

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Энергетический факультет
Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

ПРОВЕРЕНА

Рецензент,

Начальник ПТБ, ООО ЧФ «Мечел-Энерго»

_____ А.В. Чакрыгин

« ____ » _____ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

«Промышленная теплоэнергетика»

к.т.н., доцент

_____ К.В. Осинцев

« ____ » _____ 2019 г.

**Реконструкция турбины ВКВ-22-1 и конденсатора КП-1930 путем
установки рабочего эжектора на ООО ЧФ «Мечел-Энерго»**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ – 13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

Консультант по разделу
«Безопасность жизнедеятельности»,

к.т.н., доцент

_____ И.П. Палатинская

« ____ » _____ 2019 г.

Руководитель работы,

к.т.н., доцент

_____ С.В. Пашнин

« ____ » _____ 2019 г.

Автор работы,

студент группы П-479

_____ М.С. Курбатова

« ____ » _____ 2019 г.

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,

старший преподаватель

_____ Р.А. Алабугина

« ____ » _____ 2019 г.

Нормоконтролер,

старший преподаватель

_____ Р.А. Алабугина

« ____ » _____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Куратова М.С. Реконструкция турбины ВКВ-22-1 и конденсатора КП-1930 путем установки рабочего эжектора на ООО ЧФ "Мечел-Энерго". - Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э; 2019, 112 с., 18 ил., 18 таб., 1 библиогр. список - 89 наим., 1 прил, 5 листов чертежей ф.А1, 2 демонстрационных листа ф.А1.

В выпускной квалификационной работе рассмотрены: турбина ВКВ-22-1, конденсатор КП-1930 и рабочий эжектор ЭО-50 на предприятии ООО ЧФ «Мечел-Энерго». Было принято решение реконструировать данное оборудование в связи с его моральным и физическим износом.

Целью выпускной квалифицированной работы является расчет проточной части конденсационной турбины ВКВ-22-1 с реконструкцией вспомогательного оборудования: конденсатора и полная замена рабочего эжектора.

Выпускная квалификационная работа состоит из введения, десяти глав, заключения, библиографического списка и приложения.

Во введении рассмотрен вопрос повышения энергоэффективности турбины, путем замены материала труб в конденсаторе КП-1930 и полностью заменяем рабочий эжектор на модернизированный эжектор ЭО-50М, разработанный заводом КТЗ («Калужский турбинный завод»). Проведено сравнение отечественных и зарубежных передовых технологий и решений при реконструкции турбины ВКВ-22-1. Проведен расчет проточной части конденсационной турбины (15 ступеней), а также выполнен тепловой конструктивный и компоновочный расчет конденсатора и произвели замену материала конденсационных труб в трубных пучках. Затем провели расчет пароструйного рабочего эжектора до модернизации и после нее.

В дальнейшем рассмотрели в научной работе, повышение эффективности работы эжектора и конденсатора нацеленную на технико-экономическую энергоэффективность функционирования турбины на предприятии ООО ЧФ «Мечел-Энерго». Также разработаны разделы «Энергосбережение», «Безопасность жизнедеятельности», «Экология», «КИП и автоматика», «Экономическое управление».

Графическая часть выпускной квалификационной работы включает в себя: план-схема турбинного цеха №3 (отметка 0,000), продольный разрез турбины ВКВ-22-1, технологическая схема ТЦ№3, продольный и поперечный разрезы конденсатора типа КП-1930, схема регулирования вспомогательного и основного оборудования, а также два плаката (научно-исследовательской работы и раздел «Экономики и управление») – формата А1 с применением AutoCAD.

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>			
	<i>Л</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Под</i>	<i>Д</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Курбатова</i>			<i>Ли</i>			<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Пащин</i>			3			112
<i>Реценз.</i>					<i>Реконструкция турбины ВКВ-22-1 и конденсатора КП-1930 путем установки рабочего эжектора на ООО ЧФ "Мечел-Энерго"</i>			<i>Лист</i>
<i>И.</i>		<i>Алабугина</i>						5
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	9
1 ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РЕКОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ, ПУТЕМ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	11
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО РЕКОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ ВКВ-22-1.....	12
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ПЕРЕДОВЫХ РЕШЕНИЙ.....	14
3.1 Турбина паровая конденсационная типа ВКВ – 22 – 1 и ее аналоги..	14
3.2 Конденсатор поверхностного типа КП – 1930 и его аналоги.....	16
3.3 Эжектор пароструйный типа ЭО-50 и его аналоги.....	17
4 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ВКВ-22-1, КОНДЕНСАТОРА КП-1930 И ЭЖЕКТОРОВ ЭО-50 И ЭО-50М.....	19
4.1 Тепловой расчет конденсационной турбины ВКВ-22-1.....	19
4.1.1 Расчет двухвенечной регулирующей ступени паровой турбины типа ВКВ-22-1.....	20
4.1.1.1 Определение окружной скорости и теплопередачи в ступени.....	20
4.1.1.2 Определение давлений за решетками с помощью h-s диаграммы.....	20
4.1.1.3 Определение типа сопловой решетки и выбор ее профиля.....	20
4.1.1.4 Построение треугольников скоростей на входе в рабочую решетку 1-го венца и на выходе из нее.....	21
4.1.1.5 Выбор профиля рабочей решетки 1-го венца.....	21
4.1.1.6 Расчет направляющей решетки.....	24
4.1.1.7 Расчет рабочей решетки 2-го венца.....	26
4.1.1.8 Определение относительного лопаточного КПД.....	29
4.1.2 Расчет потерь пара.....	29
4.1.2.1 Потери пара через диафрагменные уплотнения.....	29
4.1.2.2 Потери пара через надбондажные уплотнения.....	30
4.1.2.3 Потери на трение диска.....	31
4.1.2.4 Потери на выколачивание застойного пара.....	31
4.1.3 Потери мощности на трение.....	31
4.1.4 Потери мощности на вентиляцию пара.....	31
4.1.5 Количество энергии, переводимой в теплоту.....	32
4.1.6 Расчет внутреннего относительного КПД.....	32
4.1.7 Определение мощности ступени.....	32
4.2 Тепловой, конструктивный, компоновочный расчеты конденсатора КП-1930 турбины ВКВ-22-1.....	36
4.3 Газодинамический расчет пароструйных эжекторов ЭО-50 и ЭО-50М	

конденсационной установки КП-1930	48
5 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПАРОСТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА И КОНДЕНСАТОРА НАЦЕЛЕННУЮ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКУЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ НА ПРЕДПРИЯТИИ ООО ЧФ «МЕЧЕЛ-ЭНЕРГО»	54
5.1 Актуальность темы	54
5.2 Состояние вопроса и постановка задачи	54
5.3 Варианты решения поставленной задачи и анализ полученных данных.....	54
5.4 Научная значимость поставленной задачи.....	55
5.5 Рекомендации для сферы энергетики	58
6 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ	54
6.1 Понижение давления пара в конденсаторе до предельно допустимого вакуума	63
6.2 Повысить коэффициент эжекции, путем замены эжектора на модернизированный.....	64
6.3 Оценка энергоэффективности эксегретическим методом КПД оборудования	64
7 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ	54
7.1 Системы охлаждения конденсаторов турбин и тепловое загрязнение водоемов	70
7.2 Сточные воды, загрязненные нефтепродуктами	72
8 АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	74
8.1 Приборы и средства автоматики турбинного цеха №3.....	74
8.2 Технологические защиты, сигнализации и системы автоматического регулирования	78
8.2.1 Технологические защиты турбины	78
8.2.2 Технологическая сигнализация турбины	79
8.2.3 Система автоматического регулирования турбины.....	80
8.3 Современное оборудование и контрольно-измерительные приборы, установленные на ООО ЧФ «Мечел-Энерго».....	80
8.3.1 Оборудование МЭО-250, контролирующее уровень конденсата в конденсаторе	80
8.3.2 КДУ давления пара на уплотнение	81
9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	82
9.1 Анализ основных опасных и вредных факторов в рабочей зоне для персонала.....	82
9.2 Сосуды под давлением	84
9.3 Электробезопасность	85
9.4 Пожаровзрывоопасность	87
10 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ.....	87
10.1 Расчёт капитальных затрат на реконструкцию турбины и	

конденсатора на ООО ЧФ «Мечел-Энерго».....	92
10.2 Расчёт текущих затрат при эксплуатации реконструированной турбины ВКВ-22-1.....	93
10.3 Модель ранжирования проблем энергетической эффективности турбинного цеха №3 на ООО ЧФ «Мечел-Энерго»	93
10.4 Причинно-следственная диаграмма.....	98
10.5 SWOT-анализ вариантов	98
10.6 Пирамида целеполагания предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго»	100
10.7 Модель дерева целей повышения энергетической эффективности	102
10.8 Поле сил реализации проекта	103
10.9 Ленточный график мероприятия по разработке и реализации проекта.....	104
10.10 Основные показатели энергетической и экономической эффективности.....	106
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	107
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	Ошибка! Закладка не определена.
ПРИЛОЖЕНИЯ	
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Процесс расширения пара в регулирующей ступени турбины	107

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время тепловая энергия является одним из важнейших видов энергии. Тепловая энергия является универсальным видом энергии, так как ее можно перевести в любой вид энергии (электричество, привод вспомогательного оборудования и т.д.). Огромным плюсом относится то, что ее можно транспортировать до потребителя по сетям, где ее могут преобразовать в другой вид энергии.

Основным преимуществом ПАО «Мечел» являются тесные связи между предприятиями, объединёнными в единую технологическую цепочку, сбалансированную с точки зрения производства сырья, стали и продукции высоких переделов. Объединив энергоёмкие предприятия, ПАО «Мечел» столкнулось с необходимостью снижения затрат на энергоресурсы для обеспечения производственного цикла. Турбина ВКВ-22-1 является одним из основных источников теплоснабжения на ООО ЧФ «Мечел-Энерго». Это оборудование не отвечает современным требованиям федерального закона [1-3]. Энергетическое хозяйство производит тепловую энергию как для удовлетворения потребностей предприятия, так и для реализации энергетических ресурсов на свободном рынке. Постепенное истощение топливно-энергетических ресурсов приводит к необходимости их рационального использования. Повышение энергетической эффективности вследствие рационального использования топливно-энергетических ресурсов реализуется специальными мероприятиями, такими как: разработка новых технологий, внедрения энергосберегающего оборудования.

Одним из турбоагрегатов предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго» является турбина ВКВ-22-1, являющаяся приводом для компрессора К-3000-61-1. Установленные за турбиной конденсатор и эжектор являются физически и морально устаревшими, они имеют низкую эффективность работы, увеличиваются удельные расходы, а также ремонт и обслуживание оборудования.

Для повышения энергетической эффективности необходима реконструкция оборудования, в результате которой будут решены вопросы энергосбережения и улучшено эффективное использование энергии на нужды предприятия и потребителей [2,3].

Для повышения энергетической эффективности турбоагрегата необходимо заменить устаревший рабочий эжектор и по возможности заменить материал трубок в трубном пучке конденсатора на энергоэффективный. При повышении величины перегрева влечёт уменьшение расхода рабочего пара через сопло эжектора из-за увеличения удельного объёма. При этом рабочий пар более высокой температуры обладает большей энергией и повышает коэффициент инжекции. В конденсаторе установим трубки, которые обеспечат наиболее эффективный теплообмен между теплоносителями в конденсаторе и снижение загрязнений биологическими и минеральными отложениями, что улучшает экономичность работы турбин [4,5].

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Установка нового эжектора и заменой материала на трубном пучке позволит увеличить энергоэффективность и экономичность работы турбины, а также уменьшить расходы топлива на котлы. Вследствие чего повышается коэффициент полезного действия турбоагрегата ВКВ-22-1 и снизятся расходы электрической и тепловой энергии на собственные нужды предприятия.

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		10

1 **ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РЕКОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ, ПУТЕМ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

ООО ЧФ «Мечел – Энерго» был введен в эксплуатацию с 2004 года.

