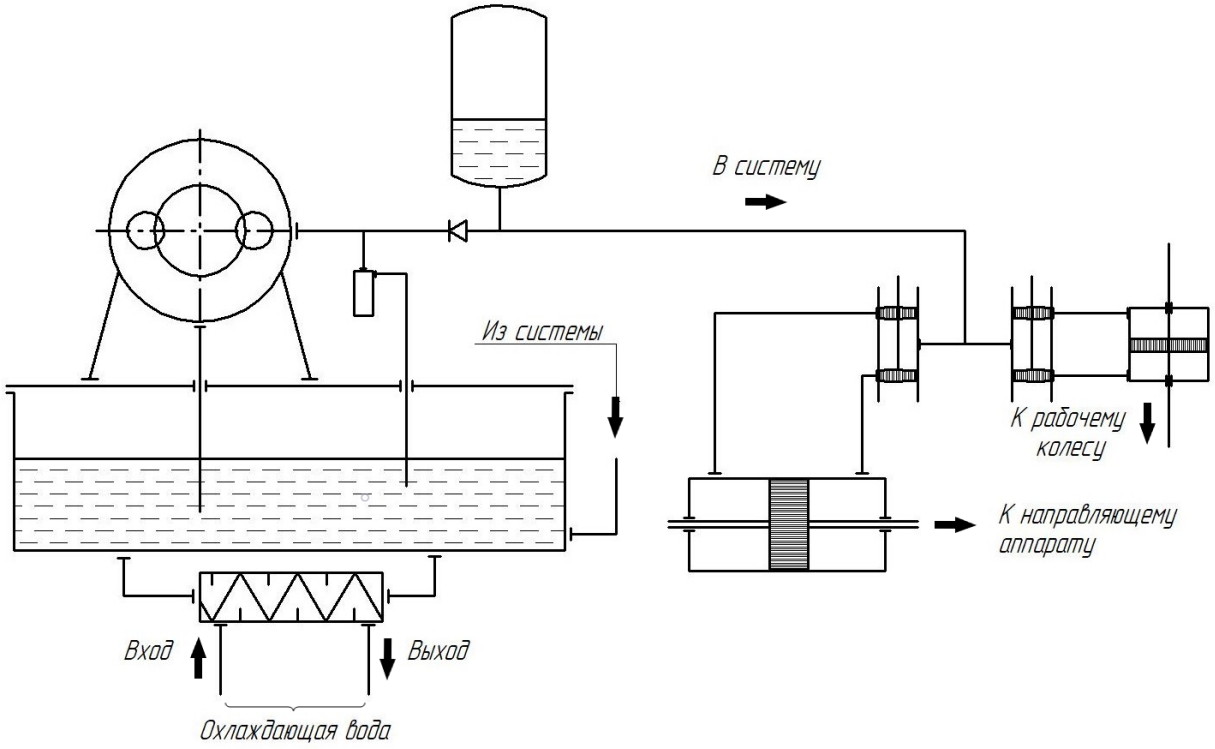

Рис.1. Принципиальная схема гидравлической части системы двойного регулирования

Обычно время полного хода поршня сервомотора рабочего колеса в несколько раз больше времени хода поршня сервомотора направляющего аппарата, и поэтому единовременный расход масла из аккумулятора в первый период регулирования агрегата значительно превосходит последующий. После завершения полного хода поршня первого сервомотора поршень второго успевает пройти лишь часть своего полного хода и при этом его питание маслом под давлением происходит в основном за счёт подачи насоса. Это позволяет применить аккумуляторы давления меньшего объёма.

Маслонасосный агрегат имеет рабочий и резервный насосы. Резервный насос включается при интенсивном расходе масла под давлением из аккумулятора либо при вынужденной остановке рабочего.

Маслонапорная установка является составной частью системы управления и регулирования гидротурбины или другого объекта и компонуется по узлам из отдельных агрегатов. МНУ состоят из

маслонасосного агрегата со сливным резервуаром и аккумулятора давления в виде масловоздушного котла. Этот котёл служит аккумулятором энергии сжатого воздуха. Масло, находящееся в системе, является рабочим телом, посредством которого энергия сжатого воздуха передаётся силовым органам гидравлической системы управления и регулирования гидроагрегата.

Для обеспечения хороших пусковых условий на каждом насосе устанавливается разгрузочно-предохранительный клапан. Этот клапан позволяет производить пуск насоса на холостом ходу (без нагрузки) и предохраняет его от перегрузок. Обратный клапан предотвращает обратный поток масла под давлением из аккумулятора после остановки насоса.

1.3. Выбор и расчет электродвигателя для насоса

Для привода винтовых насосов МНУ применяются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором [2].

В зависимости от схемы работы МНУ режим работы электродвигателя может быть либо продолжительным с переменной нагрузкой, либо повторно-кратковременным.

Однако, как показали расчеты и опыт эксплуатации, электродвигатель нужно выбирать по номинальной потребной мощности на валу насоса, т. е. по продолжительному режиму работы с номинимальной нагрузкой. Это вызвано тем, что на ГЭС возможно снижение напряжения собственных нужд порядка 20% от номинального, а, как известно, вращающий момент асинхронного электродвигателя пропорционален квадрату напряжения на его зажимах и значительно уменьшается при снижении питающего напряжения.

Приведём исходные данные для выбора электродвигателя.

Номинальное давление в котле МНУ……... $p_{ном}$=35 *кгс*/*см*^{2}

Мощность на валу насоса при $p_{ном}$ …….. N=18,5 *кВт*

Давление в котле МНУ, при котором включается основной насос ...…… $p_{пуск}$=33 *кгс*/*см*^{2}

Уставка предохранительного клапана ...…….. $p_{пр}$=25 *кгс*/*см*^{2}

Число оборотов насоса ……..……. n =1760 *об/мин*

Наибольшее снижение напряжение сети местных нужд ГЭС ……... σ=ΔU / U=0,4 *кВ*

По каталогу асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии А [13] выбираем электродвигатель равной или ближайшей мощности, чем N, с числом оборотов n.

Каталожные данные электродвигателя следующие:

Номинальная мощность…… $N_{ном}$= 110 *кВт*

Скорость вращения…… n= 1470 *об/мин*

Напряжение…… $U_{ном}$= 380 *В*

Кратность пускового момента……. α= $M_{нач}$/ $M_{ном}$= 1,6

Перегрузочная способность……. β= $M_{макс}$/$M_{ном}$= 2,2

Номинальный ток……. $I_{ном}$= 198 А

Момент электродвигателя…… $M_{ном}=975N_{ном}/n$=107,25 кНм

Максимальный момент…… $M_{макс}=\beta M_{ном}$=235,95 кНм

Пусковой момент…….. $M_{нач}=\alpha M_{ном}$=171,6 кНм

Проверяем выбранный электродвигатель на соответствие его данным конкретным условиям. Проверяем электродвигатель на возможную кратковременную перегрузку. В случае, если при достижении номинального давления в котле электродвигатель автоматически не отключится, он будет работать до тех пор, пока давление в котле достигнет величины $p_{пр}$ – уставки предохранительного клапана. Обычно $p_{пр} = 1.15\ p_{ном}$.

Мощность в момент на валу насоса, соответствующие $p_{пр}$, определяем из следующих выражений:

$$N_{пр} = \frac{p_{пр}Q}{10.2\eta_{мех}\eta v},$$

$$M_{пр} = 975\frac{N_{пр}}{n}.$$

Для того чтобы электродвигатель преодолел момент $M_{пр}$ необходимо соблюдать условие $M_{макс} \geq M_{пр}$. Далее проверяем электродвигатель на достаточность пускового момента для развертывания насоса. По приведённым выше формулам находим мощность $N_{пуск}$ и момент сопротивления на валу

насоса $M_{\text{пуск}}$, соответствующее давлению в котле $p_{\text{пуск}}$. При этом должно быть выдерживанию условие: $M_{\text{нач}} \geq M_{\text{пуск}}$.

Приведённые расчёты производились без учёта возможного снижения напряжения, питающего электродвигатель. Проверяем выбранный электродвигатель на величину допустимого снижения питающего напряжения.

Максимально допустимое снижение напряжения по условию опрокидывания находим из уравнения:

$$\sigma_{1\ \text{макс}} = 1 - \sqrt{\frac{M_{\text{пр}}}{\alpha M_{\text{ном}}}}.$$

Максимально допустимое снижение напряжение по условию пуска без разгрузки определяем из выражения:

$$\sigma_{2\ \text{макс}} = 1 - \sqrt{\frac{M_{\text{пуск}}}{\beta M_{\text{ном}}}},$$

При наличии разгрузочного устройства

$$\sigma_{2\ \text{макс}} = 1 - \sqrt{\frac{M_{\text{сл}}}{\beta M_{\text{ном}}}}.$$

где $M_{\text{сл}}$ – момент на валу насоса при работе его на слив.

Расчёты показали, что при отсутствии разгрузочного устройства допустимое снижение напряжение ограничивается условиями запуска, т.е. величиной $\sigma_{1\ \text{макс}}$.

В том и другом случае должно быть выдержано условие: $\sigma_{\text{макс}} \geq \sigma$. Если расчётная $\sigma_{\text{макс}}$ значительно превышает заданную величину σ, а $M_{\text{пуск}}$ и $M_{\text{пр}}$ значительно меньше соответствующих моментов $M_{\text{нач}}$ и $M_{\text{макс}}$ электродвигателя, следует выбрать электродвигатель меньшей на ступень мощности, чем выбранный первоначально.

При этом необходимо проверить вновь выбранный электродвигатель по нагреву, а также по всем показателям, названным в этом разделе.

При соблюдении условий:

$$M_{\text{экв}} \geq M_{\text{ном}}, M_{\text{пр}} \geq M_{\text{макс}},$$
$$M_{\text{пуск}} \geq M_{\text{нач}}, \sigma_{\text{макс}} \geq \sigma,$$

электродвигатель удовлетворяет всем требованием привода насоса МНУ.

Выберем электродвигатель

1.4. Расчет мощности электродвигателя и подбор его параметров

Обеспечение надежности электроприводов зависит от правильного выбора мощности и конструкции электродвигателя, соответствующей условиям окружающей среды. Расчетную мощность электродвигателя определяют по графику статической нагрузки *P(t)* или *M(t)*. По полученной мощности $P_{\text{расч}}$ для известных рода тока, напряжения питающей сети, частоты вращения, климатических условий и конструктивного исполнения по каталогу выбирают электродвигатель с номинальной мощностью $P_{\text{ном}} \geq P_{\text{расч}}$ [3].

Продолжительный режим с неизменной нагрузкой (S1). При такой нагрузке на валу номинальная мощность электродвигателя принимается равной $P_{\text{ном}} \geq P_{\text{расч}}$.

Продолжительный режим при переменной нагрузке (S6). Определение расчетной мощности электродвигателя для режима S6 можно выполнить методом эквивалентных величин. По графику нагрузочной диаграммы *M(t)* или *P(t)* рассчитывается эквивалентный момент или мощность:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \ldots + M_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \ldots + t_n}},$$
$$P_{\text{расч}} = M_{\text{расч}} \Omega$$

Угловая частота вращения ротора Ω определяется в предварительных расчетах выражением

$$\Omega \cong \Omega_c = \frac{\pi n_c}{30},$$

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \ldots + P_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \ldots + t_n}}$$

Выбранный электродвигатель необходимо проверить по перегрузочной способности и пусковому моменту

$$M_{max}^{\text{дв}} = m_k M_{\text{ном}} \geq M_{max}^{\text{нагр}},$$
$$M_{\text{п}}^{\text{дв}} = m_{\text{п}} M_{\text{ном}} \geq M_1^{\text{нагр}},$$

где

$$m_k = \frac{M_{max}}{M_{\text{ном}}},$$
$$m_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{ном}}}$$

из каталога для выбранного типоразмера электродвигателя.

У трехфазных асинхронных электродвигателей электромагнитный момент пропорционален квадрату напряжения U_1 в фазе обмотки статора, поэтому при проверке на перегрузочную способность и по пусковому моменту необходимо учесть возможное допустимое понижение напряжения. Стандартами на трехфазные асинхронные электродвигатели допускаются отклонения напряжения сети от номинального значения –5% / +10%. Поэтому для этих типов электродвигателей должно выполняться следующее условие

$$(0{,}95)^2 M_{max}^{\text{дв}} \geq M_{max}^{\text{нагр}},$$
$$(0{,}95)^2 M_{\text{п}}^{\text{дв}} \geq M_1^{\text{нагр}}.$$

Если максимальный момент или M_1 нагрузки окажутся больше, чем может развить выбранный электродвигатель, то выбирают электродвигатель большей мощности [3].

Повторно-кратковременный режим (S3). Повторно-кратковременный режим характеризуется продолжительностью включения ПВ%. По нагрузочной диаграмме определяют действительное значение ПВ%. Время цикла не должно превышать десять минут, в противном случае электродвигатель должен выбираться как для продолжительного режима.

Выбор номинальной мощности электродвигателя выполняют по методу эквивалентных величин. Рассчитанные значения эквивалентных величин $M_{экв}$ и $P_{экв}$ приводят к мощности при стандартной продолжительности включения $ПВ_{ном}$%.

$$P_{расч} = P_{экв}\sqrt{\frac{ПВ}{ПВ_{ном}}} \quad \text{или}$$

$$P_{расч} = M_{экв}\Omega_c\sqrt{\frac{ПВ}{ПВ_{ном}}},$$

При этом эквивалентная мощность Рэкв и эквивалентный момент Мэкв рассчитываются только для времени работы

$$P_{экв} = \sqrt{\frac{\sum P_n^2 t_{рn}}{\sum t_р}};$$

$$M_{экв} = \sqrt{\frac{\sum M_n^2 t_{рn}}{\sum t_р}},$$

где $t_{рn}$ – время работы в n-ом режиме,

P_n , M_n – мощность и момент в n-ом режиме.

Если для привода производственного механизма, работающего в повторно-кратковременном режиме, устанавливается электродвигатель, предназначенный для продолжительной работы, то при расчете эквивалентного момента $P_{экв}$ и эквивалентной мощности $M_{экв}$ надо учитывать и время пауз

$$P_{экв} = \sqrt{\frac{\sum P_n^2 t_{рn}}{\sum t_р + \sum t_п}},$$

$$M_{экв} = \sqrt{\frac{\sum M_n^2 t_{рn}}{\sum t_р + \sum t_п}}.$$

2. Анализ работы маслонапорной установки

2.1. Описание устройства маслонапорной установки

Маслонапорная установка (МНУ) состоит из аккумулятора давления, масляного бака, двух насосов с электроприводами, механизмов автоматики, контрольно-измерительных приборов, специальной арматуры и трубопровода [2].

Аккумулятор давления - сосуд, заполненный сжатым воздухом и маслом в определенном соотношении. Энергия сжатого воздуха расходуется в процессе регулирования и управления на работу сервомоторов системы. В масляный бак поступает отработанное масло из гидравлической системы; одновременно бак является и резервуаром, из которого насосы засасывают масло и нагнетают его в аккумулятор, соединяя напорную и сливную магистрали в замкнутую гидравлическую систему. Масляные насосы, приводимые во вращение электродвигателями, эпизодически восполняют израсходованный объем масла и тем самым поддерживают заданное давление в аккумуляторе. Процессы восстановления параметров в аккумуляторе совершаются автоматически. Надлежащий режим работы МНУ обеспечивается механизмами, специальной арматурой и приборами.

Маслонапорные установки предназначены для работы на турбинных маслах с кинематической вязкостью 22-30 *сст* (4-4,5^{o} Е). Это масло наилучшим образом удовлетворяет условиям работы в системах регулирования по своей вязкости, а также вследствие малой зольности и кислотности. Зарядка и пополнение МНУ маслом и воздухом осуществляется от централизованных систем масляного и воздушного хозяйства гидроэлектростанций. Питание электродвигателей насосов предусматривается от сети местных нужд переменного тока. Для поддержания температурного режима масла в гидравлических системах гидротурбин в условиях жаркого климата в некоторых случаях маслонапорная установка комплектуется с маслоохладительной установкой.

Современные схемы автоматизации гидротурбинного оборудования на ГЭС выполняются главным образом поагрегатно, как наиболее простые и экономичные. Поэтому для каждого агрегата устанавливаются отдельные МНУ, и резервирование достигается установкой второго масляного насоса. Однако, по условиям компоновки оборудования ГЭС, одна МНУ может устанавливаться на группу гидроагрегатов, особенно это имеет место в системах управления затворами, где расход масла на управление каждым сервомотором затвора относительно невелик.

Маслонапорные установки для гидравлических систем автоматического управления и регулирования гидротурбин проектируются и изготовляются согласно ГОСТ 8339-62 [2].

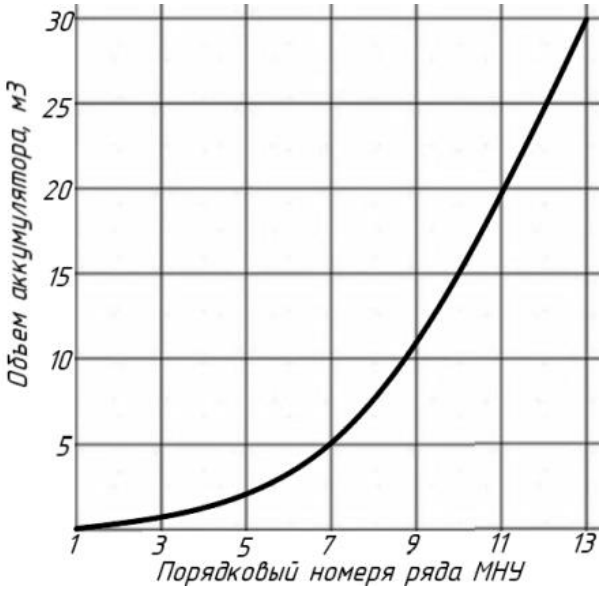

Рис.2. График ряда МНУ

Серия МНУ, разработанная на давление 25 и 40 кгс/см^2, состоит из 13 типоразмеров с объемом аккумулятора: 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 5,6; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 и 30 м8. Такой ряд серии МНУ имеет следующие особенности:

1. Ряд выбран по основному определяющему параметру МНУ-объему аккумулятора.
2. Члены ряда МНУ должны по возможности охватывать весь диапазон требуемых объемов для современных систем автоматического

регулирования и управления гидротурбин и их вспомогательного оборудования.