ТЭЦ (теплоэлектроцентраль) является основным производителем электроэнергии и единственным поставщиком пара для технологических нужд комбината (печи, сетевая вода на «Соцгород», сеть ОАО «ЧМК», на доменное дутье для выплавки металла и подачу сжатого воздуха потребителю).

Действия специалистов теплоэлектроцентрали находятся в постоянной зависимости от ситуации на ЧМК в плане производства продукции. В свою очередь, и выплавка и прокатка металла тоже зависят от работы энергетиков. Именно поэтому ТЭЦ называют «энергетическим сердцем» Челябинского металлургического комбината (ЧМК).

В настоящее время, как и прежде, основной задачей ТЭЦ является безаварийное и надежное обеспечение всеми энергоресурсами цехов и производств Челябинского Металлургического комбината (ЧМК) [2].

На ООО ЧФ «Мечел–Энерго» в 1943 году в связи с эвакуацией промышленных предприятий на Урале было установлено современное оборудование для своего времени, которое было рассчитано на работу высоких параметров пара.

На данный момент все оборудование морально и физически устарело, поэтому необходимо произвести реконструкцию оборудования: турбины ВКВ-22-1 (НЗЛ), путем замены материала труб в конденсаторе КП-1930 (НЗЛ) и заменой модернизированного эжектора с ЭО-50 (НЗЛ) на ЭО-50М (КТЗ).

Таким образом, можно увеличить КПД турбины, продлить ее срок службы, улучшить экономичность работы турбины, путем уменьшения расхода рабочего пара, следовательно, повысить энергетическую эффективность на предприятии ООО ЧФ «Мечел–Энерго», а также снизить затраты.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО РЕКОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ ВКВ-22-1

Конденсационная турбина применяются на всех крупных тепловых и атомных электростанциях для привода электрических генераторов, доменных воздуходувок, а также в качестве главных судовых двигателей и др. И поэтому необходимо повысить надежность и энергоэффективность работы металлургического комбината ПАО «Мечел», путем реконструкции турбины ВКВ-22-1.

Данный вопрос был изучен на основе учебников для вузов: «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях» Данилов О.Л., под редакцией А.В. Клименко [4], «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях» Кудинов А.А. [6], «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности инженерных систем и сетей» Пилипено Н.В. [7].

С официальных сайтов были взяты характеристики основного оборудования – паровой турбины ВКВ-22-1 и вспомогательного оборудования: конденсатора паровой турбины КП-1930 и рабочего эжектора ЭО-50, а также взяты аналоги данного оборудования и дополнительная информация об их конструктивных особенностях и принципов работы, эти данные были взяты из источников [8-11].

Для реконструкции конденсационной турбины ВКВ-22-1 потребуется провести тепловой расчет проточной части турбины, которая состоит из 15 ступеней. А расчет паровой турбины был взят из источников «Краткий справочник по паротурбинным установкам» под ред. Шляхина П.Н., Бершадского М.Л. [12], «Паровые и газовые турбины» под ред. Шляхина П.Н. [13], «Паровые турбины» под ред. Шляхина П.Н. [14], «Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин» Щегляев А.В. (Книги 1 и 2) [15-17] были подробно рассмотрены схемы, технические данные, примеры расчета, принцип работы, особенности оборудования для размышления по теме: Реконструкция турбины ВКВ-22-1 и конденсатора КП-1930 путем установки рабочего эжектора на ООО ЧФ "Мечел-Энерго". Методика теплового расчета многоступенчатой конденсационной паровой турбины были приведены в учебном пособии «Паровые турбины» под ред. Шляхина П.Н. [14] и «Паровые и газовые турбины» под ред. Шляхина П.Н. [13]. Далее произведен расчет конденсатора паровой турбины ВКВ-22-1 по учебнику для вузов «Краткий справочник по паротурбинным установкам» под ред. Шляхина П.Н., Бершадского М.Л. [12] и «Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок» Бродов Ю.М., К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн, под общей редакцией Ю.М. Бродов [18]. Затем необходимо было произвести расчет пароструйного эжектора по учебным пособиям: «Краткий справочник по паротурбинным установкам» под ред. Шляхина П.Н., Бершадского М.Л. [12] и «Расчет струйных аппаратов» В.Л. Софронов, И.Ю. Русаков, Т.В. Ощепкова [19].

Вопрос в части «Экологии» о водоснабжении предприятия ООО ЧФ «Мечел–Энерго» был разобран иных литературных источниках: «Промышленные тепловые электростанции» Соколов Е.Я. [20], «Тепловые и атомные электростанции» Стерман Л.С. [21], «Водоснабжение и водоотведение

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

промышленных предприятий» Фокина В.М. [22] и «Оборотное водоснабжение промышленных предприятий» Шабалин А.Ф. [23].

Наиболее подходящими литературными источниками в научно-исследовательской работе были «Построение расчетных характеристик пароструйного эжектора для оптимизации работы конденсационной установки ТЭЦ» Т.А. Барбасова, И.Е. Вахромеев, П.Н. Дивнич, Д.А. Шнайдер, «Струйные аппараты» Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер, «Расчет струйных насосов и установок» Л.Г. Подвидз, Ю.Л. Кирилловский, «Надёжность пароструйных эжекторов паротурбинных установок ТЭС» Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Хае С.И [24-27] (по НИР).

По вопросу автоматизации основными литературными источниками являлись книги: «Проектирование функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования» А.В. Волошенко, Д.Б. Горбунов [28] и «Автоматическое регулирование объектов теплоэнергетики» Липатников Г.А. [29], а также «автоматическое управление и защита теплоэнергетических установок» Плетнев Г.П. [30].

В разделе «Безопасности жизнедеятельности» в пособии «Безопасность жизнедеятельности» Палатинская И.П. [31] приведены основные понятия о электробезопасности, оборудование под давлением, вредные факторы профессии оператора турбин, а также пожаровзрывоопасности на основе нормативных документов.

В части «Экономика и управление» был произведен экономический расчет на основе выпускной квалификационной работы по методическому пособию: «Экономико–управленческая часть выпускных квалификационных работ для направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» Алабугин А.А. и Р.А. Алабугина [32].

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Таблица 3.1 – Основные параметры и характеристики турбин [2, 33,34]

Основные параметры и характеристики оборудования	НЗЛ ВКВ – 22 – 1 (Россия)	SIEMENS SST-150 (Германия)	Shin Nippon Machinery C5 (Япония)
Назначение	Одноцилиндровая, конденсационная, высокого давления	Одноцилиндровая, конденсационная, высокого давления	Многоступенчатая конденсационная, с давлением вакуума на выхлопе турбины
Выходная мощность, МВт	до 20	до 20	до 20
Частота вращения турбины, об/мин	2500 – 3500	до 13 300	до 9800
Давление на входе, МПа	9	до 10,3	до 13
Температура на входе, °С	535	до 505	до 550
Давление на выходе (конденсационная турбина), МПа	0,005	до 0,025	до 0,025
Температура на выходе (конденсационная турбина), °С	60	–	–
Стоимость, тыс.руб	3 338,00	5 574,00	5 822,00

Выводы: Все три турбины (в таблице 3.1) схожи по нескольким параметрам: выходная мощность, которая достигается у них до 20 МПа и каждая из них конденсационного типа.

Все мы знаем, что конденсационная турбина – паровая турбина, в которой рабочий цикл заканчивается конденсацией пара.

Одним из главных преимуществ конденсационных турбин по сравнению с любым другим двигателем является возможность получения в одной установке большой мощности (до 1200 МВт и более).

Одним из основных способов достижения высокого термического КПД паротурбинной установки является понижение параметров пара за турбиной.

С понижением давления и температуры отработавшего в турбине пара уменьшается количество теплоты, передаваемой холодному источнику, что, как известно из термодинамики, при неизменных параметрах свежего пара повышает мощность турбины (за счет увеличения теплоперепада на нее) и экономичность цикла в целом. Поэтому мы не будем заменять данное оборудование аналогами.

Но, не смотря на этот недостаток, у SST-150 и C5 есть свои преимущества:

- Малое время запуска.
- Высокая эффективность в широком диапазоне расхода.
- Защита лопаток от резонанса обеспечивает высокую надежность.
- Проверенные на практике конструктивные решения.
- Удобный доступ ко всем узлам турбины снижает затраты на техническое обслуживание.

А также многоступенчатая конденсационная турбина (С5), с давлением вакуума на выходе турбины, является высокоэффективной, высокопроизводительной моделью, способной обеспечить полное преобразование тепловой энергии пара в скорость без каких-либо потерь [2, 33,34].

3.2 Конденсатор поверхностного типа КП – 1930 и его аналоги

Конденсатор КП-1930 применяется на предприятии ОО ЧФ «Мечел-Энерго» в качестве теплообменника, который охлаждает отработавший пар, превращая его в конденсат (воду). Для наибольшей эффективности теплообмена между теплоносителями в конденсаторе, поэтому необходимо рассмотреть аналоги данного оборудования в таблице 3.2 [2,35].

Таблица 3.2 – Основные параметры и характеристики конденсаторов [2,35]

Тип	КП – 1930	КП – 2500	КП – 1650
1	2	3	4
Завод-изготовитель	НЗЛ, г. Ленинград	КТЗ, г. Калуга	КТЗ, г. Калуга
Характеристика конденсатора	поверхностный, разделен по воде на две половины	поверхностный, разделен по воде на две половины	поверхностный, разделен по воде на две половины
Поверхность охлаждения, м ³	1930	2500	1650
Число ходов воды, шт	2	2	2
Материал трубок	МНЖ 5-1 (ТК-1,2,4)	латунь ЛО-70-1, либо сплав МНЖ-5-1	латунь ЛО-70-1, либо сплав МНЖ-5-1
Число трубок, шт	5984	5094	3588
Диаметр трубок, мм	19×1	22/20	22/20
Расход охлаждающей воды, м ³ /час	4900	6400	4600
Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, м.вод.ст.	4,6	6,6	6,1
Рабочее давление воды, МПа	0,2-0,25	0,4	0,2
Температура охлаждающей воды, °С	25	20	20

Продолжение таблицы 3.2

4 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ВКВ-22-1, КОНДЕНСАТОРА КП-1930 И ЭЖЕКТОРОВ ЭО-50 И ЭО-50М

4.1 Тепловой расчет конденсационной турбины ВКВ-22-1

Паровая турбина ВКВ-22-1 предназначена для непосредственного привода компрессора К-3000-61-1. Турбина активная, одноцилиндровая, конденсационная. Фланцы горизонтального разъема цилиндра имеют в передней части камеры, в которые подводится пар от паропровода 3,3 МПа для прогрева фланцев и снятия с фланцев тепловых напряжений при пуске турбины. Ротор турбины имеет 16 рабочих дисков: первый диск – ступень скорости (двухвенечный диск Кертиса) и 15 дисков – ступени давления. Вал ротора – гибкий, критическое число оборотов около 1700 об/мин, направление вращения ротора – по часовой стрелке, если смотреть на турбину со стороны подвода пара в турбину. Подвод пара в проточную часть турбины осуществляется шестью регулирующими клапанами, которые открываются последовательно и увеличивают при этом пропуск пара в сопловую часть турбины. Проточная часть турбины образуется сопловым аппаратом, направляющим аппаратом, облопаченной частью колес ротора и лопатками диафрагм. Проточная часть служит для преобразования и использования энергии пара. Для повышения экономичности установки в турбине предусмотрено шесть нерегулируемых отборов пара для подогрева конденсата и питательной воды. Первый отбор пара выполнен после первой ступени турбины станц. №1 и после второй ступени турбины станц. №2,3,4,5 и используется на собственные нужды пара средних параметров. Второй и третий отборы пара по условиям эксплуатации заглушены. Четвертый отбор пара после 8-й ступени, пятый отбор после 10-й ступени и шестой отбор после 13-й ступени используются на подогреватели низкого давления для подогрева собственного конденсата турбины. Дренажи паропроводов отбора пара каскадно через шайбы направлены в конденсатор [2]. В таблице 4.1.1 имеются расчетные данные для теплового расчета турбины ВКВ-22-1.