3. Ряд содержит определенное число размеров МНУ, позволяющее подбирать МНУ так, чтобы разность между требуемым размером и выбранным была невелика.
4. Ряд имеет закономерное соотношение между объемами аккумуляторов последующих членов ряда и подчиняется кривой графика, как показано на рис. 2. Такая закономерность заключается в том, что отношение объема аккумулятора последующей МНУ к предыдущей уменьшается с увеличением аккумулятора при одновременном возрастании абсолютной разности их объемов. Это позволило наиболее целесообразно выбрать отдельные типоразмеры МНУ для всего ряда.
5. Объем котла аккумулятора первого члена ряда МНУ принят равным 0,6 $м^3$. МНУ с малым объемом котла находят применение для управления затворов напорных трубопроводов и для гидравлических систем малых гидротурбинных установок. Если из расчета получается объем котла МНУ менее 0,6 м3, то практически выгоднее иметь питание гидравлической системы маслом под давлением непосредственно от насоса.
6. Аккумуляторы давления объемом 16 $м^3$ и выше, как правило, двухкотельного наполнения.
7. В состав ряда включены типоразмеры нормализованного ряда 1945 г.

2.2. Расчет параметров насоса и его характеристик

Для выбора и расчета винтового насоса обычно задаются следующими величинами: 1) необходимой величиной подачи насоса *Q, л/сек*; 2) максимальным давлением нагнетания *p, кгс/см*^{2}; 3) максимальной геометрической высотой всасывания *z, м*; 4) характеристиками перекачиваемой жидкости: объемным весом γ, *кгс/см*^{3}, вязкостью кинематической *ν, сст*, и температурой, °С.

На основании этих данных расчетом находят число оборотов насоса n, *об/мин*, диаметр начальной образующей шестерни $d_н$, см, рабочую длину винтов L, *см*, мощность электродвигателя N, *кВт*, диаметры разгрузочных поршней d_1, d_2 и d_3, *см*.

Предположим, что требуется спроектировать винтовой насос, данные которого следующие: 1) подача Q = 16 *л/сек*; 2) рабочее давление p = 80 *кгс/см*^{2}; 3) максимальная геометрическая высота всасывания z - 3 *м*; 4) перекачиваемая жидкость: масло турбинное 22 (турбинное Л) с температурой 50° С, с удельным весом $\gamma = 0{,}9*10^{-3}$ *кгс/см*^{3}, вязкость кинематическая ν = 23 *сст*.

1. При давлении p = 80 *кгс/см*^{2} объемный К.П.Д. можно принять равным $\eta_V = 0{,}75$ (рис. 3), тогда число оборотов насоса

$$n \leq \frac{8175}{\sqrt{\frac{Q}{\eta_V}}} \leq \frac{8175}{\sqrt{\frac{16}{0{,}75}}} \leq 1760 \text{ об/мин}$$

Примем ближайшее стандартное число оборотов асинхронного электродвигателя n = 1470 *об/мин*.

2. Диаметр начальной окружности образующей шестерни винтов

$$d_н = 24{,}37\sqrt[3]{\frac{Q}{n\eta_V}} = 24{,}37\sqrt[3]{\frac{16}{1470*0{,}75}} = 5{,}84 \text{ см}$$

Выбираем ближайший больший размер диаметра $d_н$, кратный трем, с тем, чтобы основные размеры (наружный, внутренний диаметры и величина шага нарезки винтов) выражались целыми числами, т. е. $d_н$ = 6 *см* = 60 *мм*.

3. Принимая удельное давление на поверхность рабочей камеры (материал камеры баббит марки Б-83) $k_{уд}$ = 26 *кгс/см*^{2}, находим рабочую длину винтов:

$$L = 3{,}53\frac{pd_н}{k_{уд}} = 3{,}53\frac{80*6}{26} = 650 \text{ мм.}$$

4. Вычисляем основные размеры винтов: наружный диаметр ведущего винта

$$D_н = \frac{5}{3}d_н = \frac{5}{3} * 60 = 100 \text{ мм;}$$

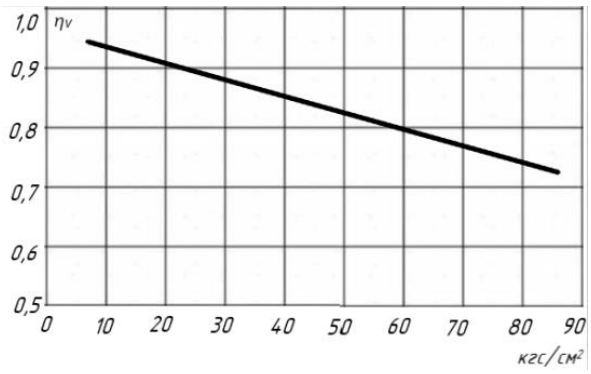

Рис.3. Зависимость величины объемного К.П.Д. от величины рабочего давления (турбинное масло 30 при температуре 25° С)

внутренний диаметр ведущего винта

$$D_{\text{вн}} = d_{\text{н}} = 60 \text{ мм;}$$

наружный диаметр ведомого винта

$$d_{\text{н}} = 60 \text{ мм;}$$

внутренний диаметр ведомого винта

$$d_{\text{в}} = \frac{1}{3} d_{\text{н}} = \frac{1}{3} * 60 = 20 \text{ мм;}$$

шаг винтовой нарезки

$$h = \frac{10}{3} d_{\text{н}} = \frac{10}{3} * 60 = 200 \text{ мм;}$$

число шагов винтовой нарезки в рабочей длине винтов

$$z = \frac{L}{h} = \frac{650}{200} = 3{,}25.$$

5. Мощность электродвигателя определяем из выражения:

$$N = \frac{10^4 pQ}{10{,}2 * 10^3 \eta_{\text{мех}} \eta_V} = \frac{pQ}{10{,}2 \eta_{\text{мех}} \eta_V}.$$

Принимая механический К.П.Д. $\eta_{\text{мех}} = 0{,}85$, находим потребную мощность электродвигателя

$$N = \frac{80 * 16}{10{,}2 * 0{,}85 * 0{,}75} \approx 200 \text{ кВт.}$$

6. Определяем осевую силу с учетом разгрузки ведомого винта, если $d_3 = 4$ *см*:

$$P_2 = p\left(0{,}419 d_{\text{н}}^2 - \frac{\pi}{4} - d_3^2\right) = 80(0{,}4194 * 6^2 - 0{,}785 * 4^2) = 200 \text{ кгс.}$$

Следовательно, удельное давление на пяте разгрузочного поршня ведомого винта

$$k_{2\,уд} = \frac{4P_2}{\pi d_3^2} = \frac{4*200}{\pi*4^2} = 16\ кгс/см^2.$$

7. Находим осевую силу с учетом разгрузки ведущего винта, если диаметр разгрузочного поршня $d_2 = 8$ *см*:

$$P_1 = p\left[2{,}5288 d_н^2 - \frac{\pi}{4}(d_1^2 + d_2^2)\right] = 80[2{,}5288 * 6^2 - 0{,}785(6^2 + 8^2)] = 1040\ кгс.$$

Тогда удельное давление на пяте разгрузочного поршня ведущего винта будет

$$k_{1\,уд} = \frac{4P_1}{\pi d_2^2} = \frac{4*1040}{\pi*8^2} = 20\ кгс/см^2.$$

8. Определяем условия всасывания из уравнения:

$$\frac{p_в}{\gamma} = \frac{p_а}{\gamma} - \left(z + \frac{v_в^2}{2g} + \Sigma h_в\right),$$

где $p_a/\gamma = 10{,}33$ *м* – давление атмосферное; z = 3 *м* – геометрическая высота всасывания; $v_н = 1$ *м/сек* – скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе; $\sum h_в$ – сумма всех потерь во всасывающем тракте насоса, *м*. Примем $\sum h_в = 0{,}5$ *м*. Тогда, подставляя, получаем

$$\frac{p_в}{\gamma} = 10{,}33 - \left(3 + \frac{1^2}{2*9{,}81} + 0{,}5\right) = 6{,}73\ м$$

или $p_в = 0{,}67$ *кгс/см*^{2}, что вполне обеспечивает спокойную, бескавитационную работу насоса.

2.3. Расчет параметров трубопровода и насосной станции

Рабочая длина винтов насоса. На рис. 4 показаны винты насоса, находящиеся во взаимном зацеплении. При вращении винтов в направлениях, указанных стрелками, линии взаимного уплотнения будут перемещаться вдоль осей винтов справа налево. Следовательно, закрытые участки объемов, заключенных между перемещающимися уплотнениями винтов и рабочей камерой насоса, будут перемещаться вдоль винтов в направлении от камеры

всасывания к камере нагнетания. Упомянутые уплотнения винтов возникают со стороны всасывающей камеры и раскрываются в камере нагнетания [2].

Условные постоянного отделения камеры нагнетания от камеры всасывания требует рабочей длины винтов, большей, чем расстояние между крайними точками двух последовательно расположенных уплотнений винтов.

Рабочая длина L винтов насоса с одной ступенью давления принимается с некоторым запасом и рекомендуется для обычных насосов не менее:

$$L = 1{,}25h = \frac{25}{6} d_{\text{н}}$$

или

$$L = 1{,}5h = 5d_{\text{н}} .$$

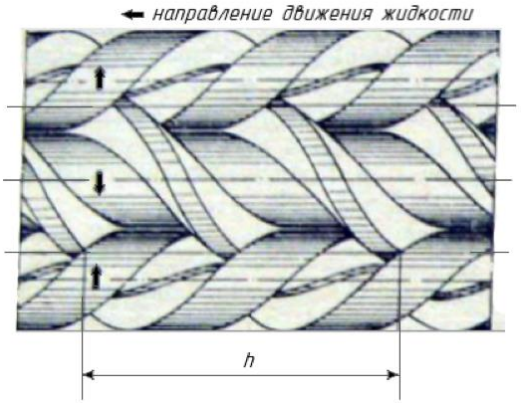

Рис.4. Взаимное зацепление винтов

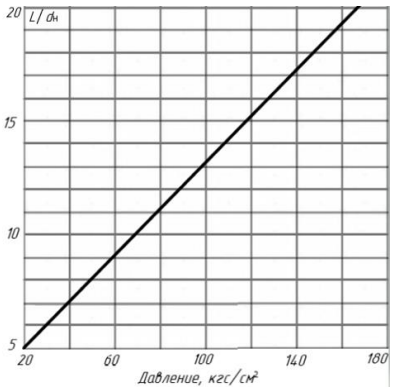

Рис.5. График отношений $L/d_{\text{н}}$ в зависимости от величины давления

Указанные здесь соотношения рабочей длины винтов рекомендуется принимать для величин давлений в камере нагнетания не свыше 30 *кгс/см*^{2}. Обычные принимаемые отношения $L/d_{\text{н}}$, в зависимости от величины давления в камере нагнетания показаны в виде графика на рис. 5.

С повышением давления жидкости в насосе увеличивается и радиальная сила, прижимающая винты к поверхности рабочей камеры. Поэтому возникает опасность заедания винтов в охватывающей их рабочей камере. Для устранения этой опасности удельное давление винтов на поверхность рабочей камеры не должно превосходить допустимых пределов. Величину удельного

давления можно уменьшить за счет дополнительного увеличения длины рабочей части винтов насоса.

Среднее удельное давление винтов на поверхность рабочей камеры определяется из уравнения:

$$k_{\text{уд}} = 1{,}06\frac{p}{z},$$

где z - число шагов винтовой нарезки в пределах рабочей длины винтов, равное

$$z = \frac{L}{h} = \frac{3L}{10d_{\text{н}}}.$$

Подставляя это значение, получаем

$$k_{\text{уд}} = 1{,}06\frac{10}{3} * \frac{pd_{\text{н}}}{L} = 3{,}53\frac{pd_{\text{н}}}{L},$$

откуда

$$L = 3{,}53\frac{pd_{\text{н}}}{k_{\text{уд}}}.$$

Величина допускаемого удельного давления зависит от смазывающей способности перекачиваемой жидкости, от материала винтов и материала рабочей камеры, охватывающей винты, а также от качества обработки трущихся поверхностей. Величина $k_{\text{уд}}$ при перекачке турбинных масел находится в пределах от 7 до 25 кгс/см2, если камера винтов залита высококачественным баббитом.

В типовой серии масляных винтовых насосов МНУ Ленинградского металлического завода с максимальным рабочим давлением в котле 25 *кгс/см*^{2} значение $k_{\text{уд}}$ принято равным 17,5 *кгс/см*^{2}.

Величина подачи насоса. Жидкость, перекачиваемая насосом, полностью заполняет впадины винтов и перемещается вдоль осей вращения винтов на шаг h за один оборот ведущего винта. Следовательно, перемещенный объем за один оборот будет равен произведению суммарной площади поперечного сечения F потока на шаг h винтовой нарезки, т. е. Fh. Секундную теоретическую подачу $Q_{\text{т}}$ насоса (при идеальной герметичности насоса) находим из выражения:

$$Q_{\text{т}} = \frac{Fhn}{60},$$

где n – число оборотов ведущего винта, *об/мин*.

Площадь поперечного сечения F потока определяется разностью между площадью поперечного сечения отверстия рабочей камеры, охватывающей винты насоса, и суммарной площадью поперечного сечения винтов, т. е. площадью контуров ведущей и ведомых образующих шестерен зацепления. Так как контуры поперечного сечения отверстий рабочей камеры насоса и самих винтов образованны дугами окружностей, эпициклическими кривыми и радиальными прямыми, подсчет величин соответствующих площадей можно произвести аналитически или замерить приближенно планиметрисованием. Такие подсчеты для корригированных профилей образующих шестерен дают значения искомой площади потока $F = 1{,}24307\ d_{\text{н}}^2$.

Зная, что $h = \frac{10}{3} d_{\text{н}}$, и подставляя эти значения в общее выражение для теоретической подачи насоса в секунду, находим

$$Q_{\text{т}} = \frac{Fhn}{60} = \frac{1{,}24307*10}{60*3} n d_{\text{н}}^3,$$

или окончательно

$$Q_{\text{т}} = 0{,}0691 n d_{\text{н}}^3.$$

Действительная подача насоса будет зависеть от величины объемного кпд. и представится в виде выражения:

$$Q = 0{,}0691 n d_{\text{н}}^3 \eta_V \ [л/сек].$$

Если требуется выбрать диаметр начальной окружности винтов насоса по заданной или потребной величине подачи, пользуются обратным выражением:

$$d_{\text{н}} = 24{,}37 \sqrt[3]{\frac{Q}{n\eta_V}} \ [см],$$

где n – число оборотов насоса, об/мин.

Величина объемного К.П.Д. η_V зависит от величины вредных протечек перекачиваемой жидкости через зазоры в рабочих органах насоса из камеры нагнетания в камеру всасывания. Величина протечек, в свою очередь, зависит от величины этих зазоров или неплотностей, от вязкости (и, следовательно, от

температуры) перекачиваемой жидкости, а также от перепада давлений между камерой нагнетания и камерой всасывания.

Величина протечек через насос

$$\Delta Q = Q_{\text{т}} - Q = Q_{\text{т}}(1 - \eta_V).$$

С увеличением перепада давлений между камерой нагнетания и камерой всасывания величина протечек ΔQ возрастает и объемный К.П.Д. η_V, снижается. Согласно общим законам гидромеханики, величины протечек, зависящих от давлений p, подчиняются соотношению:

$$\frac{\Delta Q_1}{\Delta Q_2} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}.$$

Это соотношение показывает, что если увеличить давление в два раза, то протечки через тот же насос увеличатся лишь в 1,41 раза. Таким образом, увеличение давления p, вообще говоря, уменьшает относительную величину протечек.

Связь величины протечек ΔQ с вязкостью перекачиваемой жидкости, выраженной в градусах условной вязкости ВУ, определяется следующим отношением:

$$\frac{\Delta Q_1}{\Delta Q_2} = \sqrt{\frac{\text{ВУ}_2}{\text{ВУ}_1}}$$

откуда видно, что величина протечек обратно пропорциональна корню квадратному из вязкости.

С увеличением рабочей длины винтов сопротивление протечкам пропорционально растет, а это уменьшает ΔQ и способствует росту. Рабочую длину винтов для заданного давления выбирают согласно рис. 5.

Величина протечек ΔQ не зависит от скорости вращения винтов насоса и оказывает влияние на величину объемного К.П.Д. Так как

$$\eta_V = 1 - \frac{\Delta Q}{Q},$$

то с увеличением скорости вращения объемный К.П.Д. увеличивается. Это объясняется тем, что подача Q, пропорциональна числу оборотов n.

Весьма сильное влияние оказывает на величину протечек качество изготовления рабочих органов насоса. Поэтому тщательное изготовление всех поверхностей рабочих органов, правильная центровка и сборка насоса способствуют как уменьшению протечек, так и увеличению механического К.П.Д. Увеличение поперечных размеров рабочих органов насоса уменьшает относительную величину зазоров в насосе и повышает объемный К.П.Д.

Выбор скорости вращения винтов насоса. Для уменьшения общих размеров и достижения компактности насоса обычно стремятся к повышению скорости вращения винтов насоса. С повышением скорости вращения увеличивается скорость перемещения жидкости в винтовых впадинах винтов и во всасывающей трубе насоса, вследствие чего возникают условия, способствующие появлению кавитационных явлений. Эти явления могут привести к резкому уменьшению подачи и срыву работы насоса. Поэтому скорость вращения винтов насоса тесно связана с условиями всасывания.

Всасывание жидкости насосом и подача ее во всасывающую камеру происходит под действием атмосферного давления, а потому и ограничивается величиной этого давления, влияя на величину подачи насоса, размеры винтов насоса и допустимую скорость вращения их.

Здесь лишь отметим связь между этими условиями и выбором оптимальной скорости вращения винтов насоса. Скорость перемещения жидкости в рабочих органах насоса

$$v = \frac{Q_т}{F}.$$

Так как $F = 1{,}24307\ d_н^2$, то

$$v = \frac{Q_т}{1{,}24307\ d_н^2},$$

откуда

$$d_н = \sqrt{\frac{Q_т}{1{,}24307 v}}.$$

Скорость v выразим в *м*/*сек*, а в *л*/*сек*, тогда получаем

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{10^4 Q_{\text{т}}}{1{,}24307*10^3 v}} = 2{,}84\sqrt{\frac{Q_{\text{т}}}{v}}\ [см].$$

С другой стороны, скорость перемещения жидкости в рабочих органах насоса

$$v = \frac{\lambda n}{60} = \frac{10 d_{\text{н}} n}{3*60*100} = \frac{d_{\text{н}} n}{1800}\ [м/сек],$$

откуда

$$n = \frac{1800 v}{d_{\text{н}}}\ [об/мин].$$

Из этого выражения следует, что скорость вращения винтов насоса зависит от принятой скорости перемещения жидкости в насосе.

Подставляя в это выражение значение $d_{\text{н}}$, выраженное через $Q_{\text{т}}$ и v, получаем

$$n = \frac{1800 v\sqrt{v}}{2{,}84\sqrt{Q_{\text{т}}}} = 634\frac{v^{5/3}}{\sqrt{Q_{\text{т}}}}\ [об/мин].$$

Таким образом, заданная величина скорости ограничивает минимальные размеры винтов и максимальное число оборотов п. Скорость о в практических расчетах обычно принимается в пределах 5,0 - 5,5 *м*/*сек*. Если принята скорость $v = 5{,}5$ *м*/*сек*, то минимальный начальный диаметр d винтов и максимально допустимое число оборотов их в зависимости от заданной величины подачи Q. определяются по формулам:

$$d_{\text{н}} \geq 1{,}21\sqrt{Q_{\text{т}}}\ [\text{см}],$$

$$n \leq \frac{8175}{\sqrt{Q_{\text{т}}}}\left[\frac{\text{об}}{\text{мин}}\right].$$

При максимальных значениях v и n абсолютное давление $p_{\text{н}}$ во всасывающей камере винтового насоса рекомендуется принимать не ниже 0,6 *кгс*/*см*^{2}.

Осевые силы и разгрузка винтов. Осевые силы, действующие на винты работающего насоса, складываются из сил, действующих на торцовые поверхности от действия давления со стороны камеры нагнетания к камере всасывания, и сил, действующих на винтовые поверхности впадин винтов.

Так как винты, заключенные в рабочую камеру, по существу герметически отделяют камеру нагнетания от камеры всасывания, то суммарная осевая сила, действующая на них, равна произведению площади поперечного сечения рабочей камеры и перепада давления между упомянутыми камерами.

Величина площади поперечного сечения рабочей камеры насоса (рис. 6) равна

$$F_{\text{к}} = 3{,}3676 d_{\text{н}}^2 \ .$$

Следовательно, общая осевая сила P, действующая на винты со стороны камеры нагнетания в сторону камеры всасывания, будет

$$P = P_1 + 2P_2 = 3{,}3676 p d_{\text{н}}^2 \ ,$$

где p - разность, или перепад, давлений жидкости со стороны камеры нагнетания в сторону камеры всасывания; P_1 – осевая сила, действующая на ведущий винт; P_2 - осевая сила, действующая на ведомый винт. Согласно соответствующим подсчетам,

$$P_1 = 2{,}5288 p d_{\text{н}}^2, \quad P_2 = 0{,}4194 p d_{\text{н}}^2$$

С целью продольной гидравлической разгрузки винтов концы их со стороны камеры всасывания выполняются в виде рис. 6.

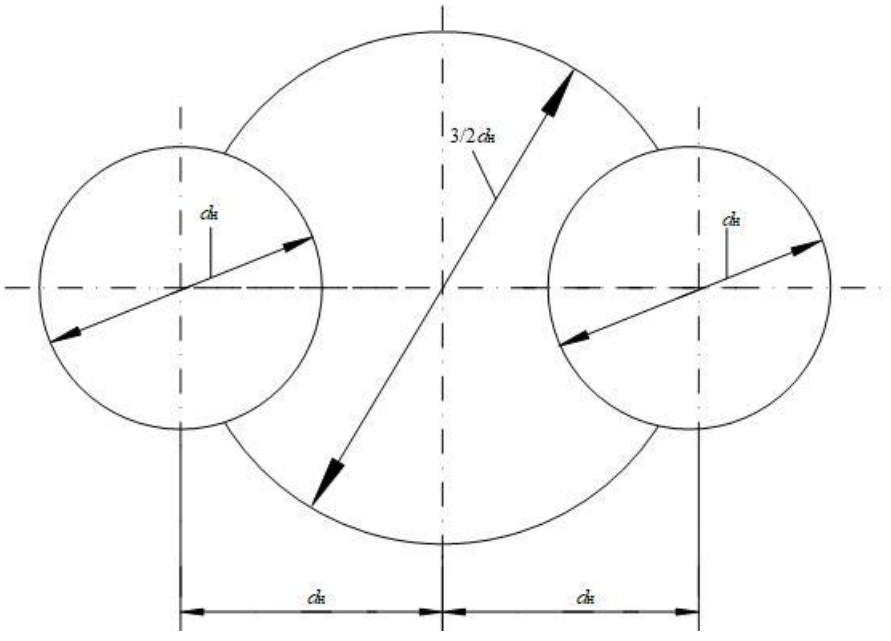

Рис.6. Сечение рабочей камеры винтового насоса

Сечение рабочей камеры поршней, под которые подводиться масло из камеры нагнетания через центральные отверстия, высверленные в теле винта вдоль его оси.

Для расчета диаметра d_2 поршня ведущего винта определяем величину осевой силы P_1 с учетом гидравлической разгрузки, воспользовавшись при этом обозначениями рис. 7. Для общности решения задачи будем полагать, что на внешнюю торцевую поверхность хвостовика винта действует

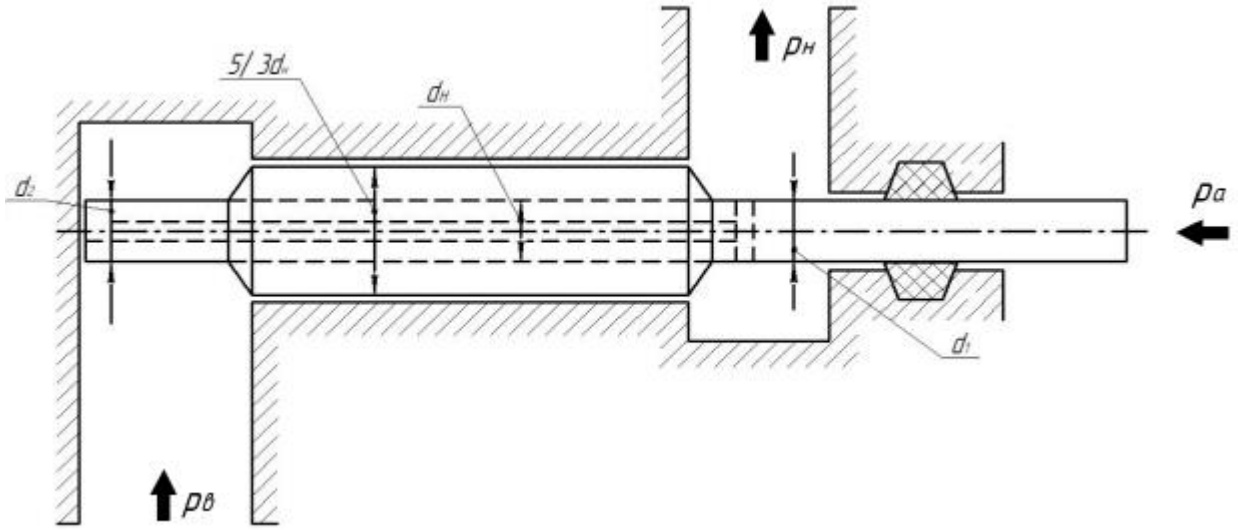

Рис.7. Схема разгрузки ведущего винта

атмосферное давление $p_{\text{а}}$. Тогда можно написать, что

$$P_1 = 2{,}5288pd_{\text{н}}^2(p_{\text{н}} - p_{\text{в}}) - \frac{\pi}{4}d_1^2(p_{\text{н}} - p_{\text{а}}) - \frac{\pi}{4}d_2^2(p_{\text{н}} - p_{\text{а}}).$$

Пренебрегая малой разностью между давлением p и атмосферным давлением$p_{\text{а}}$, т. е. полагая, что

$$p_{\text{н}} - p_{\text{а}} = p_{\text{н}} - p_{\text{а}} = p$$

можно несколько упростить уравнение осевой силы, а именно:

$$P_1 = p\left[2{,}5288d_{\text{н}}^2 - \frac{\pi}{4}(d_1^2 + d_2^2)\right].$$

Если обозначим диаметр разгрузочного поршня ведомого винтаd_2 , то по аналогии с теми же соображениями осевая силаP_2 с учетом гидравлической разгрузки ведомого винта будет равна

$$P_2 = p\left(0{,}4194d_{\text{н}}^2 - \frac{\pi}{4}d_3^2\right).$$

Таким образом, в соответствии с этими соотношениями из конструктивных соображений выбирают наиболее оптимальные размеры диаметров поршнейd_2 иd_3 .

Если по каким-либо конструктивным соображениям, а также из условий перекачивания жидкости, плохо смазывающей трущиеся поверхности, требуется полностью избавиться от осевых сил, действующих на винтах, то в этих выражениях значенияP_1 иP_2 полагают равными нулю, тогда

$$\left[2{,}5288d_{\text{н}}^2 - \frac{\pi}{4}(d_1^2 + d_2^2)\right] = 0 ,$$

откуда найдем величину диаметра разгрузочного поршня ведущего винта

$$d_2 = 2\sqrt{0{,}6832d_{\text{н}}^2 - 0{,}2500d_1^2} .$$

Аналогично для ведомого винта можем написать:

$$0{,}4194d_{\text{н}}^2 - \frac{\pi}{4}d_3^2 = 0 ,$$

тогда величина диаметра разгрузочного поршня ведомого винта

$$d_3 = 0{,}7310d_{\text{н}} .$$

Точность числового определения d3 из этого выражения вполне достаточна до второго знака, т. е.$d_3 = 0{,}73\, d_{\text{н}}$. Однако для удобства подсчетов, как уже заметил читатель, все числовые коэффициенты расчетных формул имеют точность до четвертого знака.

Радиальные силы, действующие на винты. Из рис. 4 видно, что каждая впадина ведущего винта точно соответствует противоположной, невидимой стороне впадины, накрест лежащей по отношению к видимой стороне, а потому обе они находятся в совершенно аналогичных условиях. В связи с этим и распределение давлений в любом сечении, нормальном к оси вращения, будет строго симметричным относительно центра вращения, а это обусловливает и отсутствие какой бы то ни было радиальной силы для всего винта. Отсутствие радиальной силы, прижимающей винт к рабочей камере, и полная радиальная

уравновешенность ведущего винта являются одними из основных достоинств винтового насоса.

В отличие от ведущего оба ведомых винта оказываются неуравновешенными ввиду того, что каждый из них находится в зацеплении лишь одной стороной. В связи с этим появляются радиальные силы на каждый ведомый винт. Эти силы имеют два источника возникновения, а именно: радиальные силы, действующие на винт от давления жидкости во впадинах, и радиальные силы, возникающие от давления жидкости на наружную цилиндрическую поверхность винта.

На рис. 8 показано поперечное, нормальное к оси вращения сечение ведомого винта. В любом таком же сечении давлениеp_1 иp_2 , в каждой впадине различно. Положим, что в рассматриваемый момент положение впадин определяется углом β , составленным осью симметрии впадин и горизонтальной осьюx .

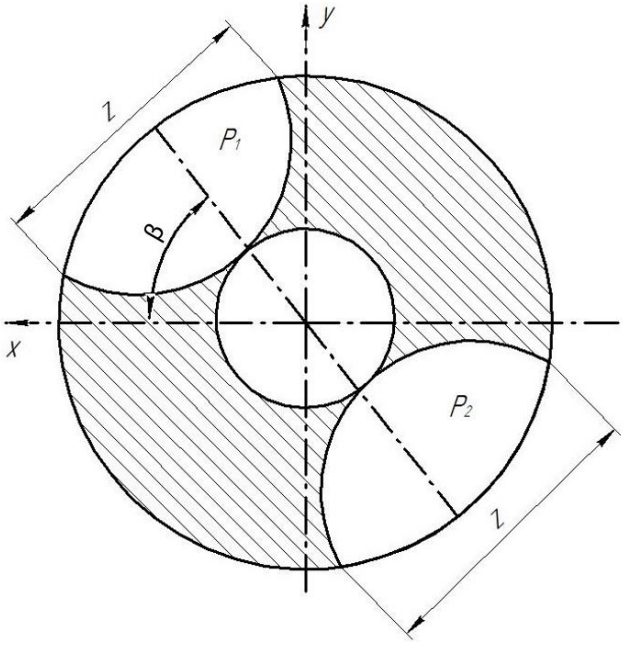

Рис.8. Поперечное сечение ведомого винта

Предполагая, что ведущий винт находится слева и что ведомый винт имеет правую нарезку, координатуz , определяющую положение рассматриваемого сечения вдоль винта, будем отсчитывать от того

сечения, при которомP_2 угол в равен нулю. Так как давления в каждой противоположной впадине всегда, как правило, различны, то полагаем, что $p_2 > p_1$. Тогда элементарная радиальная сила, возникающая в результате давлений во впадинах, для бесконечно малой длины винтаdz , согласно законам гидромеханики, направленная к центру вращения винта под углом в, будет равна

$$dP = (p_2 - p_1) l dz,$$

гдеl – длина хорды, стягивающей кромки впадины.

Так как

$$\frac{z}{h} = \frac{\beta}{2\pi} ,$$

откуда

$$z = \frac{h}{2\pi}\beta .$$

Дифференцируя, находим

$$dz = \frac{h}{2\pi} d\beta .$$

Подставляя значениеdz в уравнение элементарной радиальной силы, получаем

$$dP = \frac{lh}{2\pi}(p_2 - p_1) d\beta .$$

Элементарную радиальную силу разложим на две составляющие: горизонтальную

$$dP_x = \frac{lh}{2\pi}(p_2 - p_1)\cos\beta \, d\beta ,$$

вертикальную

$$dP_y = \frac{lh}{2\pi}(p_2 - p_1)\sin\beta \, d\beta .$$

Так как каждая впадина ведомого винта, уплотняясь по длине через каждый шагh винта благодаря зацеплению с ведущим винтом, создает своего рода ступени давления, то величины этих давлений будут отличны между собой через каждую половину шагаh . Это явление будет яснее, если обратиться, например, к рис. 4, из которого

видно, что верхняя впадина правого ведомого винта открыта в данный момент со стороны всасывающего патрубка и замыкается или отделяется лишь третьим витком (если считать для данного положения от всасывающей к нагнетательной камере) ведущего винта, тогда как нижняя или противоположная впадина замыкается вторым витком, т. е. ровно на половину шагаh /2 ближе к всасывающей камере. Таким образом, в одном и том же сечении винта в одной впадине давление соответствует всасывающему, а в другой -- давлению в камере нагнетания.

Имея в виду упомянутые здесь обстоятельства, интегрируем полученные выражения дляdP_x иdP_y в пределах угла поворота от$\beta = 0$ до$\beta = \pi$, соответствующих участку длины винта, равной половине шагаh /2 :

$$P_x = \frac{lh}{2\pi}(p_2 - p_1)\int_0^{\pi} \cos\beta \, d\beta ,$$

и

$$P_y = \frac{lh}{2\pi}(p_2 - p_1)\int_0^{\pi} \sin\beta \, d\beta .$$

Решение интеграла первого уравнения дает в результате нуль, а потому и$P_x = 0$.

В результате решения второго уравнения получаем

$$P_y = \frac{lh}{\pi}(p_2 - p_1) .$$

Таким образом, результирующая радиальная сила, возникшая во впадинах ведомого винта, всегда направлена перпендикулярно к плоскости, в которой находятся оси винтов.

Заменим значения шагаh и неизвестной нам величины хордыl через начальный диаметр$d_{\text{н}}$. Хорде при выбранных основных соотношениях образующих шестерен зацепления соответствует центральный угол, равный~ 88°. Тогда длина хорды

$$l = d_{\text{н}} \sin\frac{88^\circ}{2} = 0{,}695\, d_{\text{н}} .$$

Подставляя в уравнение радиальной силыP_y значенияl и$h = 10/3d_{\text{н}}$, получаем

$$P_y = \frac{0{,}695*10}{\pi*3} d_{\text{н}}^2 (\, p_2 - \, p_1) = 0{,}738 d_{\text{н}}^2 (\, p_2 - \, p_1) \, .$$

На каждом участке, равном$\pi/2$, на протяжении длины всей рабочей части винта действует силаP_y соответствующая разности давлений на этом участке. Следовательно, сумма этих сил, т. е. полная величина радиальной силы, зависящей от давления жидкости во впадинах, будет равна:

$$\sum P_y = 0{,}738 d_{\text{н}}^2 \sum (\, p_2 - \, p_1) \, .$$

Так как сумма всех перепадов давлений$p_2 - p_1$, действующих на отдельных участках, равна полному перепаду давленияp , создаваемому насосом, то суммарное значение радиальной силы, зависящей от давления жидкости во впадинах на ведомый винт, будет (знаки 2 для простоты опустим):

$$P_y = 0{,}738 p d_{\text{н}}^2 \, .$$

Заметим, что на концевых участках винта, где полости обеих впадин соединены с камерой всасывания или камерой нагнетания, очевидно, что давление$p_2 = p_1$ и силаP_y равна нулю.

Радиальные силы, действующие на ведомые винты вследствие давления жидкости на витки наружной цилиндрической поверхности, также могут быть разложены на горизонтальнуюP_x' , т. е. лежащую в плоскости расположения осей винтов, и на вертикальнуюP_y' , направленную перпендикулярно плоскости осей винтов. Не приводя здесь и не повторяя подобных вышеизложенных соображений и вычислений, отметим, что силаP_x' также оказывается равной нулю, а силаP_y' принимает следующее выражение:

$$P_y' = 0{,}663 p d_{\text{н}}^2 \, .$$

Так как направление этой силы совпадает с направлением радиальной силыP_y , действующей в результате давления жидкости во впадинах ведомого винта, можно их суммировать и получить значение максимальной радиальной силыP_r , действующей на ведомый винт:

$$P_r = P_y + P_y' = 0{,}738pd_{\text{н}}^2 + 0{,}663pd_{\text{н}}^2$$

или, округляя,

$$P_r = 1{,}4pd_{\text{н}}^2 .$$

Здесь рассмотрен правый ведомый винт (согласно рис. 4), а потому для левого ведомого винта полученные результаты можно представить в тех же абсолютных значениях, но, в силу симметрии, с обратным направлением их действия. Поэтому радиальная силаP_r один ведомый винт прижимает кверху (в нашем примере правый), а другой – книзу, Направление действия этих сил совпадает с направлением вращения ведущего винта.