Таблица 4.1.1 – Расчетные данные паровой турбины [2]

Тип	ВКВ-22-1
1	2
Завод-изготовитель	НЗЛ, г. Ленинград
Характеристика турбины	одноцилиндровая, конденсационная, высокого давления
Диапазон рабочих чисел оборотов, об/мин	2500-3500
Тип ротора	гибкий
Критическое число оборотов ротора, об/мин	1700
Число ступеней, шт	16

Продолжение таблицы 4.1.1

1	2
Ступень скорости, шт	1
Ступени давления, шт	15
Тип концевых уплотнений	лабиринтовые
Направление вращения ротора	по часовой стрелке (по ходу пара)
Предельная температура пара в выходной части турбины, °С	60
Давление пара в конденсаторе, МПа	0,005
Давление свежего пара, МПа	9
Температура свежего пара, °С	535
Мощность на муфте, кВт	14200-17000
Число оборотов	$n=3500 \text{ об/мин}=58,33 \text{ с}^{-1}$
Расход пара на турбину при регенерации по схеме НЗЛ	$G=85 \text{ т/ч}=21,42 \text{ кг/с}$
Максимальная температура охлаждения воды, при которой обеспечивается максимальная мощность 20500 кВт при $P=9 \text{ МПа}$, и $T=535^\circ\text{C}$, °С	33
Мощность, кВт	20500

Потери давления в клапанах 5%. Угол входа пара в сопловые каналы $\alpha_1=16^\circ$. Степень реакции: на рабочих лопатках 1-го венца $\rho_1=0,05$, на направляющих лопатках $\rho_n=0,08$, на рабочих лопатках 2-го венца $\rho_2=0,02$. Коэффициенты потерь скорости: $\varphi=0,95$; $\psi=0,88$. Степень парциальности пуска пара в ступень $\varepsilon=0,4$. Средний диаметр $d_{cp}=0,95$ м. Коэффициенты расхода: для сопловой решетки $\mu_{1c}=0,97$; для рабочих и направляющей решеток $\mu_2=0,94$. Формула проточной части турбины: ЧВД-1-6 ступеней, ЧСД- 7-13 ступеней, ЧНД-14-16 ступеней (К+15Д) [2].

4.1.1. Расчет двухвенечной регулирующей ступени паровой турбины типа ВКВ-22-1

Конденсационные паровые турбины служат для превращения максимально возможной части теплоты пара в механическую работу. Они работают с выпуском (выхлопом) отработавшего пара в конденсатор, в котором поддерживается вакуум (отсюда возникло наименование).

Конденсационные турбины бывают стационарными и транспортными.

Первая ступень в турбинах с сопловым парораспределением работает с переменной парциальностью при изменении расхода пара и называется регулирующей. Так как первая ступень расположена в турбине в части высокого

давления, следовательно исходя из формулы проточной части для ЧВД (К+1Д) можно считать, что регулирующая ступень – двухвенечная (Рисунок 1) [12-15].

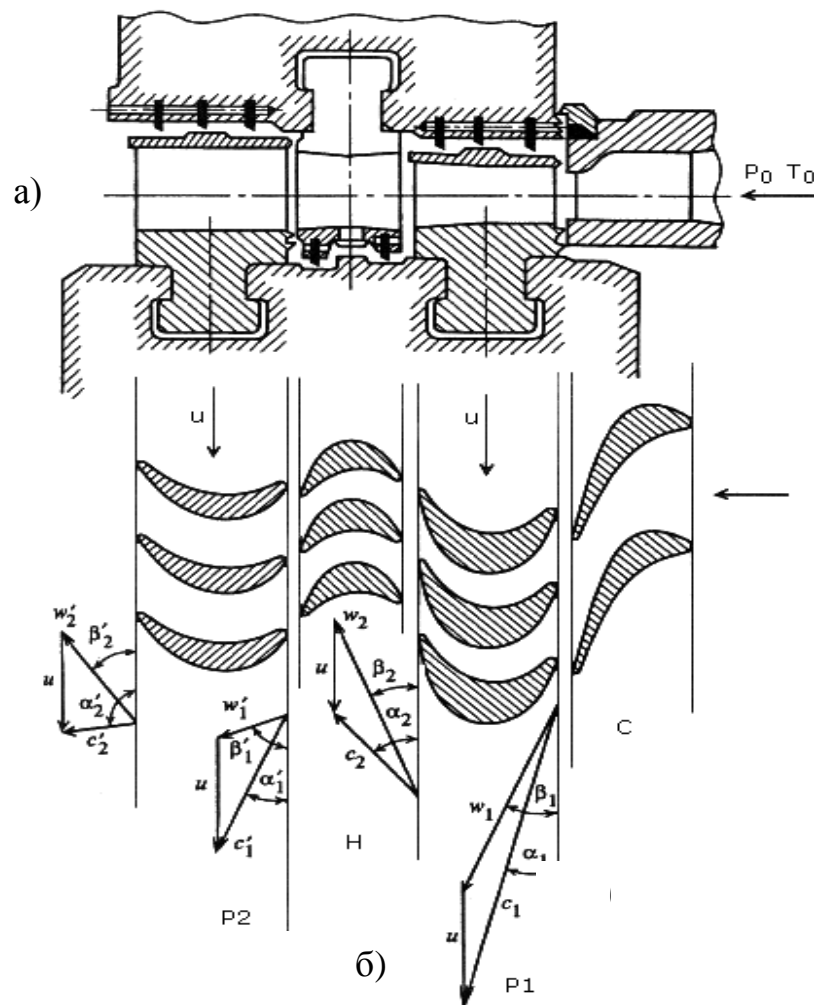


Рисунок 1 – Двухвенечная ступень скорости:
а) проточная часть; б) треугольники скоростей и профили лопаток

4.1.1.1 Определение окружной скорости и теплопередачи в ступени

Окружная скорость определяется по формуле (4.1.1):

$$u = \pi d_{cp} n; \quad (4.1.1)$$

$$u = 3,14 \cdot 0,95 \cdot 58,33 = 174 \text{ м/с.}$$

Определяем фиктивную скорость c_φ , м/с по формуле (Продолжение таблицы 4.1.2):

$$c_\varphi = \frac{u}{0,24}; \quad (4.1.2)$$

$$c_{\varphi} = \frac{174}{0,24} = 725 \text{ м/с};$$

Находим общий теплоперепад по формуле (4.1.3):

$$H_0 = \frac{c_{\varphi}^2}{44,72^2}; \quad (4.1.3)$$

$$H_0 = \frac{725^2}{2000} = 262,8 \text{ кДж/кг.}$$

4.1.1.2 Определение давлений за решетками с помощью h-s диаграммы

Начальная энтальпия пара - $i_0 = 3470$ кДж/кг.

Начальная энтальпия с учетом потерь давлений в клапанах - $i_0^* = 3470$ кДж/кг.

Реактивность на лопатках принимаем: $p_1 = 5\%$ - на первом венце, $p_n = 8\%$ - на направляющих, $p_2 = 2\%$ - на втором венце.

Тепловые перепады на лопатках ступени по формулам:

1) $h_c = [1 - (0,05 + 0,08 + 0,02) \cdot 262,8] = 223,4$ кДж/кг – в соплах;

2) $h_{p1} = 0,05 \cdot 223,4 = 11,17$ кДж/кг – на рабочих первого венца;

3) $h_n = 0,08 \cdot 223,4 = 17,872$ кДж/кг – на направляющих;

4) $h_{p2} = 0,02 \cdot 223,4 = 4,468$ кДж/кг – на рабочих второго венца;

Нанесем тепловые перепады на $i-s$ – диаграмму (Приложение А) и найдем давления, определены их значения:

1) за соплами $p_1 = 52$ бар;

2) за рабочими лопатками первого венца $p_3 = 49$ бар;

3) за направляющими лопатками $p_4 = 47$ бар.

4) давление за ступенью $p_2 = 45$ бар

4.1.1.3 Определение типа сопловой решетки и выбор ее профиля

Отношение давлений по формуле (4.1.4): $\frac{p_1}{p_0^*} = \frac{52}{85,5} = 0,61 > v_{кр}$. (4.1.4)

Из формулы (4.1.4) следует, что скорости пара по выходе из сопл ниже критических. Сопловая решетка – суживающаяся.

Скорость на выходе из сопловой решетки по формуле (4.1.5):

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$c_1 = 44,72 \cdot \varphi \sqrt{h_c} = 44,72 \cdot 0,955 \sqrt{223,4} = 638,3 \frac{\text{М}}{\text{с}}; \quad (4.1.5)$$

Теоретическая скорость пара на выходе из сопловой решетки определяется по формуле (4.1.6):

$$c_{1t} = \frac{c_1}{\varphi} = 668,4 \text{ м/с}. \quad (4.1.6)$$

Определим потери с выходной скорости за сопловой решеткой по формуле (4.1.7):

$$h_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{668,38^2}{2} - \frac{638,3^2}{2} = 19,66 \text{ кДж/кг} \quad (4.1.7)$$

Удельный объём за сопловой решеткой из h-s диаграммы $v_1 = 0,069 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Число Маха по формуле (4.1.8):

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{c_1}{\sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot 10^6}}, \quad (4.1.8)$$

$$M_1 = \frac{638,3}{\sqrt{1,3 \cdot 47 \cdot 0,069 \cdot 10^6}} = 0,31$$

Сопловая решетка – дозвуковая, профиль – С-90-15А (Рисунок 2).

Из атласа профилей определяем геометрические размеры сопловой решетки: относительный шаг решетки $t = 0,735 \text{ м}$; хорда профиля $b_1 = 0,05146 \text{ м}$; $\alpha_{1\varphi} = 15^\circ$.

Шаг решетки t_1 , м, по формуле (4.1.9):

$$t_1 = \bar{t} \cdot b_1; \quad (4.1.9)$$

$$t_1 = 0,735 \cdot 0,05146 = 0,0378 \text{ м}.$$

Ширина решетки B_1 , м, по формуле (4.1.10):

$$B_1 = \sqrt{b_1^2 - t_1^2}; \quad (4.1.10)$$

$$B_1 = \sqrt{0,05146^2 - 0,0378^2} = 0,034 \text{ м}.$$

Высота выходных кромок сопловой решетки l_1 , м, по формуле (4.1.11):

$$l_1 = \frac{G \cdot v_1}{\varepsilon \cdot \pi \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{1\phi} \cdot d_{cp}}, \quad (4.1.11)$$

где ε – степень парциальности впуска – отношение длины дуги, занятой сопловой решеткой, к длине всей окружности ступени на среднем диаметре облопатывания, принимается $\varepsilon = 0,5$. Сопловая дозвуковая решетка на рисунке 2 [17].

$$l_1 = \frac{21,42 \cdot 0,0695}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 638,3 \cdot \sin 15^\circ \cdot 0,95} = 0,006042 \text{ м} = 6,04 \text{ мм.}$$

Число сопловых каналов определим по формуле (4.1.12):

$$z_c = \frac{\varepsilon \cdot \pi \cdot d_{cp}}{t_1}; \quad (4.1.12)$$

$$z_c = \frac{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,95}{0,0378} = 40 \text{ штук.}$$

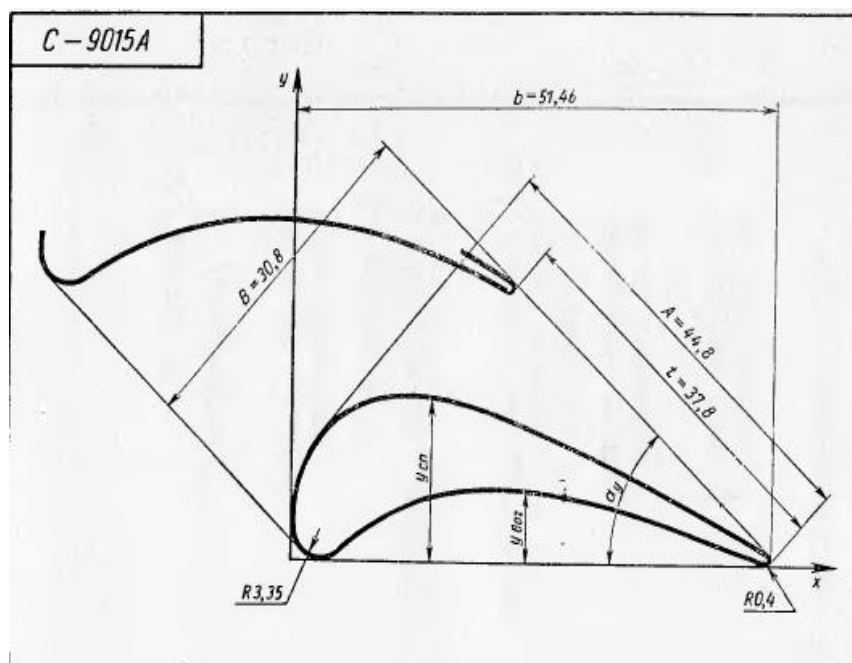


Рисунок 2 – Профиль сопловой решетки С-90-15А

4.1.1.4 Построение треугольников скоростей на входе в рабочую решетку 1-го венца и на выходе из нее

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

Лист

24

Из треугольника скоростей (рисунок 3) на входе в рабочую решетку 1-го венца определяем относительную скорость ω_1 с учетом того, что $1 \text{ мм} - 10 \text{ м/с}$ и величину угла между окружной скоростью и относительной: $\omega_1 = 490 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, $\beta_1 = 21^\circ$, ($\alpha_1 = 16^\circ$ принят по оценке).

Относительная скорость пара по выходе из каналов рабочих лопаток первого венца, определяется по формуле (4.1.13):

$$\omega_2 = 44,72 \cdot 0,88 \cdot \sqrt{\frac{490^2}{2000} + 19,66} = 465,15 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (4.1.13)$$

где принят $\psi = 0,88$ принят;

$$\beta_2 = \text{Sin}^{-1}\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \text{Sin}\beta_1\right) = 22,8^\circ.$$

Из треугольника скоростей получаем: $c_2 = 315,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ и $\alpha_2 = 35^\circ$.

Построим треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочей решетки 1-го венца (Рисунок 3).

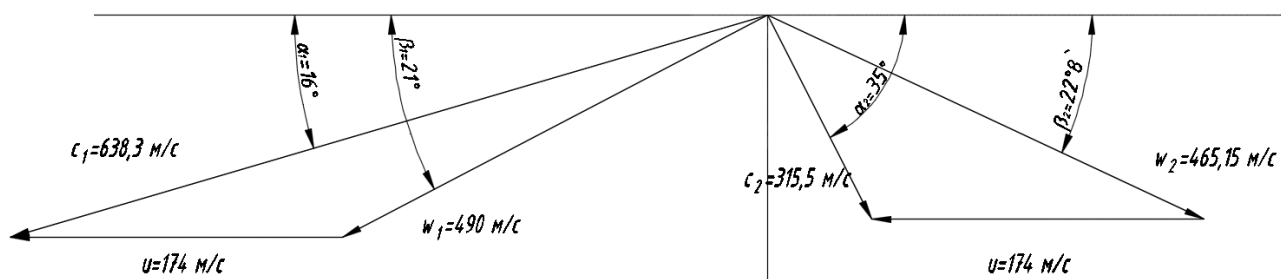


Рисунок 3 – Треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочей решетки 1-го венца

4.1.1.5 Выбор профиля рабочей решетки 1-го венца

Теоретическая относительная скорость на выходе из рабочей решетки первого ряда по формуле (4.1.14):

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \omega_{2t} \cdot \psi, \\ \omega_{2t} &= 358,5 \text{ м/с} \end{aligned} \quad (4.1.14)$$

где ω_{2t} – относительная теоретическая скорость выхода потока пара из рабочей

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР				

решетки по формуле (4.1.15):

$$\Delta H_{p1} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{\omega_{2t}^2}{2}, \quad (4.1.15)$$

$$\Delta H_{p1} = 14,5 \text{ кДж/кг.}$$

Находим удельный объем за рабочей решеткой $v_1=0,072 \text{ м}^3/\text{кг}$.
Число Маха определяется по формуле (4.1.16):

$$M_{2t} = \frac{\omega_{2t}}{a_2}, \quad (4.1.16)$$

$$M_{2t} = \frac{358,5}{\sqrt{1,3 \cdot 44 \cdot 0,072 \cdot 10^6}} = 0,18.$$

Рабочая решетка – дозвуковая, профиль – Р-35-25А (Рисунок 4).

Из атласа профилей определяем геометрические размеры сопловой решетки: относительный шаг решетки $\bar{t}_2=0,735$ м; хорда профиля $b_2=0,0254$ м; шаг решетки $t_2=0,65$, $\beta_{2\phi}=22,8^\circ$.

Шаг решетки t_2 , м определяется по формуле (4.1.17):

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2; \quad (4.1.17)$$

$$t_2 = 0,735 \cdot 0,0254 = 0,0187 \text{ м.}$$

Ширина решетки B_2 , м, определяется по формуле (4.1.18):

$$B_2 = \sqrt{b_2^2 - t_2^2}; \quad (4.1.18)$$

$$B_2 = \sqrt{0,0254^2 - 0,0187^2} = 0,017 \text{ м.}$$

Высота рабочих лопаток по ходу потока пара l_2 , м, определяется по формуле (4.1.19):

$$l_2 = \frac{G \cdot v_2}{\varepsilon \cdot \pi \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta_{2\phi}}; \quad (4.1.19)$$

$$l_2 = \frac{21,42 \cdot 0,072}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 465,15 \cdot \sin 22,8^\circ} = 48,2 \text{ мм,}$$

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

где $l_2 = l_1 + \Delta l = 48,2 + 3 = 51,2$ мм.

Величина перекрышки принимаем $\Delta l = 3$ мм. Рабочая решетка – дозвуковая, профиль – P-35-25A (Рисунок 4) [17].

Проходная площадь горловых сечений рабочей решетки первого ряда, по формуле (4.1.20):

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot c_{1t}} = 0,00353 \text{ м}^2 \quad (4.1.20)$$

Число каналов рабочей решетки, определяется по формуле (4.1.21):

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{\bar{t}_2 \cdot b_2}; \quad (4.1.21)$$

$$z_c = \frac{3,14 \cdot 0,95}{0,735 \cdot 0,0254} = 158 \text{ штук.}$$

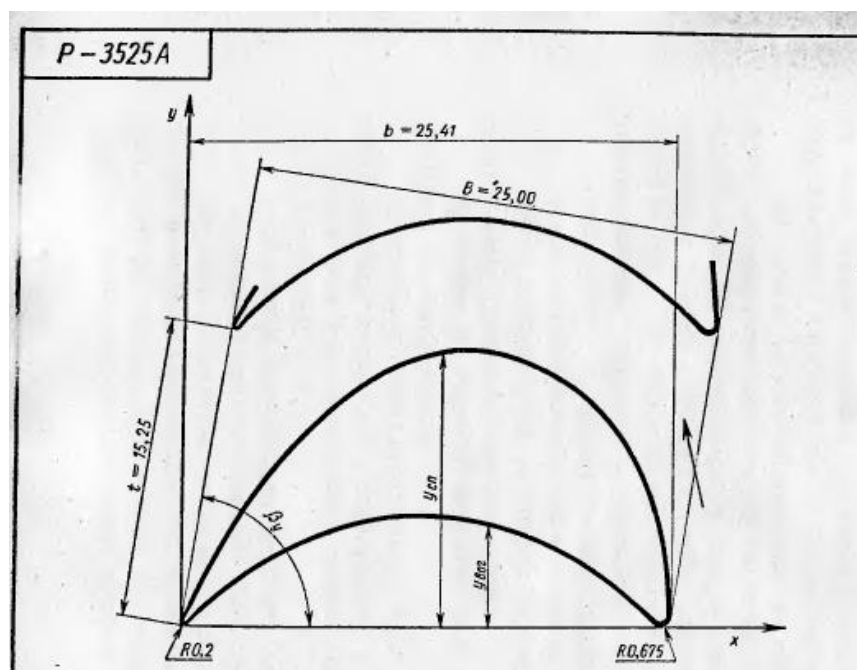


Рисунок 4 – Профиль рабочей решетки P-35-25A

4.1.1.6. Расчет направляющей решетки

Определяем удельный объем на выходе из направляющей решетки $v_1 = 0,074 \text{ м}^3/\text{кг}$. Теоретическая относительная скорость на выходе из направляющей решетки ряда по (4.1.22):

$$c_{1r}^{\wedge} = \sqrt{2H_n + c_2^2} = 315,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (4.1.22)$$

Тогда скорость $c_{1r}^{\wedge} = 315,6 \cdot 0,95 = 299,82 \text{ м/с}$.

Число Маха определяется по формуле (4.1.23):

$$M_{1r}^{\wedge} = \frac{c_{1r}^{\wedge}}{a_1^{\wedge}} = 0,16. \quad (4.1.23)$$

Проходная площадь горловых сечений каналов направляющей решетки, определяется по формуле (4.1.24):

$$F_n = \frac{G \cdot v_1^{\wedge}}{\mu_n \cdot c_1^{\wedge}} = 0,00534 \text{ м}^2. \quad (4.1.24)$$

Принимая перекрышку рабочих лопаток первого ряда $\Delta l = 4 \text{ мм}$, определяем высоту направляющих лопаток:

$$l_3 = l_2 + \Delta l = 51,2 + 4 = 55,2 \text{ мм}.$$

Угол выхода потока, определяется по формуле (4.1.25):

$$\alpha_1^{\wedge} = \text{Sin}^{-1} \left[\frac{F_n}{\pi d \varepsilon l_3} \right] = 4^{\circ} 25^{\wedge} \quad (4.1.25)$$

По углу α_1^{\wedge} и числу M_{1r}^{\wedge} выбран по атласу профиль (Рисунок 5) направляющей лопатки Р-23-14А. Хорда профиля принята $b_n = 0,02595 \text{ м}$, относительный шаг $\bar{t}_n = 0,7 \text{ м}$.

Шаг решетки t_2 , м, определяется по формуле (4.1.26):

$$t_n = \bar{t}_n \cdot b_n; \quad (4.1.26)$$

$$t_2 = 0,7 \cdot 0,02595 = 0,0182 \text{ м}.$$

Ширина решетки B_2 , м, определяется по формуле (4.1.27):

$$B_n = \sqrt{b_n^2 - t_n^2}; \quad (4.1.27)$$

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$B_2 = \sqrt{0,02595^2 - 0,0182^2} = 0,026 \text{ м.}$$

Число каналов направляющей решетки, определяется по формуле (4.1.28):

$$z_n = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_n \cdot b_n}; \quad (4.1.28)$$

$$z_n = \frac{3,14 \cdot 0,95}{0,7 \cdot 0,02595} = 164 \text{ штуки.}$$

Учитывая растекание потока за рабочей решеткой, а также изменение расположения струи пара за рабочими лопатками при изменении отношения скоростей в переменных режимах работы, примем число каналов направляющей решетки увеличенным на 2 по сравнению с расчетным, т.е. $z_n=82$ штуки.

По углу α_1 и числу M_{1r} выбран по атласу профиль (Рисунок 5) направляющей лопатки Р-23-14А [17].