Эта радиальная силаP_r через наружные цилиндрические поверхности ведомого винта воспринимается цилиндрической поверхностью отверстия рабочей камеры насоса, благодаря чему эта поверхность подвергается наибольшему износу. Поэтому следует при выборе и расчете насоса ограничивать соответствующее удельное давление, действующее на поверхность рабочей камеры.

Величина опорной поверхностиF_y' ведущего винта на длине половины шага винтовой нарезки может быть получена из выражения ранее найденной радиальной силы$P_y' = 0{,}633\, pd_{\text{н}}^2$, из которого очевидно, что$F_y' = 0{,}633\, pd_{\text{н}}^2$. Величину опорной поверхности на длине полного шагаh определяем из выражения:

$$F = 2F_y' = 2 * 0{,}633d_{\text{н}}^2 = 1{,}326d_{\text{н}}^2 .$$

Если z есть число шагов винтовой нарезки, укладывающихся на всей рабочей длине винта, то полная опорная поверхность

$$F_z = 1{,}326zd_{\text{н}}^2 \approx 1{,}3zd_{\text{н}}^2 .$$

Тогда среднее удельное давление на всей длине рабочей камеры насоса

$$p_{\text{уд}} = \frac{P_r}{F_z} = \frac{1{,}4pd_{\text{н}}^2}{1{,}3zd_{\text{н}}^2} \ ,$$

или

$$p_{\text{уд}} \approx 1{,}06\frac{p}{z} \ .$$

Перестроив это выражение, находим

$$p = \frac{zp_{\text{уд}}}{1{,}06} \ ,$$

из которого видно, что при данной длине винтов величина удельного давления ограничивает давление жидкости, создаваемое насосом.

Разгрузка ведомых винтов от крутящего момента. Величина крутящего момента, создаваемого двигателем, равна моментам, возникающим на винтах вследствие давления жидкости на винтовой поверхности впадин относительно оси вращения винтов. Винты имеют постоянный шаг, поэтому зависимость между крутящим моментомM и осевой силойP_z , действующей на винтовую поверхность вследствие давления жидкости, имеет относительно простой вид.

Так, на бесконечно малую площадкуdF любой винтовой поверхности, ограниченную в плане бесконечно близкими радиусамиp ир $+ dp$ и бесконечно малым центральным углом$d\varphi$, находящуюся под давлениемp , будет действовать элементарная сила

$$\Delta P = pdF \ ,$$

направленная по нормали (перпендикулярно) к произвольно выбранной нами площадкеdF . Разложим эту силу на три составляющиеdP_z ,dP_r иdP_t . Все эти силы в соответствии с законами гидромеханики могут быть выражены через давлениеp , умноженное на проекцию элементарной площадкиdF в соответствующем направлении:

осевая

$$dP_z = pdF_z \ ,$$

радиальная

$$dP_r = pdF_r \ ,$$

тангенциальная

$$dP_t = pdF_t \ .$$

Первые две силы не могут создать крутящего момента, так как направлены вдоль и поперек оси (к центру вращения). Таким образом, крутящий момент, создаваемый тангенциальной силой относительно оси вращения,

$$dM = \rho dP_t = \rho p dF_t \ .$$

Ввиду того, что отношение элементарных площадокdF_t иdF_z равно тангенсу углаγ подъема винтовой линии на радиусеρ , можно написать:

$$\frac{dF_t}{dF_z} = \frac{h}{2\pi\rho} \ ,$$

откуда

$$dF_t = \frac{h}{2\pi\rho} dF_z \ .$$

Подставляя это значение в уравнение крутящего момента, получаем

$$dM = \rho p dF_t = \frac{h}{2\pi} p dF_z \ ,$$

или

$$dM = \frac{h}{2\pi} dP_z \ .$$

Интегрируя последнее выражение по всей винтовой поверхности, а также учитывая, что шагh – величина постоянная, находим величину полного крутящего момента

$$M = \frac{h}{2\pi} P_z \ .$$

Осевая сила, действующая на винтовые поверхности впадин и направленная в сторону камеры всасывания, создает положительный гидравлический момент, противодействующий моменту, развливаемому двигателем. Гидравлический момент, действующий в обратном направлении, как бы помогающий двигателю, будет отрицательным.

Чтобы найти соответствующие крутящие моменты, следует иметь в виду, что осевая сила, действующая на винтовые поверхности впадин, равна разности между полной осевой силой, действующей на винты со стороны камеры нагнетания и камеры всасывания, и осевой силой, действующей на поверхность профиля винтов.

Из ранее изложенного известно, что площади поперечного сечения профилей ведущего и ведомого винтов соответственно равны$1{,}2679\ d_{\text{н}}^2$ и$0{,}4283\ d_{\text{н}}^2$, а осевые силы, действующие на ведущий и ведомый винты, равны$2{,}5288\ pd_{\text{н}}^2$ и$0{,}4194\ pd_{\text{н}}^2$. Следовательно, крутящий момент на ведущем винте

$$M_1 = \frac{h}{2\pi}(2{,}5288 - 1{,}2679)pd_{\text{н}}^2 = \frac{10d_{\text{н}}}{3*2\pi} * 1{,}2609pd_{\text{н}}^2 ,$$

или окончательно

$$M_1 = 0{,}6691pd_{\text{н}}^2 .$$

Крутящий момент на ведомом винте

$$M_2 = \frac{h}{2\pi}(0{,}4194 - 0{,}4283)pd_{\text{н}}^2 = -\frac{10}{d_{\text{н}}} * 0{,}0089pd_{\text{н}}^3 ,$$

или

$$M_2 = -0{,}0047pd_{\text{н}}^3 .$$

Сумма крутящих моментов на трех винтах

$$M = M_1 + 2M_2 = (0{,}6691 - 2 * 0{,}0047)pd_{\text{н}}^3 = 0{,}6597pd_{\text{н}}^3 .$$

Отрицательный гидравлический момент, вращающий ведомые винты от действия давления жидкости на винтовые поверхности впадин, большею частью расходуется на потери, связанные с трением ведомых винтов о рабочую камеру насоса, и другие потери.

3. Проектирование электропривода насоса маслонапорной установки

3.1. Разработка электрической схемы электропривода

Разработка схемы электропривода для насоса маслонапорного агрегата в гидроэнергетике может повысить эффективность и

устойчивость насосной системы, что приведет к более надежной и экономичной работе [2].

Гидроэлектростанции полагаются на насосы для поддержания давления воды, необходимого для выработки электроэнергии. Насос маслонапорного агрегата является важным компонентом этих процессов и требует надежного и эффективного источника питания для эффективной работы. Внедрение схемы электропривода для насоса маслонапорного агрегата в гидроэнергетике может повысить эффективность и устойчивость насосной системы, что приведет к более надежной и экономичной работе.

В традиционном насосе маслонапорного агрегата на гидроэлектростанциях используется механический привод, который имеет ряд недостатков, в том числе высокие затраты на техническое обслуживание и неэффективность из-за механических потерь. Реализация схемы электропривода может повысить эффективность насосной системы за счет устранения необходимости в механических компонентах и снижения потерь энергии.

Схема электропривода насоса маслонапорного агрегата на гидроэлектростанциях состоит из нескольких компонентов, включая двигатель, инвертор и систему управления. Двигатель обычно представляет собой трехфазный асинхронный двигатель или синхронный двигатель, что обеспечивает высокую эффективность и надежность. Инвертор преобразует напряжение постоянного тока от источника питания в напряжение переменного тока, которое требуется двигателю. Система управления регулирует скорость и крутящий момент двигателя, гарантируя, что насос работает при необходимом давлении и расходе.

Разработка схемы электропривода насоса маслонапорного агрегата в гидроэнергетике включает в себя несколько этапов. Во-первых,

необходимо определить требования к насосной системе, включая требуемое давление и расход. Во-вторых, соответствующий двигатель и инвертор должны быть выбраны в зависимости от требований системы и условий эксплуатации. В-третьих, система управления должна быть спроектирована и запрограммирована таким образом, чтобы насосная система работала при желаемом давлении и расходе при изменяющихся условиях нагрузки. Наконец, цепь электропривода должна быть интегрирована с насосной системой и протестирована, чтобы убедиться, что она соответствует требуемым спецификациям.

Реализация схемы электропривода для насоса маслонапорного агрегата в гидроэнергетике может повысить эффективность и устойчивость насосной системы. Разработка такой схемы требует тщательного рассмотрения требований насосной системы, выбора соответствующих компонентов и программирования надежной системы управления. После внедрения схема электропривода может снизить затраты на техническое обслуживание и потери энергии, что приведет к более надежной и экономичной работе на гидроэлектростанциях.

Системы управления асинхронного двигателя (АД) на базе тиристорного регулятора напряжения (ТРН) получили широкое применение во многих отраслях промышленности. Ко многим общепромышленным механизмам, таким как вентиляторы, насосы, грузоподъемные механизмы, не предъявляют требования по регулированию скорости вала двигателя. Поэтому ограничение пускового момента за счет плавного увеличения напряжения является оптимальным решением пуска асинхронного двигателя [4] .

Тиристорный регулятор напряжения в настоящее время оснащается микроконтроллером, это увеличивает функциональные возможности электропривода [5] .

Приемлемым вариантом будет использование релейного регулятора. В этом случае на фазы двигателя либо подано максимальное напряжение (при минимальном угле управления) и двигатель будет разгоняться, либо напряжение минимально (при максимальном угле управления) и двигатель стремится остановиться. На рис. 9 представлена функциональная схема замкнутой системы ТРН-АД [6] .

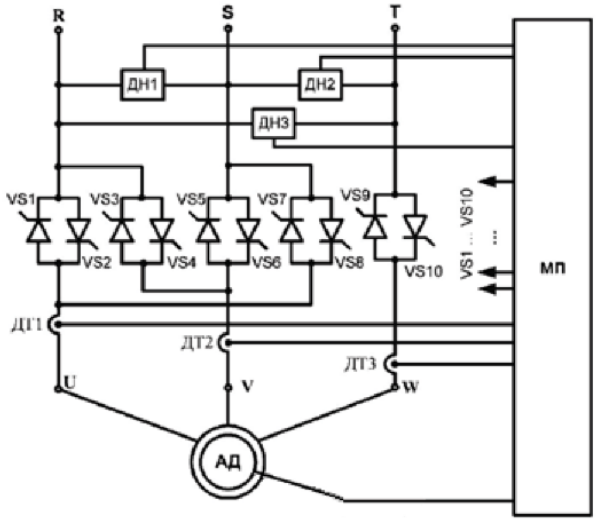

Рис.9. Функциональная схема замкнутой системы ТРН-АД

Классическая схема реверсивного ТРН состоит из 10 тиристоров, включенных встречно-параллельно. Со стороны трехфазной сети RST должны располагаться 3 датчика напряжения (ДН1, ДН2, ДН3). Они необходимы для синхронизации импульсов управления, подаваемых на тиристоры VS1-VS10. Дополнительно по показаниям датчиков напряжения происходит контроль силового напряжения в следующих режимам: превышение, снижение, обрывы, несимметрия и др. На выходе ТРН установлены датчики тока и, если разрабатываемое устройство предполагается использовать в областях промышленной безопасности, то устанавливают три датчика тока (ДТ1, ДТ2, ДТ3). Экономия на одном датчике тока не позволит получить полную картину работы исполнительного механизма. Особенно это актуально в аварийных режимах, когда по условиям эксплуатации механизм должен закончить

свою технологическую операцию, несмотря на выход из строя некоторых компонентов системы. Асинхронный двигатель, подключенный к клеммам тиристорного регулятора напряжения UVW, должен иметь на валу датчик положения ДП или датчик скорости ДС.

3.2. Выбор элементов электрической схемы

3.2.1. Контактор электромеханический

Контакторы серии CI 210 EI - 420 EI имеют один и тот же типоразмер. Контакторы этой серии снабжены тремя нормально разомкнутыми главными контактами и вспомогательным контактным блоком с одним нормально разомкнутым и одним нормально замкнутым вспомогательным контактом.

Поставляются запасные контакты, а в случае ремонта при снятии камеры подвижная система блокируется [7] .

После заводской настройки эти контакторы работают как обычные стандартные устройства, но для работы с ПЛК можно привести в действие встроенное интерфейсное реле.

Длительный срок службы электрических компонентов делает контакторы CI 210 EI - 420 EI пригодными для работы с любыми электрическими нагрузками, которые имеют место в современной промышленности.

Разнообразные навесные вспомогательные контакты, таймеры, ограничители перенапряжений, механические блокировки и заводские таблички делают контакторы группы CI 210 EI - 420 EI очень гибкими и пригодными для использования производителями как серийного оборудования, так и щитов управления.

Компактная конструкция.

Винтовое крепление.

Диапазон мощности от 110 кВт до 220 кВт.

Базовые модули со встроенными вспомогательными контактами.

Электронное устройство регулирования напряжения переключающей катушки.

Широкий диапазон напряжения.

Двухчастотная катушка (50-60 Гц) в качестве стандартного варианта.

Встроенное интерфейсное реле для систем с ПЛК.

3.2.2. Автоматический выключатель

Для защиты проводов, кабелей, электрооборудования от короткого замыкания и перегрузок используются автоматические выключатели C 60 N 1-3 полюса (Schneider Electric) [8] .

Номинальный ток: от 1 до 63 А.

Кривые отключения: B, C, D, K, Z и MA.

Автоматические выключатели C60N соответствуют стандартам: 4500 МЭК 898, 5кА МЭК 947.2 (ГОСТ Р 50345-99).

Визуальная гарантия размыкания контактов (зеленая полоса).

Число полюсов: 1P - 1P+N - 2P - 3P - 4P - 3P+N

Рабочее напряжение: до 440 В переменного тока, напряжение изоляции: 500 В.

Дополнительные подключаемые модули защиты от токов утечки на землю: C60 Vigi.

Дополнительное оборудование, устанавливаемое по заказу: индикация состояния и размыкания, шунтовой автоматический выключатель, выключатели защиты от пониженного и повышенного напряжения.

Автоматические выключатели C60N используются для коммутации и защиты цепей от перегрузок и коротких замыканий в административных, промышленных и жилых зданиях.

Автоматический выключатель C60N успешно применяется в более чем 100 странах благодаря своему качеству и широкому спектру применения.

Уникальные характеристики автоматического выключателя C60N позволяют разрабатывать электрические установки низкого напряжения с минимальными усилиями.

3.2.3. Реле контроля фаз

OMRON K8AB - контрольно-измерительные реле Омрон К8 являются изделиями наивысшего качества в компактном корпусе шириной 22.5 мм с возможностью монтажа на DIN-рейку! Серия новых контрольно-измерительных реле представлена однофазными моделями для контроля тока и напряжения, моделями для контроля трехфазного напряжения и моделями для контроля уровня проводящей жидкости [9] .

Прибор применяют для создания устойчивого режима работы электродвигателя или электроустановки, питаемой от трехфазной сети, предотвращения опасности поломки. Любые угрозы для электрооборудования, влияние на качество работы или эффективность технологического процесса трактуется как сигнал к отключению, и РКФ обесточивает коммутирующие элементы.напряжения и моделями для контроля уровня проводящей жидкости.

3.2.4. Устройство плавного пуска

VLT ® MCD 500 - это новейшее цифровое устройство плавного пуска Danfoss для асинхронных электродвигателей мощностью 7,5-800 кВт [10] .

Наличие встроенных трансформаторов тока позволяет обеспечить полноценную защиту двигателя и организовать обратную связь для управления нарастанием напряжения при пуске. Так же новая модель

имеет встроенный обходной контактор (на моделях до 110 кВт) что позволяет экономить место при монтаже системы управления двигателем, а так же сократить время на ее проектирование.

MCD 500 осуществляет контроль всех трех фаз подаваемого на двигатель тока, регулирует ток в замкнутой цепи. Такой подход с применением токовых трансформаторов позволяет более точно регулировать пусковой ток, и передавать его значение другим компонентам АСУТП по протоколу последовательной связи или аналоговому сигналу.

Встроенные часы реального времени позволят запускать и останавливать MCD 500 автоматически.

Это компактное устройство плавного пуска призвано заменить проверенную временем модель MCD 3000.

Программирование, мониторинг параметров работы, управление двигателем осуществляется через встроенную графическую управления , с цифровым дисплеем.

Управление пуском и остановом двигателя возможно так же посредством дискретных входов по 2-х или 3-х проводной схеме либо через последовательную связь.

3.2.5. Кулачковые переключатели

Кулачковые переключатели APATORsa 4 G 10 предназначены для коммутации электрических цепей управления, сигнализации и защиты напряжением (12-600)В постоянного тока и (24-660)В переменного тока частотой 50, 60 и 400 Гц при токах до 100 А. Переключатели серии 4 G характеризуются небольшими габаритными размерами, высокой коммутационной способностью, стойкостью к кратковременным перегрузкам. При дополнительной защите в виде предохранителей указанные переключатели обладают стойкостью к действию токов короткого замыкания [11] .

3.2.6. Плавкие предохранители

Так же для защиты от токов короткого замыкания используются плавкие предохранители, на пример: предохранитель типа ПН2-100, с каталожными данными приведенными в таблице 1.

Таблица 1 . Каталожные данные предохранителя ПН2-100

Тип	$I_{ном}$, А	
	Предохранителя	Плавкой вставки
ПН2-100	100	40

3.2. Расчет электрических параметров электропривода

Расчет электрических параметров и выбор тиристорного преобразователя и его элементов, и устройств.

Исходные данные:

U_1 =380 В – напряжение питающей сети;

f_1 = 50 Гц – частота питающей сети;

U_d = 440 В- напряжение на выходе тиристорного преобразователя;

I_d =198 А – ток нагрузки;

Расчет мощности и выбор тиристорного преобразователя

$$P_{тп} = \frac{K_з * U_d * I_d * K_0 * K_c * 10^{-3}}{\eta_{тп}} \text{ кВт (9)}$$

$\eta_{тп} = 0{,}92 - 0{,}94$ КПД тиристорного преобразователя;

$K_З = 1{,}1 - 1{,}25$ коэффициент, учитывающий перегрузки;

$K_0 = 0{,}95 - 1{,}1$ коэффициент, учитывающий условия охлаждения тиристоров;

$K_c = 1{,}05 - 1{,}15$ коэффициент, учитывающий возможное снижение напряжения в сети.

$$P_{\text{тп}} = \frac{1{,}1*380*196*0{,}95*1{,}05*10^{-3}}{0{,}92} = 88{,}829 \text{ кВт}$$

Условия выбора тиристорного преобразователя:

$$P_{\text{н.тп}} \geq P_{\text{р.тп}};\ 97 \text{ кВт} \geq 88 \text{ кВт}$$
$$U_i \geq U_d;\ 460 \text{ В} \geq 440 \text{ В}$$
$$I_{\text{н}} \geq I_d;\ 200\ A \geq 198\ A$$

По данным условиям выбирается типовой тиристорный преобразователь серии ТПЕ и составляется таблица его технических данных.

Таблица 2- Технические данные тиристорного преобразователя

Тип преобразователя	Номинальное выпрямленное напряжение В	Номинальный выпрямленный ток А	Максимальный выпрямленный ток А	Габариты преобразователя мм	Масса преобразователя
ТПЕ-200/200-460	460	200	400	800*750*1000	280 кг

Так как двигатель подъема работает в реверсивном режиме, поэтому схему выпрямления тиристорного преобразователя выбираем реверсивную, трёхфазную мостовую.

Расчет параметров управляемого выпрямителя и выбор тиристоров.

Фазное напряжение вторичной обмотки трансформатора, питающего 3-х фазный мостовой управляемый выпрямитель, определяется выражением

$$U_{2\sigma} = \frac{U_{d0}}{k_{cx}} = \frac{440}{2{,}34} = 188 \text{ В} \qquad (10)$$

где$k_{cx} = 2{,}34$ – коэффициент схемы выпрямителя;

$U_{d0} = 440$ В – среднее значение выпрямленного напряжения приα =0 (применяется равным номинальному напряжению двигателя).

Вентили выбираются по среднему значению выпрямленного тока и по максимальному значению обратного напряжения.

Среднее значение тока через вентиль определим по формуле 11.

$$I_{\text{в.ср}} = \frac{I_d}{3} = \frac{198}{3} = 66 \text{ А} \quad (11)$$

Действующее значение тока вентиля определим по формуле 12.

$$I_{\text{в}} = \frac{I_d}{\sqrt{3}} = \frac{198}{\sqrt{3}} = 116 \text{ А} \quad (12)$$

Расчетная максимальная величина обратного напряжения, прикладываемого к вентилю определяется по формуле 13.

$$U_{\text{обр.м}} = \sqrt{6} * U_{2\sigma} = \sqrt{6} * 188 = 460{,}5 \text{ В} \quad (13)$$

Максимальная величина прямого напряжения.

$$U_{max} = \sqrt{6} * U_{2\sigma} * \sin a = \sqrt{6} * 188 * 0.5 = 230{,}2 \text{ В} \quad (14)$$

Условия выбора тиристоров:

$$I_{\text{н}} > I_{\text{в.ср}};\ 80 \text{ А} > 66 \text{ А}$$
$$U_{\text{пов}} > U_{\text{обр.м}};\ 1200 \text{ В} > 460{,}5 \text{ В}$$

Выбираются тиристоры Т141-80 и технические данные заносятся в таблицу 3.

Таблица 3- Технические данные тиристоров Т141- 80

Предельный ток I пред	Повторяющееся напряжения U пов	Неповторяющееся напряжение U непов	Прямое падение напряжения Δ U пр
А	В	В	В
80	100-1200	1,1* U пов	0,85

Прямой и обратный ток утечки I ут.пр, I ут.обр.	Амплитуда импульса ударного тока длительность ю 10 м,с	Действующее значение тока. I в.н	Допустимая скорость нарастания прямого тока di / dt	Допустимая скорость нарастания прямого напряжение du / dt
мА	А	А	А/мкс	В/мкс
6	2000	125	75	1000

Расшифровка типоразмера тиристора:

Т- унифицированный, низкочастотный тиристор

141-номер разработки

80- максимально-допустимый средний ток в открытом состоянии, А

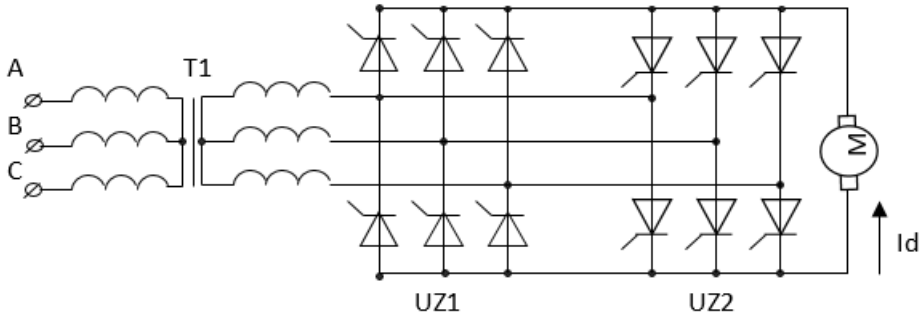

Рис.10. Расчётная схема трёхфазного мостового реверсивного выпрямителя

3.3. Моделирование работы электропривода на компьютере

Силовая часть асинхронного электропривода включает в себя по паре встречно-параллельных тиристоров в каждой фазе.

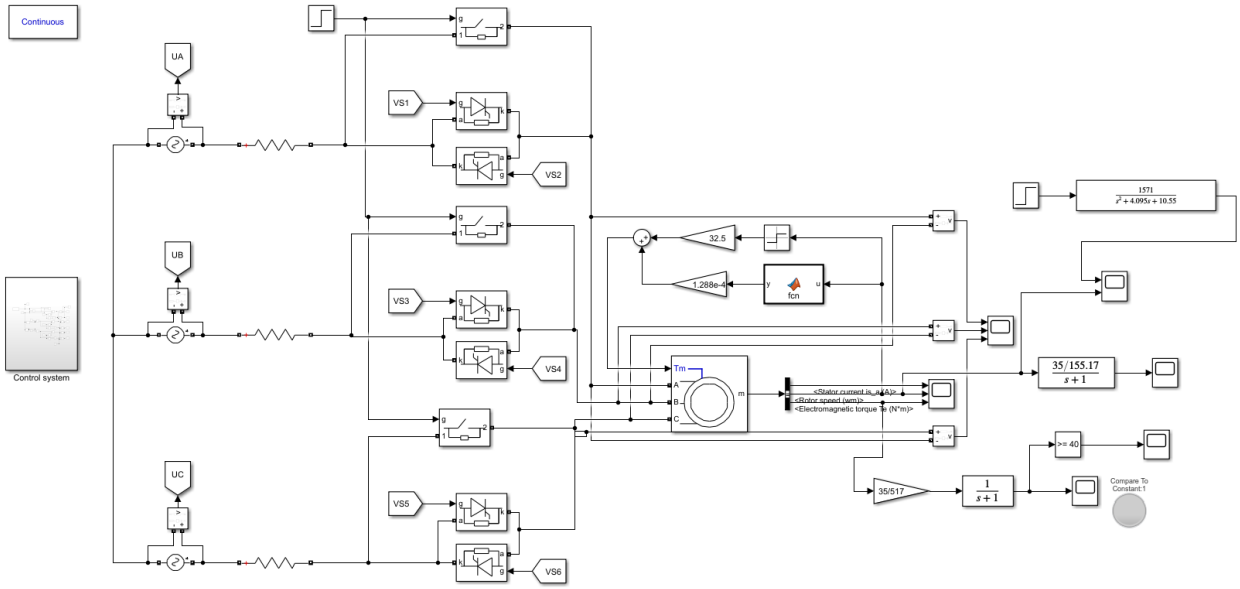

Рис.11. Имитационная модель пуска двигателя с ТРН

Для создания имитационной модели использовались следующие блоки: источники пилообразного, прямоугольного сигналов, и задатчик угла $\propto$ в виде блока Signal builder . Напряжение в фазе С сдвигается с помощь ю элемента Transport Delay на значение$\frac{120*0,02}{360} = 0,0066667$ с , где 0,02 – период синусоиды фазы В в секундах, 360 - период синусоиды в градусах, а 120 градусов – начало естественной точки коммутации. Аналогично для фазы В напряжение необходимо сдвинуть на$\frac{240*0,02}{360} = 0,01333$ с.

SIFU – Блок системы импульсно-фазового управления представлен на

рисунке 12.

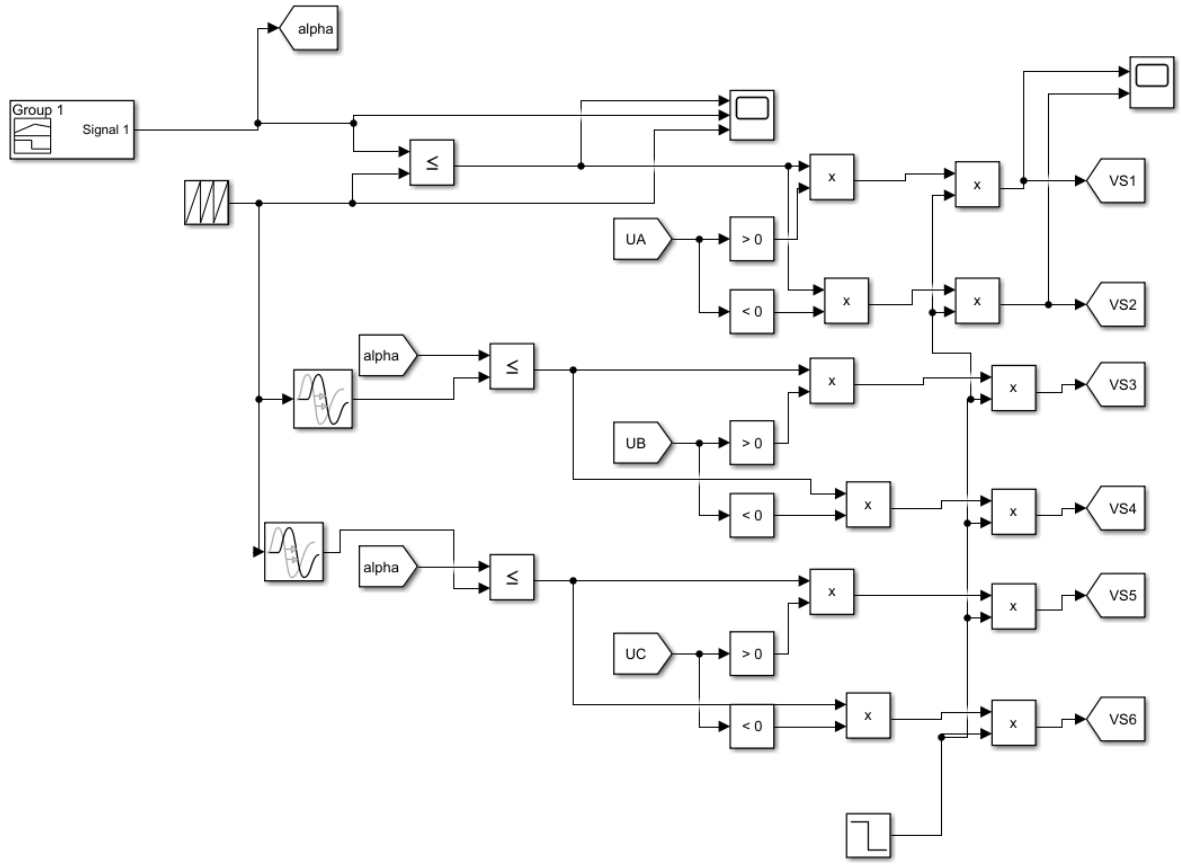

Рис.12. Имитационная схема СИФУ

Переходные процессы M=f(t) и w = f(t) плавного пуска ТРН изображены на рисунки 13, 14.

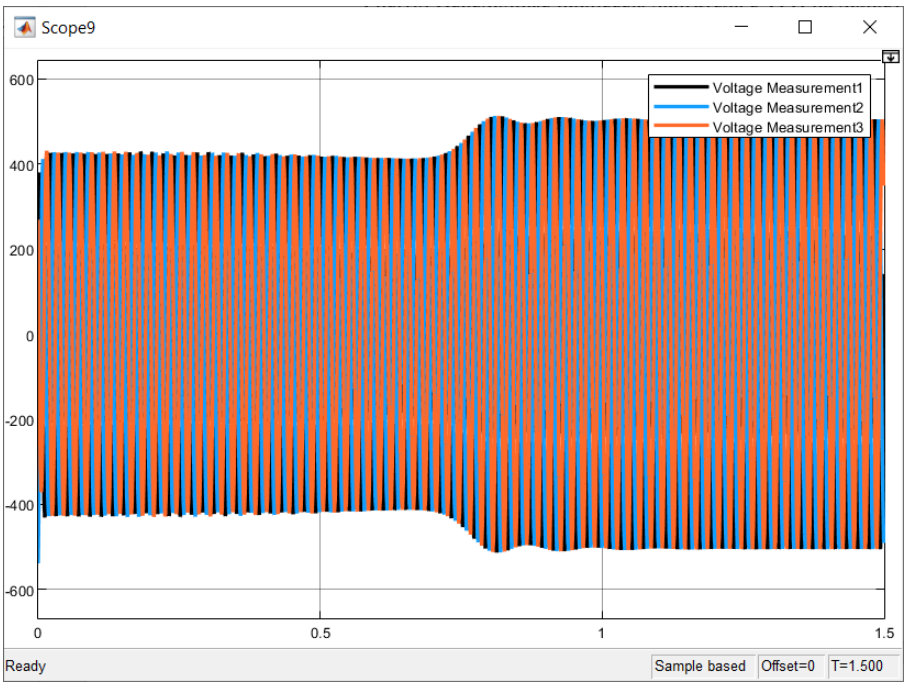

Рис.13. Переходные процессы двигателя с ТРН на холостом ходу

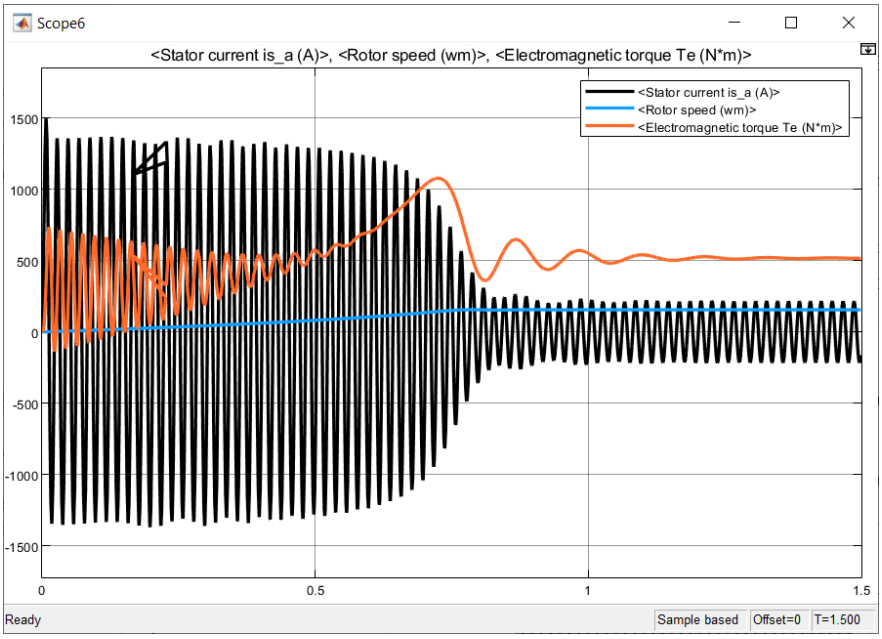

Рис.14. Переходные процессы двигателя с ТРН под нагрузкой

Из рисунков 13 и 14 видно, что с помощью ТРН произошел плавный пуск двигателя. Время переходного процесса при пуске без нагрузки меньше, чем под нагрузкой (разница во времени составляет 0,2 с).

Тиристорные регуляторы напряжения чаще всего используются как системы плавного пуска. С увеличением угла открывания тиристоров, увеличивается напряжение, подаваемое на клеммы обмотки

статора асинхронного двигателя, тем самым облегчая его пуск. Такие системы используются для запуска двигателей большой мощности.

Плавный пуск улучшает экономические, технические показатели, и увеличивает срок службы двигателя.

4. Расчёт и построение статических и динамических характеристик замкнутой системы электропривода

4.1. Естественные механические и электромеханические характеристики

С паспортными данными двигателя АИР280 S 4, которые представлены в таблице 4, определим параметры схемы замещения АД.