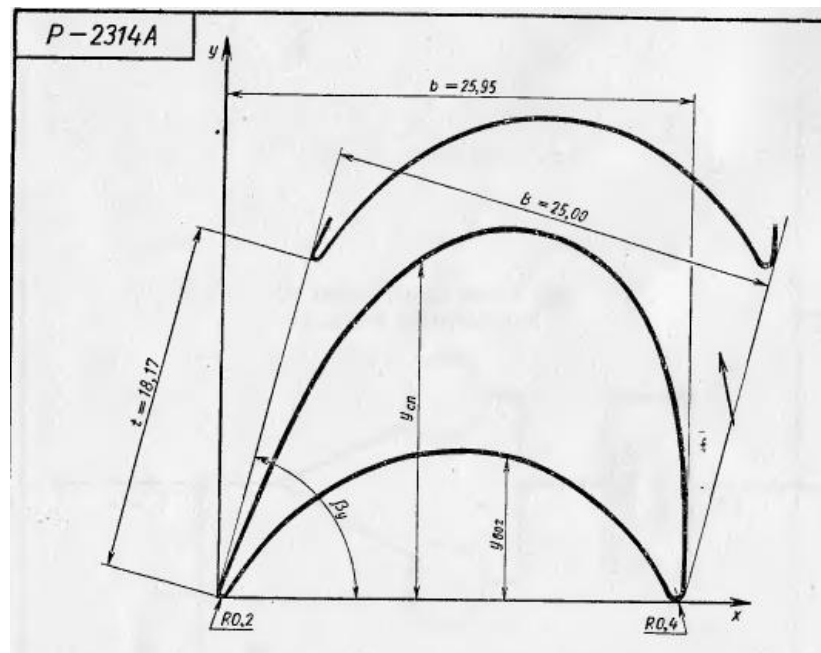


Рисунок 5 – Профиль рабочей решетки Р-23-14А

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

4.1.1.7 Расчет рабочей решетки 2-го венца

Построим треугольник скоростей на выходе из направляющей решетки: откладываем вектор $c_1 = 299,82 \text{ м/с}$ под углом $\alpha_1 = 4^\circ$ к направлению окружной скорости u . Из этого треугольника: вектор скорости $\omega_1 = 130 \text{ м/с}$ и угол направления этой скорости $\beta_1 = 8^\circ$.

Откладываем на h - s диаграмме потери на направляющей решетке, по формуле (4.1.29):

$$\Delta H_n = (1 - \psi_n^2) \cdot \frac{c_{1t}^2}{2}, \quad (4.1.29)$$

$$\Delta H_n = 35,6 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическая относительная скорость на выходе из рабочей решетки второго ряда, определим по формуле (4.1.30):

$$\omega_{2t} = \sqrt{2H_{p2} + \omega_1^2} = 130,03 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (4.1.30)$$

Тогда скорость $\omega_2 = 117,027 \text{ м/с}$.

Определим потери энергии на рабочей решетке 2-го венца, определим по формуле (4.1.31):

$$\Delta H_{p2} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{\omega_{2t}^2}{2}, \quad (4.1.31)$$

$$\Delta H_{p2} = 14,7 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем за рабочей решеткой $v_2 = 0,079 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Число Маха, найдем по формуле (4.1.32):

$$M_{2t} = \frac{\omega_{2t}}{a_2}, \quad (4.1.32)$$

$$M_{2t} = \frac{130,03}{\sqrt{1,3 \cdot 39 \cdot 0,079 \cdot 10^6}} = 0,065.$$

Проходная площадь горловых сечений каналов направляющей решетки, находится по формуле (4.1.33):

$$F_2 = \frac{G \cdot v_2}{\mu \cdot \omega_2} = 0,01538 \text{ м}^2 \quad (4.1.33)$$

Принимая перекрышку рабочих лопаток первого ряда $\Delta l = 5$ мм, определяем высоту направляющих лопаток:

$$l_4 = l_3 + \Delta l = 55,2 + 5 = 59,2 \text{ мм.}$$

Угол выхода потока, определяется по формуле (4.1.34):

$$\beta_1 = \text{Sin}^{-1} \left[\frac{F_2}{\pi d l_4} \right] = 10^\circ \quad (4.1.34)$$

По углу β_2 и числу M_{zt} выбран по атласу профиль (Рисунок 6) направляющей лопатки Р-23-14А. Хорда профиля принята $b_H = 0,02595$ м, относительный шаг $\bar{t}_H = 0,7$ м.

Число лопаток в рабочей решетке второго ряда по всей окружности рабочего колеса, находится по формуле (4.1.35):

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{\bar{t}_2 \cdot b_2}; \quad (4.1.35)$$

$$z_H = \frac{3,14 \cdot 0,95}{0,7 \cdot 0,02595} = 164 \text{ штуки.}$$

По углу β_2 и числу M_{zt} выбран по атласу профиль (Рисунок 6) направляющей лопатки Р-23-14А [17].

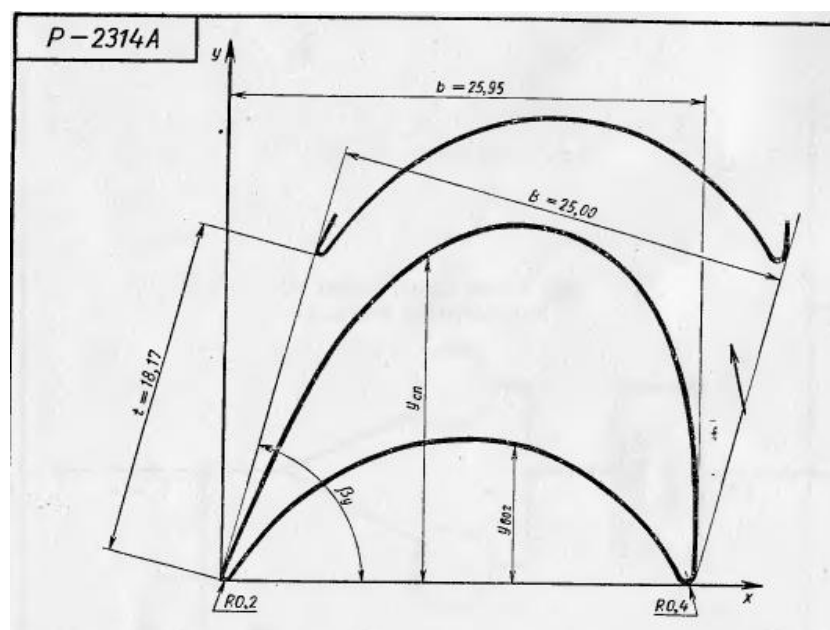


Рисунок 6 – Профиль рабочей решетки Р-23-14А

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

Лист

31

Построим треугольник скоростей (Рисунок 7) на выходе из рабочей решетки второго ряда: откладываем вектор $w_2 = 117,027$ м/с под углом $\beta_2 = 10^\circ$ к направлению, противоположному окружной скорости u . Из этого треугольника: вектор скорости $c_2 = 25$ м/с под углом $\alpha_2 = 90^\circ$.

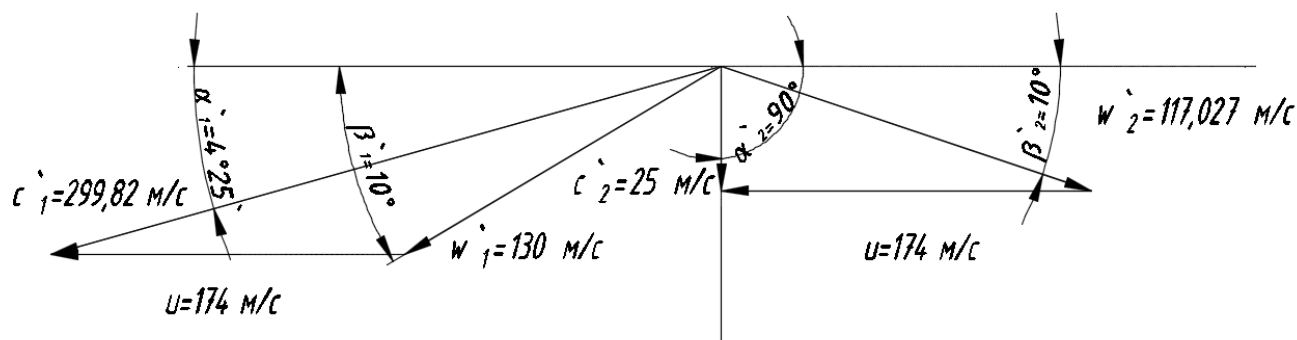


Рисунок 7 – Треугольники скоростей на входе в рабочую решетку 2-го венца и на выходе из нее

4.1.1.8 Определение относительного лопаточного КПД

Потери с выходной скоростью из ступени, определим по формуле (4.1.36):

$$\Delta H_{в.с.} = \frac{c_2^2}{2} = 0,3125 \text{ кДж/кг.} \quad (4.1.36)$$

Работа, совершаемая в ступени определяется по формуле (4.1.37):

$$l = H_0 - \Delta H_c - \Delta H_{p1} - \Delta H_n - \Delta H_{p2} - \Delta H_{в.с.} = 178,03 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.1.37)$$

Относительный лопаточный КПД, определяется по формуле (4.1.38):

$$\eta_{о.л.} = \frac{l}{H_0} = 0,677 \quad (4.1.38)$$

4.1.2 Расчет потерь пара

4.1.2.1 Потери пара через диафрагменные уплотнения

Определяются по формуле (4.1.39)

$$\xi_{y1} = \frac{\mu_{1y} \cdot F_{1y}}{\mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{z_{1y}}} \cdot \eta_{ол}, \quad (4.1.39)$$

где $\mu_{1y}=0,74$ – коэффициент расхода пара в зазоре диафрагменного уплотнения,
 F_{1y} – площадь кольцевого зазора уплотнения, находится по формуле (4.1.40):

$$F_{1y} = \pi d_{1y} \delta_{1y}, \quad (4.1.40)$$

$$F_{1y} = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,0005 = 7,85 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

Найдем F_1 – выходное сечение суживающегося сопла, определяется по формуле (4.1.41):

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1r}}{\mu_1 \cdot c_{1r}}, \quad (4.1.41)$$

$$F_1 = 0,002988 \text{ м}^2,$$

где $v_{1r} = 0,069$, отсюда $z_{1y}=8$ – число гребней в уплотнении, отсюда найдем по формуле (4.1.42):

$$\xi_{y1} = \frac{\mu_{1y} \cdot F_{1y}}{\mu_2 \cdot F_2 \cdot \sqrt{z_{1y}}} \cdot \eta_{ол} = 0,073\%.$$

4.1.2.2 Потери пара через надбондажные уплотнения

$$\xi_{y2} = \frac{\mu_{2y} \cdot F_{2y}}{\mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{z_{2y}}} \cdot \eta_{ол}, \quad (4.1.42)$$

где F_{2y} – площадь кольцевого зазора уплотнения, находится по формуле (4.1.43):

$$F_{2y} = \pi(d_{cp} + l_{1p})\delta_{2y}, \quad (4.1.43)$$

где $\mu_{2y}=0,74$ – коэффициент расхода пара в зазоре надбондажного уплотнения,
 $z_{2y}=4$ – число гребней, а $\delta_{2y}=0,001$ м.

1) Потери пара через надбондажные уплотнения рабочей решетки 1-го венца:

$$\xi_{y2} = 0,35\%$$

2) Потери пара через надбондажные уплотнения направляющей решетки:

$$\xi_{y2} = 0,3\%$$

3) Потери пара через надбондажные уплотнения рабочей решетки 2-го венца:

$$\xi_{y2} = 0,015\%$$

Следовательно, потери пара через надбондажные уплотнения составят:

$$\xi_{y2} = 0,665\%$$

4.1.2.3 Потери на трение диска

Определим потери на трение по формуле (4.1.44):

$$\xi_{mp} = k_{mp} \cdot \frac{d_{cp}}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3, \quad (4.1.44)$$

где $k_{mp} = 0,00045$ -коэффициент трения пара о диск;

$$\xi_{mp} = 0,00197.$$

4.1.2.4 Потери на выколачивание застойного пара

Определим потери на выколачивание застойного пара по формуле (4.1.45):

$$\xi_n \approx 0,42 \cdot \frac{B_2}{\varepsilon \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_{1\text{эф}}} \cdot \frac{u}{c_\phi} = 0,063\% \quad (4.1.45)$$

4.1.3 Потери мощности на трение

Определим потери мощности на трение по формуле (4.1.46):

$$N_{mp} = \beta \cdot d_{cp}^2 \cdot \left(\frac{u}{100} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{g}, \quad (4.1.46)$$

где $\beta=8,5$ – коэффициент, зависящий от расстояния между диском и стенками камеры (соседними диафрагмами), меньшее значение – при небольших расстояниях, большее – при больших расстояниях [12-15].

$$N_{mp} = 66,68 \text{ кВт.}$$

4.1.4 Потери мощности на вентиляцию пара

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Найдем потери мощности на вентиляцию пара по формуле (4.1.47):

$$N_e = 480 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (l_{1p} + l_{2p}) \cdot d_{cp} \cdot \left(\frac{u}{100}\right)^3 \cdot \frac{\rho}{g}; \quad (4.1.47)$$

$$N_e = 167,85 \text{ кВт.}$$

4.1.5 Количество энергии, переводимой в теплоту

Найдем количество энергии, переводимой на теплоту пара по формулам (4.1.48) и (4.1.49):

$$\Delta h_{N_{mp}} = \frac{N_{mp}}{G}; \quad (4.1.48)$$

$$\Delta h_{N_{mp}} = \frac{66,68}{21,42} = 3,11 \text{ кДж/кг.}$$

$$\Delta h_{N_e} = \frac{N_e}{G}; \quad (4.1.49)$$

$$\Delta h_{N_e} = \frac{167,85}{21,42} = 7,84 \text{ кДж/кг.}$$

4.1.6 Расчет внутреннего относительного КПД

Внутренний относительный КПД находится по формуле (4.1.50):

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \sum_{i=1}^{i=m} \xi_i; \quad (4.1.50)$$

$$\eta_{oi} = 0,677 - (0,0035 + 0,003 + 0,000197 + 0,0015 + 0,063) = 0,604$$

4.1.7 Определение мощности ступени

Определим мощности ступени по формулам (4.1.51) и (4.1.52):

$$N_{cm} = G \cdot H_0 \cdot \eta_{oi}; \quad (4.1.51)$$

$$N_{cm} = 21,42 \cdot 262,8 \cdot 0,604 = 3,4 \text{ МВт,}$$

$$H_{o.i.} = H_0 \cdot \eta_{oi}; \quad (4.1.52)$$

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

$$H_{o.i.} = 158,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В результате расчета регулирующей ступени паровой турбины ВКВ-22-1 получили, что пар на выходе из ступени имеет энтальпию 3255,15 кДж/кг. Следовательно, данная энтальпия будет являться начальной энтальпией пара для второй ступени турбины.

Параметры пара перед второй ступенью турбины составят: давление $P = 4,5$ МПа и температурой $t = 420^\circ\text{C}$.

Количество энергии, переводимой в теплоту на трение составило 3,11 кДж/кг, а на вентиляцию пара составляет 7,84 кДж/кг.

Скорость пара на выходе из рабочей решетки первой ступени составляет $c_2 = 299,82$ м/с.

Данная скорость пара является скоростью c_1 , то есть скоростью входа в сопловую решетку второй ступени турбины.

Поток пара входит в сопловую решетку под углом примерно 90° , что показано на рисунке 7.

Внутренний КПД регулирующей ступени составляет 0,604.

После расчета всех ступеней турбины, можно будет точно определить внутренний КПД всей турбины (с первой по шестнадцатую ступень) по таблице 4.1.2.

Затем, определили относительный лопаточный КПД регулирующей ступени (первая ступень турбины ВКВ-22-1), который определяется из отношения работы, совершаемой в ступени к потерям с выходной скоростью из ступени.

Относительный лопаточный КПД составил 0,677.

Далее, определяем потери пара:

- через диафрагменные уплотнения равны 0,073%;
- через надбондажные уплотнения равны 0,665%;
- на трение диска равны 0,00197%;
- на выколачивание застойного пара равны 0,063%.

Потери мощности на трение составляют 66,68 кВт.

Потери мощности на вентиляцию пара равна 167,85 кВт.

Мощность ступени составляет равна 3,4 МВт.

А потери мощности ступени турбины ВКВ-22-1 составят 158,7 кДж/кг.

Процесс расширения пара в регулирующей ступени турбины ВКВ-22-1 представлен в ПРИЛОЖЕНИИ А на рисунке А.1.

Для удобства сравнения ступеней турбины ВКВ-22-1 в дальнейшем рассмотрим расчет ступеней со второй по шестнадцатую, который сведен в таблицу 4.1.2 [12-15].

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		37

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		38

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		39

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		40

4.2 Тепловой, конструктивный, компоновочный расчеты конденсатора КП-1930 турбины ВКВ-22-1

Конденсатор служит для создания вакуума в выхлопном патрубке турбины и получения конденсата для питания котлов ТЭЦ. Конденсатор двухходовой, поверхностного типа, разделен по водяной стороне на две самостоятельные половины, что позволяет производить отключение одной его половины при работе турбины [2]. Снижение нагрузки при этом определяется допускаемой температурой выхлопной части цилиндра турбины равной 60 °С. Поддержание уровня конденсата в паровом пространстве конденсатора в заданных пределах осуществляется регулятором уровня. Регулятор уровня допускает как автоматическое, так и ручное управление. На выхлопной трубе из конденсатора установлен атмосферный предохранительный клапан, срабатывающий при повышении давления в конденсаторе выше 0,1 МПа (в случае неисправности в циркуляционной системе турбоустановки). Данные для расчета в таблице 4.2.1.

Таблица 4.2.1 – Расчетные данные конденсатора [2]

Тип	КП-1930
Завод-изготовитель	НЗЛ, г. Ленинград
Заводской номер	№2
Характеристика конденсатора	поверхностный, разделен по воде на две половины
Поверхность охлаждения, м ³	1930
Число ходов воды, шт	2
Расположение относительно оси турбины	поперечное
Материал трубок	МНЖ 5-1 (ТК-1,2,4)
Число трубок, шт	5984
Диаметр трубок	19x1
Расход охлаждающей воды, м ³ /час	4900
Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, м.вод.ст.	4,6
Рабочее давление воды, МПа	0,2-0,25
Температура охлаждающей воды, °С	25
Максимальная расчетная температура охлаждающей воды, °С	33
Расчетное давление пара в конденсаторе, МПа	0,005
Чистка конденсатора	на ходу при снижении расхода пара чтобы выхлопе из турбины температура была не выше 60 °С
Габаритные размеры, мм: длина	7168
ширина	3200
высота	3345
Активная длина трубок, мм	5462

Уравнение теплового баланса поверхностного конденсатора (без учета потерь в окружающую среду) [12] определяется по формуле (4.2.1):

$$G_{\kappa} \cdot (h_{\kappa} - h'_{\kappa}) = W \cdot (t^{e_2} - t^{e_1}) \cdot c_e \quad (4.2.1)$$

где G_{κ} – расход пара в конденсатор, кг/с;

h_{κ} – энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг;

h'_{κ} – энтальпия конденсата, кДж/кг;

c_e – теплоемкость воды, кДж/ (кг · °С);

$(t^{e_2} - t^{e_1}) = \Delta t_e = 7 - 9^{\circ}\text{C}$ – подогрев охлажденной воды от температуры t^{e_1} на входе в конденсатор до температуры t^{e_2} на выходе;

W – расход охлаждающей воды, кг/с.

Расход воды определяем по формуле (4.2.2) задавшись кратностью охлаждения m . Для двухходовых конденсаторов $m = 60 - 70$, принимаем, что $m = 70$.

$$m = \frac{W}{G_{\kappa}} \quad (4.2.2)$$

$$W = m \cdot G_{\kappa} = 70 \cdot 1361,1 = 1695,77 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Из уравнения теплового баланса (4.2.3) выразим площадь поверхности конденсатора:

$$Q = G_{\kappa} \cdot (h_{\kappa} - h'_{\kappa}) = k \cdot \Delta t \cdot F_{\kappa} \quad (4.2.3)$$

$$F_{\kappa} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Среднелогарифмический температурный напор определим по формуле (4.2.4):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{ex}} - \Delta t}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{ex}}}{\Delta t}\right)} = \frac{15,41 - 9}{\ln\left(\frac{15,41}{9}\right)} = 11,92^{\circ}\text{C}. \quad (4.2.4)$$

Коэффициент теплопередачи k возможно определить по формуле Бермана Л.Д. (4.2.5):

$$k = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot w_e}{\sqrt[4]{d_1}}\right)^x \cdot \left[1 - \frac{0,42\sqrt{a}}{1000} \cdot (35 - t_1)^2\right] \cdot \Phi_d \cdot \Phi_z, \quad (4.2.5)$$

Следует отметить, что наиболее эффективным считается такой теплообменник, который при минимальном расходе рабочих сред через аппарат максимально передает тепловую энергию от одной среды к другой. На сегодняшний день, чтобы повысить эффективность работы конденсатора можно:

- заменить материалы трубок с наиболее эффективным коэффициентом теплопередачи;
- изменить схему движения теплоносителя, скорость и режим течения теплоносителя;
- заменить конденсатор на более эффективный, путем увеличения площади теплообменника (изменяя размеры труб);
- также необходима своевременная очистка труб конденсатора от слизи и т.д.

Коэффициент теплопередачи k возможно определить по формуле Бермана Л.Д. (4.2.9):

$$k = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot w_e}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \cdot \left[1 - \frac{0,42\sqrt{a}}{1000} \cdot (35 - t_1^e)^2 \right] \cdot \Phi_d \cdot \Phi_z, \quad (4.2.9)$$

Необходимо провести расчет коэффициента теплопередачи для Л96 и МНЖ5-1 (таблица 4.2.2) для того, чтобы выяснить насколько изменится тепловая мощность материалов, передаваемая от одного теплоносителя другому (вода-пар).

Таблица 4.2.2 – Замена материала трубок определяем по формуле (4.2.9)

Материал труб	k , Вт/(м ² ·К), по формуле (4.2.10)	λ , Вт/(м·К)	Q , кВт
МНЖ5-1	2710,8	130	400116,09
Л96	2733,78	245	403514,29

Так как отношение $\frac{d_{вн}}{d_{нар}} = 0,947 < 1,4$, расчет можно вести по зависимости для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_s} \quad (4.2.10)$$

В качестве материала изготовленных труб выбираем - МНЖ5-1. Коэффициент теплопроводности латуни: $\lambda=130$ Вт/(м·К) (Таблицы 7 и 11) [37].

Термическое сопротивление загрязнения: $R_s = 0,00017 \frac{м \cdot ^\circ C}{Вт}$, при температуре $\Delta t = 11,92^\circ C$. Для этого режима коэффициент теплоотдачи от пара к стенке на

горизонтальных трубах может быть определен по преобразованной формуле Д.А.Лабунцова (4.2.11). При $t_n = 60^\circ\text{C}$ по табл.1-1 [38] находим множитель $A_2=7470$, тогда:

$$\alpha_n = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_{нар} \cdot (t_n - t_{см})}} = \frac{7470}{\sqrt[4]{21 \cdot 0,019 \cdot (60 - 29)}} = 3983,24 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}} \quad (4.2.11)$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от стенки к воде. Режим течения воды в трубах турбулентный, так как: по формуле (4.2.12):

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,018}{0,919 \cdot 10^{-6}} = 39173, \quad (4.2.12)$$

где $\nu = 0,919 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$ при средней температуре воды $t = 25^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме движения воды внутри трубок по формуле (4.2.13):

$$\alpha_6 = A_5 \cdot \frac{w^{0,8}}{d_e^{0,2}} = 1746 \cdot \frac{2^{0,8}}{0,018^{0,2}} = 6789,12, \quad (4.2.13)$$

где $t = 60^\circ\text{C}$ по табл.1-1 [38] множитель $A_5 = 1746$.