Табл.4 Технические данные двигателя

$P_н$, кВт	$n_н$, об/мин	$\eta_н$, %	$U_{ном}$, В	$cos\varphi_н$, о.е.	$s_н$, %	$k_{max} = \frac{M_{max,}}{M_{н,}}$, о.е.
110	1500	93,5	380	0,91	2,2	2,2

Окончание табл.4

$f_н$, Гц	z_p , о.е.	$I_{2н}$, А	$k_i = \frac{I_п}{I_н}$, о.е.	$k_п = \frac{M_п}{M_н}$, о.е.	$J_{дв}$, кг ∗ м^2
50	2	167,327	6,5	1,6	2,3

Синхронная угловая частота вращения:

$$\omega_0 = \frac{\pi * n_н}{30} = \frac{3{,}14 * 1500}{30} = 157{,}08 \text{ рад/с.}$$

Номинальная угловая частота вращения:

$$\omega_н = \omega_0 * (1 - s_н) = 157 * (1 - 0{,}022) = 153{,}624 \text{ рад/с.}$$

Номинальный момент двигателя:

$$M_н = \frac{P_н}{\omega_н} = \frac{110000}{153{,}546} = 716{,}035 \text{ Н} * \text{м.}$$

Номинальный ток статора:

$$I_н = \frac{P_н}{3 * U_{ном} * cos\varphi_н * \eta_н} = \frac{110000}{3 * 380 * 0{,}91 * 0{,}935} = 113{,}4 \text{ А.}$$

Коэффициент мощности при частичной загрузке:

$$cos\varphi_1 = 0{,}98 * cos\varphi_{\text{н}} = 0{,}892 \text{ о.е.}$$

Ток статора двигателя при частичной загрузке:

$$I_1 = \frac{0{,}75*P_{\text{н}}}{3*U_{\text{ном}}*cos\varphi_1*\eta_{\text{н}}} = \frac{0{,}75*110000}{3*380*0{,}892*0{,}935} = 86{,}79 \text{ А.}$$

Ток холостого хода асинхронного двигателя:

$$I_0 = \sqrt{\frac{I_1^2 - \left[\frac{0{,}75 * I_{\text{н}}(1 - s_{\text{н}})}{1 - 0{,}75 * s_{\text{н}}}\right]^2}{1 - \left[\frac{0{,}75 * (1 - s_{\text{н}})}{1 - 0{,}75 * s_{\text{н}}}\right]^2}} = \sqrt{\frac{86{,}79^2 - \left[\frac{0{,}75 * 86{,}79(1 - 0{,}022)}{1 - 0{,}75 * 0{,}022}\right]^2}{1 - \left[\frac{0{,}75 * (1 - 0{,}022)}{1 - 0{,}75 * 0{,}022}\right]^2}} = 29{,}223\ A.$$

Соотношение для расчета критического скольжения (в первом приближении принимаем коэффициент β =1):

$$s_k = s_{\text{н}} * \frac{k_{max} + \sqrt{k_{max}^2 - [1 - 2*s_{\text{н}}*\beta(k_{max} - 1)]}}{1 - 2*s_{\text{н}}*\beta(k_{max} - 1)} = 0{,}022 * \frac{2{,}2 + \sqrt{2{,}2^2 - [1 - 2*0{,}022*1(2{,}2 - 1)]}}{1 - 2*0{,}022*1(2{,}2 - 1)} =$$

0,097

Ряд промежуточных коэффициентов для определения внутренних параметров двигателя при коэффициенте трансформации тока$k_i = 6{,}5$ о.е. :

$$\text{C}_1 = 1 + \frac{I_0}{2*k_i*I_{\text{н}}} = 1 + \frac{29{,}223}{2*6.5*113{,}4} = 1{,}018 \quad \text{о . е .}$$

$$A_1 = \frac{3*U^2(1 - s_{\text{н}})}{2*\text{C}_1*k_{max}*P_{\text{н}}} = \frac{3*380^2(1 - 0{,}022)}{2*1{,}018*2{,}2*110000} = 0{,}86 \text{ о.е.}$$

Активное сопротивление ротора, приведенное к обмотке статора:

$$R_2 = \frac{A_1}{\left(\beta + \frac{1}{s_k}\right)\text{C}_1} = \frac{0{,}86}{\left(1 + \frac{1}{0{,}097}\right)1{,}018} = 0{,}075 \text{ Ом.}$$

Активное сопротивление статорной обмотки:

$$R_1 = \text{C}_1 * R_2 * \beta = 1{,}018 * 0{,}075 * 1 = 0{,}076 \text{ Ом.}$$

Параметр γ , который позволяет найти индуктивное сопротивление короткого замыкания:

$$\gamma = \sqrt{\frac{1}{{s_k}^2} - \beta^2} = \sqrt{\frac{1}{0{,}097^2} - 1^2} = 10{,}269 \text{ о.е.}$$

Сопротивление короткого замыкания:

$$X_{\text{кн}} = \gamma * \text{C}_1 * R_2 = 10{,}269 * 1{,}02 * 0{,}744 = 0{,}78 \text{ Ом.}$$

Индуктивное сопротивление рассеяния роторной обмотки, приведенное к статорной:

$$X_2 = \frac{0{,}58 * X_{кн}}{C_1} = \frac{0{,}58 * 0{,}78}{1{,}018} = 0{,}444 \text{ Ом.}$$

Индуктивное сопротивление рассеяния статорной обмотки:

$$X_1 = 0{,}42 * X_{кн} = 0{,}42 * 0{,}78 = 0{,}328 \text{ Ом.}$$

ЭДС ветви намагничивания, наведенная потоком воздушного зазора в обмотке статора в номинальном режиме:

$$E_m = \sqrt{\left(U_{ном} * cos\varphi_н - R_1 * {I_н}^2\right) + \left(U_{ном} * \sqrt{1 - {cos\varphi_н}^2} - X_1 * I_н\right)^2} = 358{,}04 \text{ В.}$$

Индуктивное сопротивление намагничивания определится как:

$$X_m = \frac{E_m}{10} = \frac{358{,}04}{10} = 35{,}804 \text{ Ом.}$$

Естественная механическая характеристика M(s) асинхронного двигателя рассчитывается по выражению:

$$\mathrm{M}(s) = \frac{3 * {U_{ном}}^2 * R_2}{\omega_0 * s\left[{X_{кн}}^2 + \left(R_1 + \frac{R_2}{s}\right)^2 + \left(\frac{R_1 * R_2}{s * X_m}\right)^2\right]} \text{ Н} * \text{м.}$$

По результатам расчета строится механическая характеристика$\omega(M)$, где $\omega = \omega_0 * (1 - s)$.

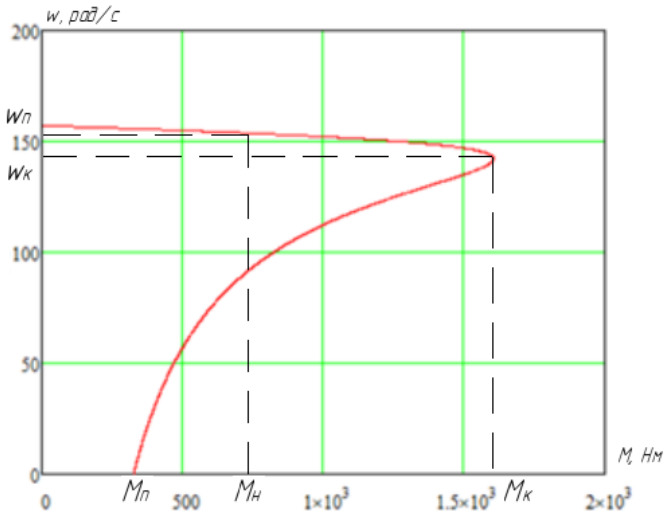

Рис.15. Естественная механическая характеристика асинхронного двигателя в Mathcad

Электромеханическая характеристика $I_1(s)$ рассчитывается по выражению:

$$I_1(s) = \sqrt{{I_0}^2 + {I_2'}^2(s) + 2 * I_0 * {I_2'}^2(s) * \sin\varphi_2(s)} \ ,$$

где

$${I_2'}^2(s) = \frac{U_{\text{ном}}}{\pm\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2}{s}\right)^2 + {X_{\text{кн}}}^2 + \left(\frac{R_1 * R_2}{s * X_m}\right)^2}},$$

$$I_0 = \frac{U_{\text{ном}}}{\sqrt{{R_1}^2 + (X_1 + X_m)^2}}; \qquad \sin\varphi_2(s) = \frac{X_{\text{кн}}}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2}{s}\right)^2 + {X_{\text{кн}}}^2}}.$$

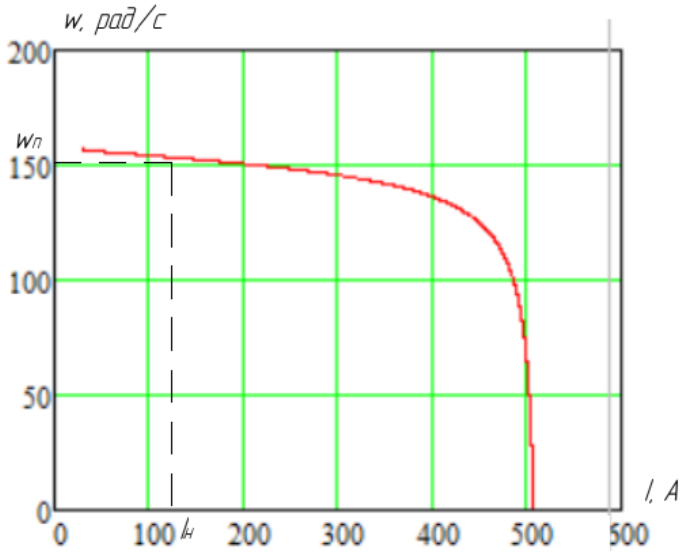

Рис.16. Естественные электромеханические характеристики асинхронного двигателя в Mathcad

Построим статические механические характеристики при понижении амплитуды питающего напряжения.

$$\mathrm{M}_{u1}(s) = \frac{3 * (0{,}8 * {U_{\text{ном}}}^2) * R_2}{\omega_0 * s\left[{X_{\text{кн}}}^2 + \left(R_1 + \frac{R_2}{s}\right)^2 + \left(\frac{R_1 * R_2}{s * X_m}\right)^2\right]} \text{ Нм},$$

$$\mathrm{M}_{u2}(s) = \frac{3 * (0{,}5 * {U_{\text{ном}}}^2) * R_2}{\omega_0 * s\left[{X_{\text{кн}}}^2 + \left(R_1 + \frac{R_2}{s}\right)^2 + \left(\frac{R_1 * R_2}{s * X_m}\right)^2\right]} \text{ Нм}.$$

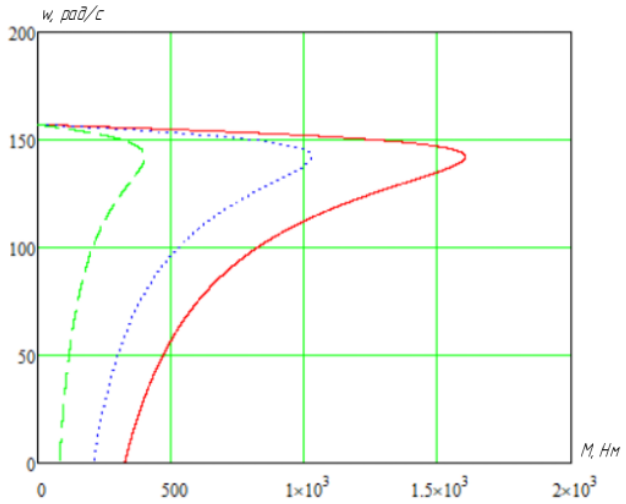

Рис.17. Статические и механические характеристики при изменении напряжения в Mathcad

4.2. Анализ динамических режимов работы АД

Математическое описание АД в неподвижной системе координат α–β в нормальной форме Коши выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} \dfrac{di_{s\alpha}(t)}{dt} = \dfrac{1}{L_e}\cdot\left[U_{s\alpha}(t) - R_e\cdot i_{s\alpha}(t) + K_r\cdot A_r\cdot\psi_{r\alpha}(t) + K_r\cdot z_p\cdot\omega(t)\cdot\psi_{r\beta}(t)\right] \\ \dfrac{di_{s\beta}(t)}{dt} = \dfrac{1}{L_e}\cdot\left[U_{s\beta}(t) - R_e\cdot i_{s\beta}(t) + K_r\cdot A_r\cdot\psi_{r\beta}(t) - K_r\cdot z_p\cdot\omega(t)\cdot\psi_{r\alpha}(t)\right] \\ \dfrac{d\psi_{r\alpha}(t)}{dt} = R_r\cdot K_r\cdot i_{s\alpha}(t) - A_r\cdot\psi_{r\alpha}(t) - z_p\cdot\omega(t)\cdot\psi_{r\beta}(t) \\ \dfrac{d\psi_{r\beta}(t)}{dt} = R_r\cdot K_r\cdot i_{s\beta}(t) - A_r\cdot\psi_{r\beta}(t) + z_p\cdot\omega(t)\cdot\psi_{r\alpha}(t) \\ \dfrac{d\omega(t)}{dt} = \dfrac{1}{J}\cdot\left\{K_m\cdot\left[\psi_{r\alpha}(t)\cdot i_{s\beta}(t) - \psi_{r\beta}(t)\cdot i_{s\alpha}(t)\right] - M_c\right\} \end{cases}.$$

Здесь$i_{s\alpha}(t)$,$i_{s\beta}(t)$,$U_{s\alpha}(t)$,$U_{s\beta}(t)$ – компоненты пространственных векторов тока и напряжения статора;$\psi_{r\alpha}(t)$,$\psi_{r\beta}(t)$ – компоненты пространственного вектора потокосцепления ротора;$R_e = R_s + R_r * K_r^2$,$L_e = L_s - \frac{L_m^2}{L_r}$,$K_r = \frac{L_m}{L_r}$,$A_r = \frac{R_r}{L_r}$,$K_m = 1{,}5 * K_r * z_p$ – коэффициенты, учитывающие параметры АД;$L_s = L_{s\sigma} + L_m$,$L_r = L_{r\sigma} + L_m$ – полные индуктивности обмоток статора и ротора;$L_{s\sigma}$,$L_{r\sigma}$ – индуктивности рассеяния обмоток статора и ротора.

Определим параметры, необходимые для расчета динамики двигателя.

Индуктивность рассеяния статорной обмотки:

$$L_{\sigma 1} = \frac{X_1}{2 * \pi * f_{\text{н}}} = \frac{0{,}328}{2 * 3{,}14 * 50} = 1{,}043 * 10^{-3} \text{ Гн.}$$

Индуктивность рассеяния роторной обмотки, приведенная к статорной:

$$L_{\sigma 2} = \frac{X_2}{2 * \pi * f_{\text{н}}} = \frac{0{,}444}{2 * 3{,}14 * 50} = 1{,}414 * 10^{-3} \text{ Гн.}$$

Индуктивность ветви намагничивания:

$$L_m = \frac{X_m}{2 * \pi * f_{\text{н}}} = \frac{35{,}804}{2 * 3{,}14 * 50} = 0{,}114 \text{ Гн.}$$

Полная индуктивность цепи статора:

$$L_1 = L_{\sigma 1} + L_m = 1{,}043 * 10^{-3} + 0{,}114 = 0{,}115 \text{ Гн.}$$

Полная индуктивность цепи ротора:

$$L_2 = L_{\sigma 2} + L_m = 1{,}414 * 10^{-3} + 0{,}114 = 0{,}115 \text{ Гн.}$$

Коэффициенты для расчета динамики двигателя:

$$K_r = \frac{L_m}{L_2} = \frac{0{,}114}{0{,}115} = 0{,}988 \text{ о. е.,}$$

$$L_e = L_1 - \frac{{L_m}^2}{L_2} = 0{,}115 - \frac{0{,}114^2}{0{,}115} = 2{,}439 * 10^{-3} \text{ Гн,}$$

$$R_e = R_1 + R_2 * {K_r}^2 = 0{,}076 + 0{,}075 * 0{,}988^2 = 0{,}149 \text{ Ом,}$$

$$A_r = \frac{R_2}{L_2} = \frac{0{,}075}{0{,}115} = 0{,}646 \text{ о. е.,}$$

$$K_m = \frac{3}{2} * K_r * z_p = \frac{3}{2} * 0{,}988 * 2 = 2{,}963 \text{ о. е.}$$

Задаем трехфазную систему статорных напряжений:

$$U_a(t) = \sqrt{2} * U_{\text{ном}} * \sin(2 * \pi * f_{\text{н}} * t)$$

$$U_b(t) = \sqrt{2} * U_{\text{ном}} * \sin\left(2 * \pi * f_{\text{н}} * t - \frac{2\pi}{3}\right).$$

$$U_c(t) = \sqrt{2} * U_{\text{ном}} * \sin\left(2 * \pi * f_{\text{н}} * t + \frac{2\pi}{3}\right)$$

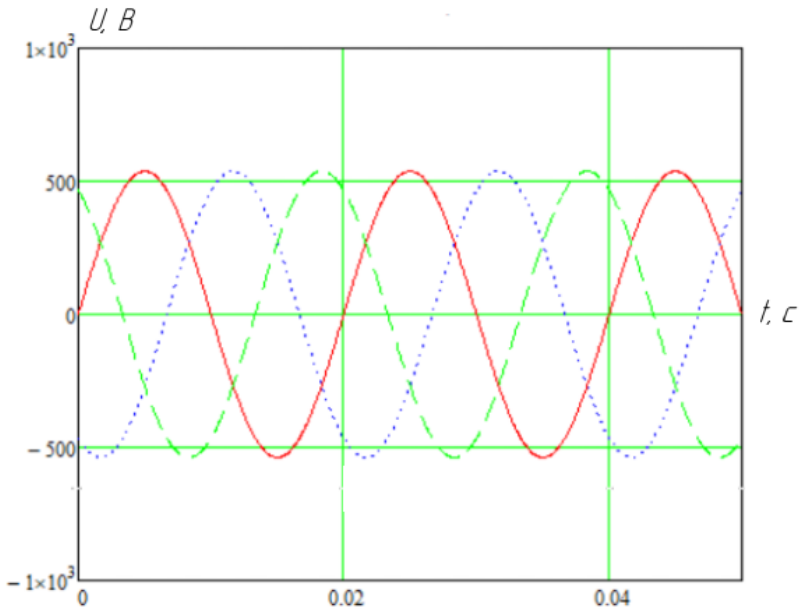

Рис.18. Зависимость статорных напряжений от времени в трехфазной системе в Mathcad

Переходим с помощью преобразования Кларка к двухфазной неподвижной системе координат:

$$U_{1\alpha}(t) = U_a(t)$$

$$U_{1\beta}(t) = \frac{U_{1a}(t) + 2 * U_{1b}(t)}{\sqrt{3}}.$$

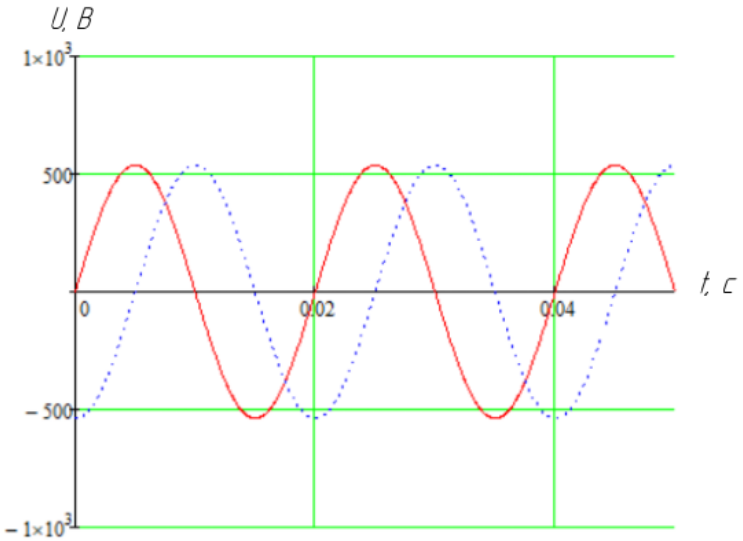

Рис. 19. Зависимость статорных напряжений от времени в двухфазной системе в Mathcad