Расчетный коэффициент теплопередачи (с учетом дополнительного теплового сопротивления) определяем по формуле для плоской стенки, так как ее толщина менее 2,5 мм, по формуле (4.2.10):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{3983,24} + \frac{0,001}{130} + \frac{1}{6789,12} + 0,00017} = 2332,4 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}} = 2710,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Определим тепловую мощность при МНЖ5-1 по формуле (4.2.3):

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F_k = 2710,8 \cdot 11,92 \cdot 12,3828 = 400116,09 \text{ кВт}.$$

Аналогично определим для Л69. Необходимо провести расчет коэффициента теплопередачи для Л96 и МНЖ5-1 для того, чтобы выяснить насколько изменится тепловая мощность материалов, передаваемая от одного теплоносителя другому (вода-пар). Так как отношение $\frac{d_{вн}}{d_{нар}} = 0,947 < 1,4$, расчет можно вести по зависимости для плоской стенки по формуле (4.2.10):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_3}$$

В качестве материала изготовленных труб выбираем - Л69. Коэффициент теплопроводности латуни: $\lambda=245$ Вт/(м·К) (Таблица 7 и 11) [37].

Термическое сопротивление загрязнения: $R_3 = 0,00017 \frac{\text{м} \cdot \text{°С}}{\text{Вт}}$, при температуре $\Delta t = 11,92 \text{°С}$. Для этого режима коэффициент теплоотдачи от пара к стенке на горизонтальных трубках может быть определен по преобразованной формуле Д.А.Лабунцова (4.2.11). При $t_n = 60 \text{°С}$ по табл.1-1 [38] находим множитель $A_2=7470$, тогда:

$$\alpha_n = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_{\text{нар}} \cdot (t_n - t_{\text{см}})}} = \frac{7470}{\sqrt[4]{21 \cdot 0,019 \cdot (60 - 29)}} = 3983,24 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от стенки к воде. Режим течения воды в трубках турбулентный, так как: по формуле (4.2.12):

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,018}{0,919 \cdot 10^{-6}} = 39173,$$

где $\nu=0,919 \cdot 10^{-6}$ м²/сек при средней температуре воды $t=25 \text{°С}$.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме движения воды внутри трубок по формуле (4.2.13):

$$\alpha_6 = A_5 \cdot \frac{w^{0,8}}{d_e^{0,2}} = 1746 \cdot \frac{2^{0,8}}{0,018^{0,2}} = 6789,12,$$

где $t=60 \text{°С}$ по табл.1-1 [38] множитель $A_5=1746$.

Расчетный коэффициент теплопередачи (с учетом дополнительного теплового сопротивления) определяем по формуле для плоской стенки, так как ее толщина менее 2,5 мм, по формуле (4.2.10):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{3983,24} + \frac{0,001}{245} + \frac{1}{6789,12} + 0,00017} = 2352,2 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}} = 2733,78 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Определим тепловую мощность при Л69 по формуле (4.2.3):

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F_k = 2733,78 \cdot 11,92 \cdot 12,3828 = 403514,29 \text{ кВт.}$$

Изучив данные расчет и характеристики данных материалов, можно сделать вывод, что наиболее эффективнее и экономически целесообразно было бы использовать материал трубок МНЖ-5-1, потому что он является наиболее коррозиестойчивым и, не смотря на то, что его тепловая мощность незначительно меньше $Q=400116,09 \text{ кВт}$, в отличие от Л69 у которого тепловая мощность равна $Q=403514,29 \text{ кВт}$. Но у Л69 имеются существенные недостатки, такие как: низкая коррозионная устойчивость, быстрое загрязнение и это приводит быстрому снижению теплопередачи.

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

4.3 Газодинамический расчет пароструйных эжекторов ЭО-50 и ЭО-50М конденсационной установки КП-1930

Эжекторная установка предназначена для отсоса воздуха из парового пространства конденсатора и состоит из 2-х основных, двухступенчатых, пароструйных эжекторов с холодильниками для охлаждения паровоздушной смеси и одного пускового эжектора. Пар на эжекторы подается из паропровода собственных нужд 3,3 МПа [2].

Отсос пара из штоков нижних уплотнительных камер стопорного и регулирующих клапанов производится эжектором отсоса пара из уплотнений. Пар из верхних кольцевых уплотнений стопорного и регулирующих клапанов турбины отводится в паропровод 4-го отбора. На охлаждение пружин регулирующих клапанов подается сжатый воздух после воздухоохладителя.

Данные для расчета в таб. 4.3.1.

Таблица 4.3.1 – Расчетные данные эжекторов ЭО-50 и ЭО-50М [2]

Тип	ЭО – 50	ЭО – 50М
Завод-изготовитель	НЗЛ, г. Ленинград	КТЗ, г. Калуга
Характеристика конденсатора	Пароструйный с холодильником для паровоздушной смеси	Пароструйный с холодильником для паровоздушной смеси
Число ступеней, шт	2	2
Давление перед соплом, МПа	0,5 – 0,6	0,6
Температура пара, °С	300 – 400	300 – 400
Расход пара на эжектор, кг/час	470	1 ступень – 159 2 ступень – 221
Производительность по воздуху, кг/час	40	50
Диаметр сопел:		
1 ступени, мм	8,8	-
2 ступени, мм	11,4	
Поверхность охлаждения:		
1 ступени, м ²	11,4	6,49
2 ступени, м ²	5,72	
Диаметр трубок охладителя, мм	19×1	12×1

Данные для ЭО-50. Насыщенный рабочий пар перед эжектором имеет давление $P_p = 6 \cdot 10^5$ Па, а инжектирует насыщенный пар – $P_{и} = 5,4 \cdot 10^3$ Па. После эжектора сжатый насыщенный пар должен иметь давление $P_c = 3,1 \cdot 10^4$ Па, расход сжатого пара $G_c = 7,8$ кг/с. Критическое отношение давлений для насыщенного пара составляет $\Pi_* = 0,579$, а показатель адиабаты – $k = 1,13$. Принять скоростные коэффициенты рабочего сопла, диффузора, входного и выходного участков камеры смешения соответственно равными $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$; $\varphi_4 = 0,925$. Принять отношение площадей поперечных сечений начала и конца конической камеры смешения $\beta = 2$, а отношение площади поперечного сечения с

критической скоростью инжектируемого потока и площади конца конической части камеры смешения $\mu = 1,5$. Температура окружающей среды $T_{o.c.} = 300$ К. Степень точности принять 0,5%.

Данные для ЭО-50М. Насыщенный рабочий пар перед эжектором имеет давление $P_p = 6 \cdot 10^5$ Па, а инжектирует насыщенный пар – $P_{и} = 5,4 \cdot 10^3$ Па. После эжектора сжатый насыщенный пар должен иметь давление $P_c = 3,1 \cdot 10^4$ Па, расход сжатого пара $G_c = 6,3$ кг/с. Критическое отношение давлений для насыщенного пара составляет $\Pi_* = 0,579$, а показатель адиабаты – $k = 1,13$. Принять скоростные коэффициенты рабочего сопла, диффузора, входного и выходного участков камеры смешения соответственно равными $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$; $\varphi_4 = 0,925$. Принять отношение площадей поперечных сечений начала и конца конической камеры смешения $\beta = 2$, а отношение площади поперечного сечения с критической скоростью инжектируемого потока и площади конца конической части камеры смешения $\mu = 1,5$. Температура окружающей среды $T_{o.c.} = 300$ К. Степень точности принять 0,5% [1, 2, 39-41].

Газодинамический расчет рабочих эжекторов ЭО-50 и ЭО-50М сведен в таблицу 4.3.2.

Таблица 4.3.2 – Газодинамический расчет рабочих эжекторов ЭО-50 и ЭО-50М

Показатель	Обознач	Размерность	Формула	Значение	
				ЭО-50	ЭО-50М
1	2	3	4	5	6
Термодинамические параметры рабочего потока	v_p i_p s_p	$\text{м}^3/\text{кг}$ $\text{кДж}/\text{кг}$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	По таблице 1 [39]	0,32 2756 6,76	0,32 2756 6,76
Термодинамические параметры инжектируемого потока	$v_{и}$ $i_{и}$ $s_{и}$	$\text{м}^3/\text{кг}$ $\text{кДж}/\text{кг}$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	По таблице 1 [39]	26,4 2564 8,35	26,4 2564 8,35
Термодинамические параметры смешенного потока	v_c s_c	$\text{м}^3/\text{кг}$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	По таблице 1 [39]	5,11 7,77	5,11 7,77
Критическая скорость рабочего потока	α_{p*}	м/с	$\alpha_{p*} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot \sqrt{RT_0}} =$ $= \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot \sqrt{P_0 T_0}}$	442	451

Продолжение таблицы 4.3.2.

1	2	3	4	5	6
Критическая скорость инжектируемого потока	$\alpha_{и*}$	м/с	$\alpha_{и*} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot \sqrt{RT_0}} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot \sqrt{P_0 T_0}}$	380	389
Отношение критических скоростей	$\sqrt{\theta}$	-	$\sqrt{\theta} = \frac{\alpha_{и*}}{\alpha_{р*}}$	0,8597	0,86
Обратно пропорциональная зависимость $\sqrt{\theta}$	$\frac{1}{\sqrt{\theta}}$	-	$\frac{1}{\sqrt{\theta}}$	1,16	1,16
Относительное давление	$\Pi_{р2} = \Pi_{ри}$	-	$\Pi_{р2} = \Pi_{пу} = \frac{P_u}{P_p}$	0,0083	0,009
Приведенная адиабатическая скорость	$\lambda_{ри}$	-	По газодинамическим таблицам П2 [40,41]	2,63	2,62
Приведенная массовая скорость	$q_{ри}$	-	По газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,0652	0,066
Расчет первого приближения					
Приведенная адиабатическая скорость смешанного потока	$\lambda_{с3}$	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	1	1
Приведенная массовая скорость смешанного потока	$q_{с3}$	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	1	1
Относительное давление смешанного потока	$\Pi_{с3}$	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,5787	0,5787
Предельный коэффициент инжекции	$u_{пр}$	-	$u_{пр} = \frac{\mu \cdot \frac{P_u}{P_c} \cdot \frac{1}{q_{с3}} - \frac{P_u}{P_p} \cdot \frac{1}{q_{пу}}}{1 - \mu \cdot \frac{P_u}{P_c} \cdot \frac{1}{q_{с3}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}}$	0,194	0,197
Приведенная массовая скорость инжектируемого потока	$q_{и2}$	-	$q_{и2} = \frac{u \cdot \sqrt{\theta}}{\beta \cdot (1 + u \cdot \sqrt{\theta}) \cdot \frac{P_u}{P_c} \cdot \frac{1}{q_{с3}} - \frac{P_u}{P_p} \cdot \frac{1}{q_{пу}}}$	0,621	0,624
Приведенная адиабатическая скорость	$\lambda_{и2}$	-	По газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,416	0,418
Относительное давление инжектируемого потока	$\Pi_{и2}$	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,9115	0,9105

Продолжение таблицы 4.3.2.