Задаем момент сопротивления АД в вычислительной программе:

$$Mc(t) := \begin{cases} Mn & \text{if } t \geq 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Шаг и количество точек расчета переходных процессов численным методом Эйлера:

$$h := 0.0001 \qquad k := 0..20000$$

Нулевые начальные условия:

$$\begin{pmatrix} t_0 \\ Isa_0 \\ Isb_0 \\ \psi ra_0 \\ \psi rb_0 \\ w_0 \end{pmatrix} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Алгоритм метода Эйлера:

$$\begin{pmatrix} t_{k+1} \\ Isa_{k+1} \\ Isb_{k+1} \\ \psi ra_{k+1} \\ \psi rb_{k+1} \\ w_{k+1} \end{pmatrix} := \begin{bmatrix} t_k + h \\ Isa_k + \frac{h}{Le}\left(U1\alpha(t_k) - Re \cdot Isa_k + Kr \cdot Ar \cdot \psi ra_k + Kr \cdot zp \cdot w_k \cdot \psi rb_k\right) \\ Isb_k + \frac{h}{Le}\left(U1\beta(t_k) - Re \cdot Isb_k + Kr \cdot Ar \cdot \psi rb_k - Kr \cdot zp \cdot w_k \cdot \psi ra_k\right) \\ \psi ra_k + h \cdot \left(R2 \cdot Kr \cdot Isa_k - Ar \cdot \psi ra_k - zp \cdot w_k \cdot \psi rb_k\right) \\ \psi rb_k + h \cdot \left(R2 \cdot Kr \cdot Isb_k - Ar \cdot \psi rb_k + zp \cdot w_k \cdot \psi ra_k\right) \\ w_k + \frac{h}{J}\left[Km \cdot \left(\psi ra_k \cdot Isb_k - \psi rb_k \cdot Isa_k\right) - Mc(t_k)\right] \end{bmatrix}$$

Расчетное выражение для электромагнитного момента АД:

$$M_k := Km \cdot \left(\psi ra_k \cdot Isb_k - \psi rb_k \cdot Isa_k\right)$$

Произведем моделирование также таких режимов работы двигателя, как реверс при активном характере нагрузки и останова. Для этого введем следующие изменения в листинг MathCAD:

$$U1a(t) := \begin{cases} U1\alpha(t) & \text{if } 0 \le t < 3 \\ U1\beta(t) & \text{if } 3 \le t < 5 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \qquad U1b(t) := \begin{cases} U1\beta(t) & \text{if } 0 \le t < 3 \\ U1\alpha(t) & \text{if } 3 \le t < 5 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Mc(t) := \begin{cases} Mn & \text{if } 2 \le t < 5 \\ (-Mn) & \text{if } 5 \le t < 5.37 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$h := 0.0001 \qquad k := 0..70000$$

$$\begin{pmatrix} t_0 \\ Isa_0 \\ Isb_0 \\ \psi ra_0 \\ \psi rb_0 \\ w_0 \end{pmatrix} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \qquad \begin{pmatrix} t_{k+1} \\ Isa_{k+1} \\ Isb_{k+1} \\ \psi ra_{k+1} \\ \psi rb_{k+1} \\ w_{k+1} \end{pmatrix} := \begin{bmatrix} t_k + h \\ Isa_k + \frac{h}{Le}\left(U1\alpha(t_k) - Re \cdot Isa_k + Kr \cdot Ar \cdot \psi ra_k + Kr \cdot zp \cdot w_k \cdot \psi rb_k\right) \\ Isb_k + \frac{h}{Le}\left(U1\beta(t_k) - Re \cdot Isb_k + Kr \cdot Ar \cdot \psi rb_k - Kr \cdot zp \cdot w_k \cdot \psi ra_k\right) \\ \psi ra_k + h \cdot \left(R2 \cdot Kr \cdot Isa_k - Ar \cdot \psi ra_k - zp \cdot w_k \cdot \psi rb_k\right) \\ \psi rb_k + h \cdot \left(R2 \cdot Kr \cdot Isb_k - Ar \cdot \psi rb_k + zp \cdot w_k \cdot \psi ra_k\right) \\ w_k + \frac{h}{J}\left[Km \cdot \left(\psi ra_k \cdot Isb_k - \psi rb_k \cdot Isa_k\right) - Mc(t_k)\right] \end{bmatrix}$$

$$M_k := Km \cdot \left(\psi ra_k \cdot Isb_k - \psi rb_k \cdot Isa_k\right)$$

Рис.20. Расчёты в Mathcad

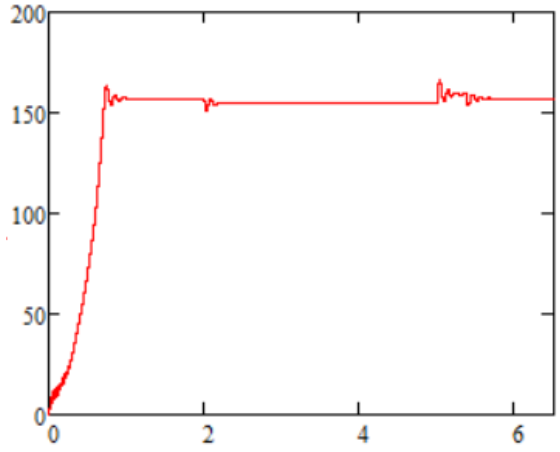

Рис.21. Переходная характеристика, по частоте вращения вала

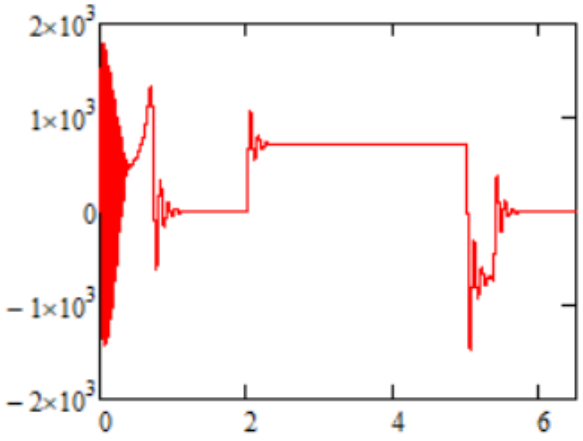

Рис. 22. Механическая переходная характеристика

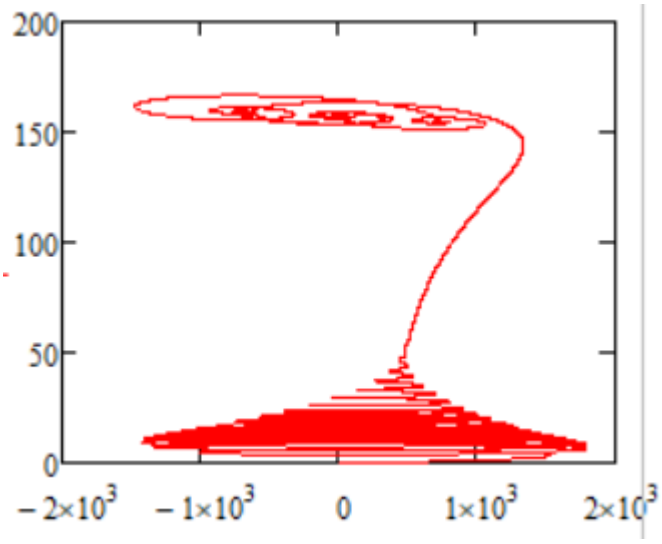

Рис. 23. Динамическая механическая характеристика

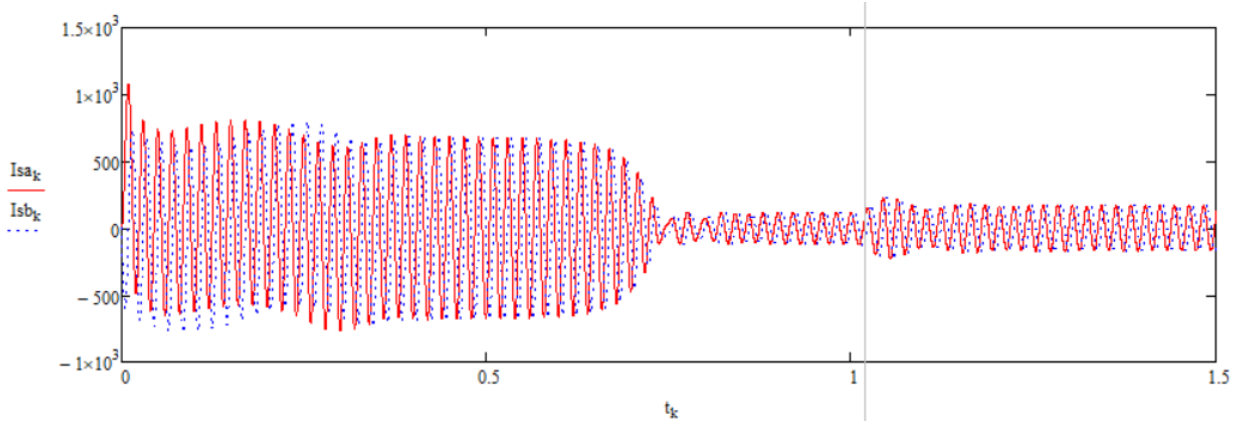

Рис.24. Статорные токи двигателя в двухфазной системе координат за полный цикл работы

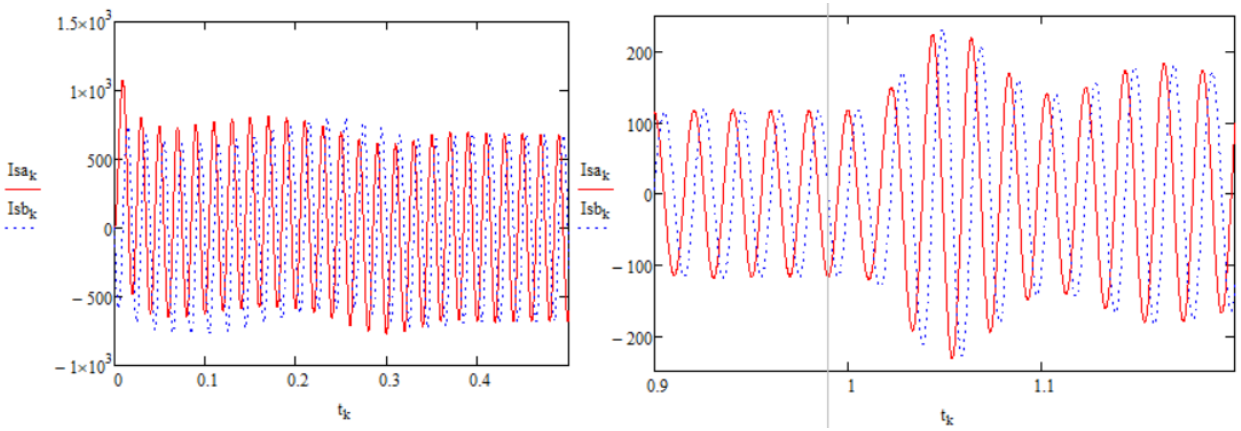

Рис.25. Переходные процессы изменения статорных токов АД при пуске и набросе нагрузки в увеличении

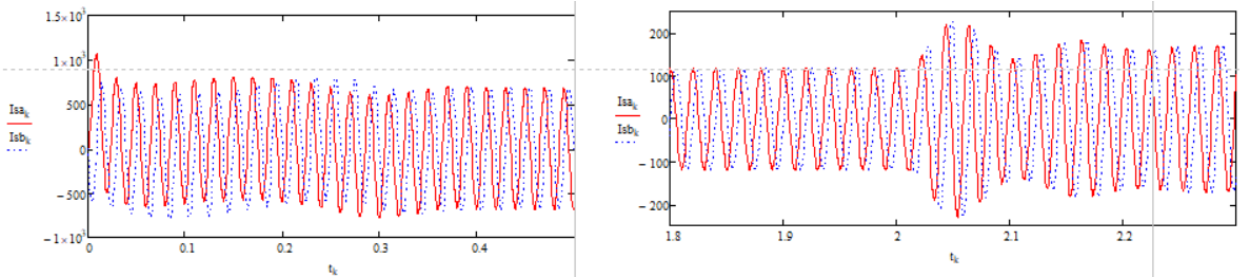

Рис.26. Переходные процессы изменения статорных токов АД при реверсе и останове в увеличении

5. Система управления электропривода насоса маслонапорной установки

5.1. Процессы работы МНУ, подлежащие автоматизации

К системе управления, выделим основные задачи управления МНУ:

- поддержание в гидроаккумуляторе номинального давления (4,0 МПа); поддержание постоянного уровня в гидроаккумуляторе;
- поддержание температуры масла в сливном баке в заданном диапазоне;
- контролировать уровень в сливном баке;
- управлять электропневмоклапанном ГА;
- контролировать наличие конденсата в сливном баке;
- контролировать состояние основных технологических
- параметров системы и передавать их контроллеру верхнего уровня;

- обрабатывать аварийные ситуации и подавать сигналы «предаварийное состояние МНУ», «отказ МНУ»;

Управление маслонапорной установкой производится на основании распознавания и состояний системы выполнения соответствующих действий.

Маслонапорная установка (МНУ) предназнач ена для накопления и сохранения энергии в виде масла, находящегося под давлением 35 кг/см2, необходимой для управления сервомоторами направляющего аппарата и рабочего колеса. МНУ состоит из аккумулятора, сливного бака, насосов МНУ, перепускных клапанов.

Маслонапорная установка (МНУ) состоит из двух баков-аккумуляторов (один со сжатым воздухом и маслом, один с масло м), сливного бака, 3х насосов сперепускными клапанами, 3х шкафов ШИНУ с УПП.

Каждый насос может управляться в местном режиме со шкафа ШМНУ, в дистанционном режиме с ПТК ЭГР-МНУ или АРМа, и в автоматическом режиме (включение и отключение насоса происходит без участия оператора по заданным в контроллере алгоритмам).

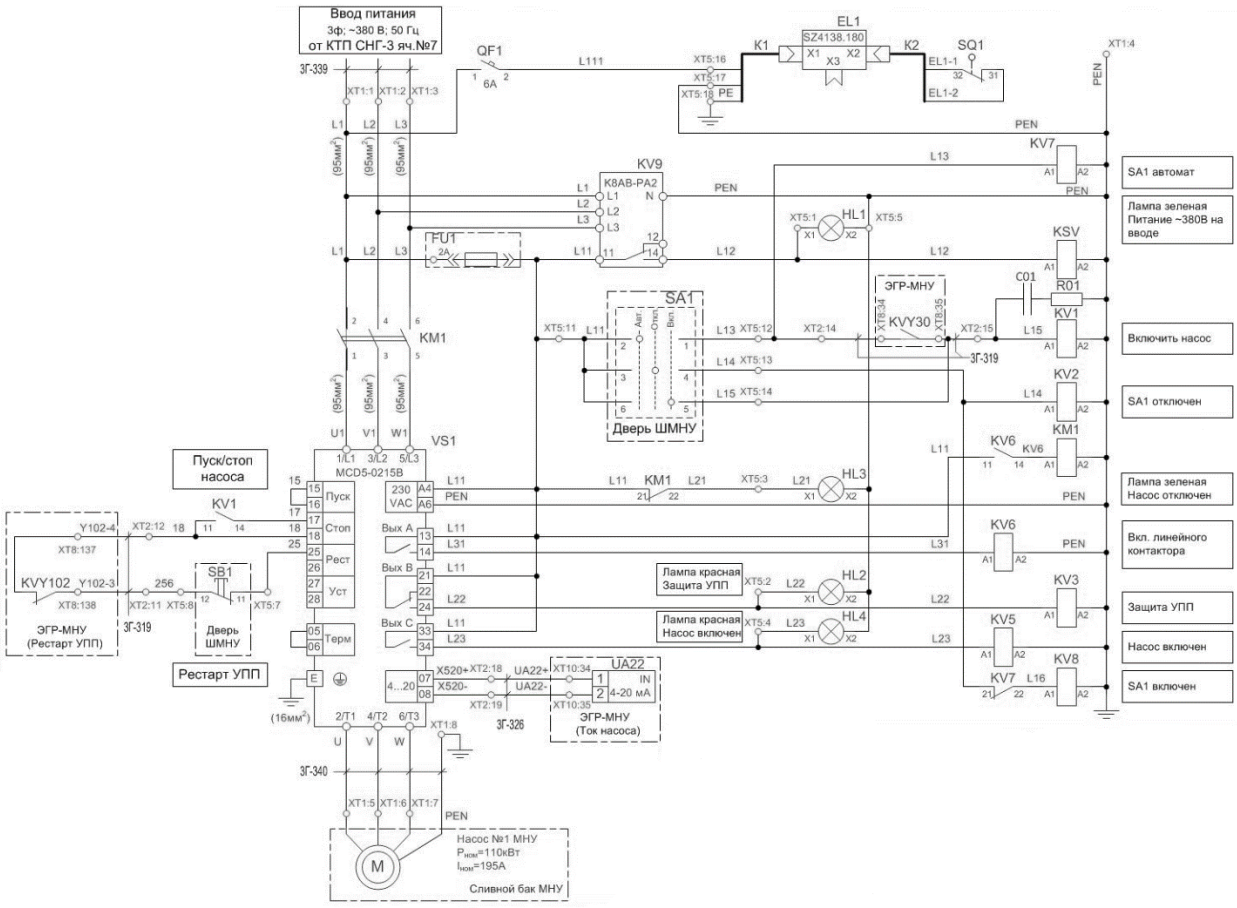

Рис.27. Функциональная схема регулируемого электропривода

5.2. Управление насосами в разных режимах

5.2.1. Управление насосами в местном режиме

Управление насосом в местном режиме осуществляется со шкафов ШМНУ1-3 (для каждого насоса свой шкаф).

На двери шкафа расположены лампы:

- Питание ~380В на вводе (зелёная лампа). Если лампа не горит, надо проверить целостность предохранителя FU1 в шкафу ШМНУ, а также наличие питания от КТП.

- Защита УПП (красная лампа). Если горит эта лампа, значит УПП диагностирует какую-либо ошибку. Надо считать ошибку на лицевой панели УПП и устранить неисправность. После устранения неисправности сбросить ошибку нажатием кнопки «Сброс» на двери ШМНУ либо нажатием кнопки Reset на лицевой панели УПП.

- Насос отключен (зелёная лампа).

- Насос включен (красная лампа).

На двери шкафа расположены органы управления:

-Ключ выбора режима работы насоса. Положения «Вкл» и «Откл» служат для включения и отключения насоса в местном режиме управления. Перепускной клапан при этом должен включаться и отключаться вручную непосредственно на насосе.

Положение «Авт» служит для управления в дистанционном режиме с ПТК ЭРГ-МНУ, АРМа либо в автоматическом режиме по алгоритмам.

УПП при любом режиме управления должен находиться в режиме «Авт» (управление от внешних сигналов). Также существует возможность управления насосом с кнопок на лицевой панели УПП.

5.2.2. Управление механизмами в дистанционном режиме

В дистанционном режиме управления насосы включаются и отключаются по

командам оператора с панели ПТК ЭГР-МНУ либо с автоматизированных рабочих мест (АРМ) на ГЩУ.

Ключ выбора режима работы на ШМНУ управляемого насоса должен находится в положении «Авт».

Любой механизм для проведения пусконаладочных работ может управляться в дистанционном режиме с терминала. Для этого необходимо выбрать экран механизма и выбрать режим механизма «Дистанция». При нажатии кнопки «включить» насос включается, при нажатии кнопки «Отключить» - отключается. Возникающие возможные ошибки при этом отображаются на экране управления.

Автоматическая работа механизмов при включенном режиме «Дистанция» блокируется.

Также с панели ЭГР-МНУ можно управлять и перепускными клапанами.

5.2.3. Работа насосов МНУ в автоматическом режиме

При нахождении ключей на ШМНУ в положении «Автомат», а также при указании режима «Автомат» для механизмов на панели ПТК ЭГР-МНУ либо на АРМ они работают в соответствии с алгоритмом:

- Пуск основного насоса.

Команда на включение насоса подается после понижения значения давления масла в ГА уставки включения основного насоса (S1.1). Команда на закрытие перепускного клапана подается с задержкой, заданной уставкой S1.9 после включения насоса;

-Пуск резервного насоса №1.

Команда на включение насоса подается после понижения значения давления масла в ГА уставки включения резервного насоса №1 (S1.2). Команда на закрытие перепускного клапана насоса подается с задержкой, заданной уставкой S1.9 после включения насоса;

-Пуск резервного насоса №2.

Команда на включение насоса подается после понижения значения давления масла в ГА уставки включения резервного насоса №2 (S1.3). Команда на закрытие перепускного клапана насоса подается с задержкой, заданной уставкой S1.9 после включения насоса;

-Остановка насосов и открытие перепускных клапанов

Команда на открытие перепускных клапанов подается после повышения значения давления масла до уставки отключения насосов (S1.6).

Команда на отключение насосов подается после повышения значения давления масла до уставки отключения насосов (1.6) с задержкой заданной установкой 1.9

Внимание! Необходимо убедиться, что перепускной клапан соответствующего насоса также находится в автоматическом режиме.

6. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является определение экономических показателей проектирования электропривода конвейерной ленты. Для этого необходимо провести анализ конкурентных технических решений, определить трудоемкость проводимых работ, создать график проведения работ, а также сформировать бюджет затрат. Для достижения обозначенной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Оценить коммерческий потенциал и перспективность разработки электропривода;
2. Осуществить планирование этапов выполнения исследования;
3. Рассчитать бюджет затрат на исследования;
4. Произвести оценку научно-технического уровня исследования и оценку рисков.

6.1. Анализ конкурентных технических решений

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения.

Целесообразно проводить данный анализ с помощью оценочной карты. Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений представлена в таблице 5.

Табл.5. Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		$Б_Е$	$Б_И$	$Б_В$	$К_Е$	$К_И$	$К_В$
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Простота проведения	0,1	5	4	4	0,5	0,4	0,4
2. Стоимость услуги	0,2	5	4	3	1	0,8	0,6
3. Точность измерения	0,2	5	4	4	1	0,8	0,8

Окончание табл.5

4. Универсальность метода	0,15	4	3	3	0, 6	0,45	0,45
5. Безопасность метода	0,15	5	5	5	0,75	0,75	0,75
Экономические критерии оценки эффективности							
6. Цена	0,1	5	4	3	0,5	0,4	0,3
7. Конкурентоспособность	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
Итого	**1**	**33**	**27**	**25**	**4,75**	**3,9**	**3,6**

Где $Б_Е$–измерение толщины электроемкостным методом контроля;

$Б_И$– измерение толщины индуктивным методом контроля;

$Б_В$– измерение толщины вихретоковым методом контроля.

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$К = \sum В_i \times Б_i \quad (1)$$

где К – конкурентоспособность вида;

$В_i$– вес критерия (в долях единицы);

$Б_i$ – балл i-го показателя.

По данным оценочной карты можно увидеть, что для повышения конкурентоспособности с минимальными издержками более эффективно использовать электроемкостной метод контроля для измерения толщины термоизоляционных материалов.

6.2. SWOT-анализ

Произведем также в данном разделе SWOT – анализ проекта, позволяющий оценить факторы и явления, способствующие или препятствующие продвижению проекта на рынок.

На первом этапе SWOT анализа в таблице 6 были описаны сильные и слабые стороны проекта, выявлены возможности и угрозы реализации НИ.

Табл.6. Матрица SWOT анализа

Сильные стороны	Возможности во внешней среде
С1. Данные методы все больше и больше изучаются, дорабатываются; С2. Методы, описанные в работе, несут в себе экономичность и ресурсоэффективность; С3. Актуальность и высокая технологичность методов;	В1. Нетрудоемкая адаптация научного исследования под иностранные языки; В2. Большой потенциал применения метода в России и других странах; В3. Публикации о проекте в тематических журналах.

Окончание табл.6

С4. Наличие опытного руководителя.	
Слабые стороны	Угрозы внешней среды
Сл1. Отсутствие у потенциальных потребителей квалифицированных кадров по работе с данными методами; Сл2. Дороговизна и сложность оборудования для проведения экспериментов; Сл3. Значительные временные и интеллектуальные затраты	У1. Отсутствие спроса на данные методы; У2. Отказ от технической поддержки проекта после внедрения; У3. Нехватка финансирования

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. В рамках данного этапа необходимо построить интерактивную матрицу проекта. Каждый фактор помечается либо знаком «+» (означает сильное соответствие сильных сторон возможностям), либо знаком «-» (что означает слабое соответствие); «0» – если есть сомнения в том, что поставить «+» или «-». Интерактивная матрица проекта представлена в табл. 7.

Табл.7. Интерактивная матрица сильных и слабых сторон и возможностей

	Сильные стороны					Слабые стороны		
Возможности проекта		С1	С2	С3	С4	Сл1	Сл2	Сл3
	В1	0	0	+	+	-	0	0
	В2	+	+	+	+	+	+	+
	В3	+	+	+	0	-	+	+

Табл.8. Интерактивная матрица сильных сторон и слабых сторон и угроз

	Сильные стороны					Слабые стороны		
Угрозы проекта		С1	С2	С3	С4	Сл1	Сл2	Сл3
	У1	+	+	+	-	-	-	-
	У2	+	+	+	-	-	+	-
	У3	+	+	+	-	-	-	-

Анализ интерактивных таблиц представляется в форме записи сильно коррелирующих сильных сторон и возможностей или слабых сторон и возможностей:

- В2В3С1С2;В1В2В3С3; В1В2С4;

- В2В3Сл2Сл3; В2Сл1;

- У1У2У3С1С2С3;

- У2Сл2.

Самой большой угрозой для проекта является отсутствие финансовой поддержки из-за дороговизны и сложности оборудования для контроля толщины.

Что касаемо слабых сторон, то для данных методов требуется привлечение опытных и квалифицированных специалистов, обеспечение обучения нового персонала со знаниями методов.

В рамках третьего этапа составляется итоговая матрица SWOT-анализа, представленная в таблице 9.

Табл.9. Итоговая матрица SWOT-анализа

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1. Данные методы все больше и больше изучаются, дорабатываются; С2. Методы, описанные в работе, несут в себе экономичность и ресурсоэффективность; С3. Актуальность и высокая технологичность методов; С4. Наличие опытного руководителя.	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1. Отсутствие у потенциальных потребителей квалифицированных кадров по работе с данными методами; Сл2. Дороговизна и сложность оборудования для проведения экспериментов; Сл3. Значительные временные и интеллектуальные затраты
Возможности: В1. Нетрудоемкая адаптация научного исследования под иностранные языки; В2. Большой потенциал применения метода в России и других странах; В3. Публикации о проекте в тематических журналах.	Большой потенциал применения метода в России и других странах способствует развитию и доработке методов контроля	Данных методов требуется привлечение опытных и квалифицированных специалистов, обеспечить обучение нового персонала со знаниями методов толщинометрии

Угрозы: У1. Отсутствие спроса на данные методы; У2. Отказ от технической поддержки проектапосле внедрения У3. Нехватка финансирования	Отсутствие спроса влияет на актуальность и технологичность методов	Самой большой угрозой для проекта является отсутствие финансовой поддержки из-за дороговизны и сложности оборудования для проведения экспериментов

6.3. Планирование работ по научно-техническому исследованию

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

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

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

Перечень этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в таблице 10.

Табл.10. Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Бакалавр
	3	Подбор и изучение материалов по теме	Бакалавр
	4	Календарное планирование работ	Руководитель Бакалавр

Теоретические и экспериментальные исследования	5	Создание процесса измерения толщины термоизоляционных материалов	Руководитель Бакалавр
	6	Разработка методики	Бакалавр
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка эффективности полученных результатов	Бакалавр
Оформление отчета по проекту	8	Составление пояснительной записки	Бакалавр

6.4. Разработка графика проведения научного исследования

Наиболее удобным и наглядным представлением проведения научных работ является построение ленточного графика в форме диаграммы Ганта.

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

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

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{кал}, \quad (2)$$

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

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

$k_{кал}$– коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - (T_{вых} + T_{пр})}, \quad (3)$$

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

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

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

Расчет коэффициента календарности:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - (T_{вых} + T_{пр})} = \frac{365}{365 - 118} = 1{,}48$$

Табл.11. Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоёмкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях T_{pi}	Длительность работ в календарных днях T_{ki}
	T_{min}, чел–дни	T_{max}, чел–дни	$T_{ожi}$, чел–дни			
Выбор темы ВКР	1	2	1,4	Студент, научный руководитель	1	1
Составление и утверждение плана работ	1	2	1,4	Научный руководитель	1	1
Подбор и изучение материалов по теме	2	4	2,8	Студент	2	2
Выбор направления исследования	1	3	1,8	Студент, научный руководитель	2	2
Календарное планирование работ	1	3	1,8	Студент, научный руководитель	2	2
Подбор и изучение материалов по теме	9	12	10,2	Студент	12	16

Окончание табл.11

Создание процесса измерения толщины термоизоляционного материала	10	12	10,8	Студент, научный руководитель	11	13
Разработка методики	5	8	6,2	Студент	7	9
Оценка эффективности полученных результатов	4	6	4,8	Студент	4	4
Написание раздела «Финансовый менеджмент»	4	6	4,8	Студент	5	5
Написание раздела «Социальная ответственность»	1	3	1,8	Студент	1	1
Оформление ВКР	5	7	5,8	Студент	5	5

Табл.12. Итоги планирования работ

Общее количество рабочих дней для выполнения работы	**79**
Общее количество рабочих дней, в течение которых работал инженер-проектировщик	**53**
Общее количество рабочих дней, в течение которых работал руководитель проекта	**26**

Составлен план научного исследования, в котором разработан календарный план выполнения работ. Для построения таблицы временных показателей проведения НИ был рассчитан коэффициент календарности. С помощью показателей в таблице 13 был разработан календарный план-график проведения НИ по теме. Для иллюстрации календарного плана была использована диаграмма Ганта, указывающая на целесообразность проведения данного исследования.

Табл.13. Календарный план-график проведения научного исследования

№ работ	Вид работ	Испол-нители	T_{ki}, кал. дн.	Продолжительность выполнения работ										
				февраль		март			апрель			май		
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Выбор темы ВКР	Ст, НР	1											
2	Составление и утверждение плана работ	НР	1											
3	Подбор и изучение материалов по теме	Ст	2											
4	Выбор направления исследования	Ст, НР	2											
5	Календарное планирование работ	Ст, НР	2											
6	Подбор и изучение материалов по теме	Ст	16											
7	Создание процесса измерения	Ст, НР	13											

	термоизоляционных материалов												
8	Разработка методики	Ст	9										
9	Оценка эффективности полученных результатов	Ст	4										
10	Написание раздела «Финансовый менеджмент»	Ст	5										
11	Написание раздела «Социальная ответственность»	Ст	1										
12	Оформление ВКР	Ст5											

– научный руководитель; – студент.

6.5. Расчет материальных затрат НТИ

При планировании бюджета научно-техническое исследование должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением.

Расчет материальных затрат осуществляется по формуле:

$$З_М = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^{m} Ц_i \cdot N_{расхi}\ , \quad (4)$$

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

$N_{расхi}$ – количество материальных ресурсов i-го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт., кг, м, м2 и т.д.);

$Ц_i$ – цена приобретения единицы i-го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м2 и т.д.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы.

Табл.14. Материальные затраты

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы, ($З_м$), руб.
Тетрадь для записей	Шт.	1	45	45
Ручка	Шт.	1	15	15
Образцы термоизоляционного материала (полипропилен)	Кг	1	94	94
Электроэнергия	кВт*ч	250	3,5	875
Итого, руб.				1029

Общие материальные затраты составили 1029руб.

6.6. Основная заработная плата исполнителя темы

В настоящую статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, рабочих макетных мастерских и опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20-30 % от тарифа или оклада.

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением проекта, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату и рассчитывается по формуле:

$$З_{зп} = З_{осн} + З_{доп} \quad (5)$$

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

$З_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12–20 % от $З_{осн}$).

Основная заработная плата руководителя рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{осн} = З_{дн} \cdot Т_р \quad (6)$$

где $З_{осн}$– основная заработная плата одного работника;

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

$З_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_м \cdot М}{F_д} \quad (7)$$

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

М – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб. дня М =11,2 месяца, 5–дневная неделя;

при отпуске в 48 раб. дней М=10,4 месяца, 6–дневная неделя;

$F_д$ – действительный годовой фонд рабочего времени научно–технического персонала, раб. дн.

Табл.15. Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней - выходные дни - праздничные дни	118	118
Потери рабочего времени - отпуск - невыходы по болезни	 48 0	 72 0
Действительный годовой фонд рабочего времени	199	175

Месячный должностной оклад работника (руководителя):

$$З_м = З_{тс} \cdot (1 + k_{пр} + k_д) \cdot k_р \quad (8)$$

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

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

$k_д$ – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5;

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

Тарифная заработная плата $З_{тс}$ находится из произведения тарифной ставки работника 1-го разряда Tci = 600 руб. на тарифный коэффициент $k_т$ и учитывается по единой для бюджетной организации тарифной сетке.

Тарифный коэффициент для НР = 1,866; для С = 1,407.

Расчет основной заработной платы представлен в таблице 16.

Табл.16. Расчет основной заработной платы

Исполнители	$З_{тс}$, руб.	$k_р$	$З_м$, руб.	$З_{дн}$, руб.	$Т_р$, раб. дн.	$З_{осн}$, руб.
Научный руководитель	34500	1,3	44850	2524,22	26	65629,72
Студент	16300	1,3	21190	1356,16	53	71876,48
Итого						137 506,2

6.7. Дополнительная заработная плата исполнителей

По формуле находится дополнительная заработная плата:

$$З_{доп} = k_{доп} * З_{осн}$$

Руководитель проекта: $З_{доп} = 0{,}15 * 65629{,}72 = 9\ 844{,}458$

Студент: $З_{доп} = 0{,}15 * 71876{,}48 = 10\ 781{,}472$

где $k_{доп}$ - коэффициент дополнительной заработной платы.

6.8. Отчисления во внебюджетные фонды

Отчисления во внебюджетные фонды определяются по формуле:

$$З_{внеб} = k_{внеб} * (З_{осн} + З_{доп})$$

Руководитель проекта: $З_{внеб} = 0{,}302 * (65629{,}72 + 9\ 844{,}458) = 22\ 793{,}2$

Студент: $З_{внеб} = 0{,}302 * (71876{,}48 + 10\ 781{,}472) = 24\ 962{,}7$

где $k_{внеб}$ - коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды.

6.9. Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов. Их величина определяется по формуле:

$$З_{накл} = (\sum статей) \cdot k_{нр} \quad (9)$$

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

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

Накладные расходы для исполнения1 составили:

$$З_{накл} = (1029 + 137\,506{,}2 + 20\,625{,}93 + 47\,755{,}9) \cdot 0{,}16 = 33\,106{,}72 \text{ руб.}$$

6.10. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно–исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта. Определение бюджета затрат на научно–исследовательский проект приведено в таблице 17.

Табл.17. Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Материальные затраты НТИ	1029	Пункт 6.5
2. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	137 506,2	Пункт 6.6
3. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	20 625,93	Пункт 6.7
4. Отчисления во внебюджетные фонды	47 755,9	Пункт 6.8
5. Накладные расходы	33 106,72	Пункт 6.9
6. Бюджет затрат НТИ	240 023,75	Пункты 1-5

6.11. 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 показатель финансовой эффективности научного исследования определяется как:

$$I_{\text{фин.р}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} \quad (10)$$

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

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

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

$$I_{\text{фин.р}}^{\text{исп1}} = \frac{240\,023{,}75}{240\,023{,}75} = 1$$

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

$$I_{pi} = \sum_{i=1}^{n} a_i \times b_i \quad (11)$$

где $I_{\text{p}i}$ – 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.

Табл.18. Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Объект исследования / Критерии	Весовой коэффициент параметра	Исполнение 1
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,1	4
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,2	3
3. Помехоустойчивость	0,15	3
4. Энергосбережение	0,15	4
5. Надежность	0,2	4
6. Материалоемкость	0,2	3
Итого	1	3,45

$$I_{\text{р}-\text{исп1}} = 0{,}1 \cdot 4 + 0{,}2 \cdot 3 + 0{,}15 \cdot 3 + 0{,}15 \cdot 4 + 0{,}2 \cdot 4 + 0{,}2 \cdot 3 = 3{,}45.$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ($I_{\text{испi}}$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{\text{исп1}} = \frac{I_{\text{р}-\text{исп1}}}{I_{\text{фин.р}}^{\text{исп1}}} = \frac{3{,}45}{1} = 3{,}45.$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных.

Табл.19. Сравнительная эффективность разработки

№	Показатели	Исп.1
1	Интегральный финансовый показатель разработки	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	3,45
3	Интегральный показатель эффективности	3,45

Сравнив значения интегральных показателей эффективности можно сделать вывод, что реализация технологии в первом исполнении является более эффективным вариантом решения задачи, поставленной в данной работе с позиции финансовой и ресурсной эффективности.