1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---

Относительное давление смешанного потока	Π_{c2}	-	$\Pi_{c2} = \frac{P_u}{P_c} \cdot \Pi_{u2}$	0,1588	0,1586
Коэффициент скорости	K_1	-	$K_1 = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3$	0,834	0,834
Коэффициент скорости	K_2	-	$K_2 = \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4$	0,812	0,812
Коэффициент скорости	K_3	-	$K_3 = 1 + \varphi_3 \cdot \frac{P_c}{P_p} \cdot \frac{\Pi_{c3} - \frac{P_u}{P_c} (\beta - 0,5 \cdot (\beta - 1)) \cdot \Pi_{u2} \cdot \left(1 + \left(\frac{P_c}{P_u} \right)^{1-a} \cdot \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{u2}} \right)^{1-a} \right)}{k \cdot \beta \cdot \Pi_* \cdot q_{u2} \cdot \lambda_{c3}}$	1,052	1,051
Коэффициент скорости	K_4	-	$K_4 = 1 + \varphi_3 \cdot \frac{P_c}{P_p} \cdot \frac{\Pi_{c3} - \Pi_{c2} \cdot (\beta - 0,5 \cdot (\beta - 1)) \cdot \left(1 + \left(\frac{P_c}{P_u} \right)^{1-a} \cdot \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{u2}} \right)^{1-a} \right)}{k \cdot \beta \cdot \Pi_* \cdot q_{u2} \cdot \lambda_{c3}}$	1,341	1,091
Достижимый коэффициент инжекции	u	-	$u = \frac{K_1 \cdot \lambda_{pu} - K_3 \cdot \lambda_{c3}}{K_4 \cdot \lambda_{c3} - K_2 \cdot \lambda_{u2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}}$	1,322	1,751
Отличие коэффициентов инжекции	δu	%	$\delta u = \frac{ u - u_{np} }{0,5 \cdot (u + u_{np})} \cdot 100\%$	148,8	159,6
$u > u_{np}$ – невозможно делаем перерасчет					
Расчет второго приближения					
Приведенная адиабатическая скорость смешанного потока	λ_{c3}	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,57	0,562
Приведенная массовая скорость смешанного потока	q_{c3}	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,793	0,785
Относительное давление смешанного потока	Π_{c3}	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,84	0,844

Продолжение таблицы 4.3.2.

1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---

					Лист
13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР					51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Предельный коэффициент инжекции	$u_{пр}$	-	$u_{пр} = \frac{\mu \cdot \frac{P_u}{P_c} \cdot \frac{1}{q_{c3}} - \frac{P_u}{P_p} \cdot \frac{1}{q_{pu}}}{1 - \mu \cdot \frac{P_u}{P_c} \cdot \frac{1}{q_{c3}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}}$	0,289	0,296
Приведенная массовая скорость инжектируемого потока	q_{u2}	-	$q_{u2} = \frac{u \cdot \sqrt{\theta}}{\beta \cdot (1 + u \cdot \sqrt{\theta}) \cdot \frac{P_u}{P_c} \cdot \frac{1}{q_{c3}} - \frac{P_u}{P_p} \cdot \frac{1}{q_{pu}}}$	0,659	0,661
Приведенная адиабатическая скорость	λ_{u2}	-	По газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,446	0,448
Относительное давление инжектируемого потока	Π_{u2}	-	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [40,41]	0,899	0,899
Относительное давление смешанного потока	Π_{c2}	-	$\Pi_{c2} = \frac{P_u}{P_c} \cdot \Pi_{u2}$	0,157	0,157
Коэффициент скорости	K_1	-	$K_1 = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3$	0,834	0,834
Коэффициент скорости	K_2	-	$K_2 = \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4$	0,812	0,812
Коэффициент скорости	K_3	-	$K_3 = 1 + \varphi_3 \cdot \frac{P_c}{P_p} \cdot \frac{\Pi_{c3} - \frac{P_u}{P_c} (\beta - 0,5 \cdot (\beta - 1)) \cdot \Pi_{u2}}{k \cdot \beta \cdot \Pi_* \cdot q_{u2} \cdot \lambda_{c3}} \cdot \frac{\left(1 + \left(\frac{P_c}{P_u}\right)^{1-a} \cdot \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{u2}}\right)^{1-a}\right)}{k \cdot \beta \cdot \Pi_* \cdot q_{u2} \cdot \lambda_{c3}}$	1,784	1,8
Коэффициент скорости	K_4	-	$K_4 = 1 + \varphi_3 \cdot \frac{P_c}{P_p} \cdot \frac{\Pi_{c3} - \Pi_{c2} \cdot (\beta - 0,5 \cdot (\beta - 1))}{k \cdot \beta \cdot \Pi_* \cdot q_{u2} \cdot \lambda_{c3}} \cdot \frac{\left(1 + \left(\frac{P_c}{P_u}\right)^{1-a} \cdot \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{u2}}\right)^{1-a}\right)}{k \cdot \beta \cdot \Pi_* \cdot q_{u2} \cdot \lambda_{c3}}$	8,841	8,979

Окончание таблицы 4.3.2.

1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---

Достижимый коэффициент инжекции	u	-	$u = \frac{K_1 \cdot \lambda_{pu} - K_3 \cdot \lambda_{c3}}{K_4 \cdot \lambda_{c3} - K_2 \cdot \lambda_{u2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}}$	0,282	0,296
Отличие коэффициентов инжекции	δu	%	$\delta u = \frac{ u - u_{np} }{0,5 \cdot (u + u_{np})} \cdot 100\%$	2,5	0
$u < u_{np}$ – расчеты выполнены верно					
Расход рабочего пара	G_p	кг/с	$G_p = \frac{G_c}{1+u}$	6,08	4,86
Площадь критического сечения	f_*	м ²	$f_* = \frac{G_p \cdot \alpha_*}{k \cdot \Pi_* \cdot P_0} \cdot 10^{-3}$	7,644	6,24
Площадь, которую занимает рабочий поток во входном сечении камеры смешения	f_p	м ²	$f_p = \frac{G_p \cdot \alpha_{p*}}{k \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}} \cdot 10^{-3}$	0,073	0,054
Проходная площадь инжектируемого потока	f_u	м ²	$f_u = \frac{G_u \cdot \alpha_{u*}}{k \cdot \Pi_{u*} \cdot P_u \cdot q_{u2}} \cdot 10^{-3}$	0,081	0,06
Площадь входного сечения камеры	f_2	м ²	$f_2 = (f_p + f_u) \cdot 10^{-3}$	0,154	0,144
Площадь выходного сечения камеры смешения	f_3	м ²	$f_3 = \frac{G_c \cdot \alpha_{c*}}{\beta \cdot k \cdot \Pi_{c*} \cdot P_c \cdot q_{c2}} \cdot 10^{-3}$	0,05	0,041
Энтальпия сжатого потока	i_c	кДж/кг	$i_c = \frac{i_p + u \cdot i_u}{1+u}$	2709,9	2708,3
Коэффициент полезного действия	η	%	$\eta = \frac{u \cdot (i_c - i_u - T_{o.c.} \cdot (s_c - s_u))}{i_p - i_c - T_{o.c.} \cdot (s_p - s_c)} \cdot 100\%$	25,8	26,9

5 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПАРОСТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА И КОНДЕНСАТОРА НАЦЕЛЕННУЮ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКУЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ НА ПРЕДПРИЯТИИ ООО ЧФ «МЕЧЕЛ-ЭНЕРГО»

5.1 Актуальность темы

Данная тема является актуальной в настоящее время, потому что предприятиям требуются все наиболее усовершенствованные и новые виды оборудования для уменьшения затрат на производимую энергию и передачу ее потребителю.

В настоящее время поддержание вакуума в конденсаторах паровых турбин на ТЭЦ осуществляется пароструйными эжекторами в течении 20-25 лет. Известно всем, что все зависит от вакуума в конденсаторе, так как давление в конденсаторе равно значению, которое определяется по его расчетной характеристики при паровой нагрузке турбины, температуре и расходе циркуляционной воды, но и от состояния поверхности труб, которым необходима своевременная очистка от различных отложений, которые влияют на эффективность теплопередачи [24].

5.2 Состояние вопроса и постановка задачи

Из известных способов наиболее близким к теме научно-исследовательской работе является способ построения расчетных рабочих характеристик пароструйного эжектора и определить наиболее энергоэффективное функционирование конденсатора, путем очистки его трубок. Также можно рассмотреть характеристику эжектора при отсасывании паровоздушной смеси определенной температуры из разных участков.

Главной особенностью этого способа является то, что мы должны учесть факторы влияющие на вакуум в конденсаторе, так как именно эта особенность является важной при эксплуатации турбины ВКВ-22-1 и вспомогательного оборудования в целом (КП-1930 и ЭО-50М) [24,25].

Необходимо выяснить принцип работы данного оборудования, а также найти преимущества и недостатки при установке и работе оборудования на ТЭЦ. Понять, есть ли необходимость внедрения такой технологии в технологическую схему и предположить ее экономическую выгодность для предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго».

5.3 Варианты решения поставленной задачи и анализ полученных данных

Цель поставленной задачи – найти основные преимущества и недостатки при внедрении внедрения такой технологии в технологическую схему ТЭС. Учесть основные факторы влияющие на вакуум в конденсаторе, так как именно эта особенность является важной при эксплуатации турбины ВКВ-22-1 и

									Лист
									54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

вспомогательного оборудования в целом (КП-1930 и ЭО-50М). Произвести построения расчетных рабочих характеристик пароструйного эжектора и определить наиболее энергоэффективное функционирование конденсатора, путем очистки его трубок [24,25].

Для начала определим характеристики влияющие на работу конденсатора КП-1930, в данном случае, вакуум зависит от:

- Расхода пара в конденсатор – это нагрузка на турбину ВКВ-22-1;
- Температуры и расхода циркуляционной воды на ТЭЦ;
- Наличие отложений на теплообменной поверхности – трубки конденсатора;
- Наличие неконденсирующихся газов, которые могут поступать с паром – в основном это присосы воздуха. Но когда их расход не превышает паспортному значению, влияние этих газов на работе конденсатора КП-1930 почти не сказывается;
- Давление в конденсаторе должно быть равно значению согласованному по его расчетной характеристике с учетом фактических – нагрузке на турбину, расходе и температуре циркуляционной воды, но и состояние поверхности трубок (в нашем случае их очистка от загрязнений) [24,25].

При соответствующих характеристиках эжектор обязан поддерживать давление, которое приравнивается давлению среды в конденсаторе, только тогда такие режимы работы при эксплуатации конденсатора возможны.

Но не во всем диапазоне изменения температур эжектор способен поддерживать по отношению к соответствующим характеристикам. Поэтому при среднегодовой температуре циркуляционной воды турбина должна комплектоваться двумя эжекторами, которые смогли бы поддерживать постоянно вакуум [24-26, 42].

Известно, что загрязнение конденсаторов происходит с водяной стороны. Из-за этих загрязнений падает вакуум, и следовательно, уменьшается коэффициент теплопередачи и снижается расход циркуляционной воды из-за гидравлического сопротивления [25]. Существуют механические, биологические и солевые отложения на трубках конденсатора, которые необходимо ликвидировать по необходимости.

5.4 Научная значимость поставленной задачи

При переменной температуре циркуляционной воды необходима разработка конструктивных решений для введения в эксплуатацию дополнительного пароструйного эжектора ЭО-50М, что позволит поддерживать необходимые параметры для работы конденсатора КП-1930 и турбины ВКВ-22-1 [43].

При отключении одного из эжекторов, то есть вывода его из эксплуатации или ремонте, происходит отклонение нормативного значения вакуума от фактического значения в конденсаторе [27,46].

В зависимости от изменения температуры на входе и выходе из конденсатора КП-1930, а также величиной присоса воздуха в вакуумную систему конденсатора,

										Лист
										55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

и расходом пара в конденсатор (нагрузкой турбины ВКВ-22-1) – приводит к незначительным отклонением вакуума на 0,5%.

При исследованиях и проведении анализов совместной работы энергетического оборудования (конденсатора и эжектора) необходимо обратить особое внимание на температуру циркуляционной воды прежде всего на нее влияют – времена года, метеорологические условия и район расположения ТЭЦ.

В качестве примера представлены зависимости отклонения вакуума конденсатора от температуры воды на входе в конденсатор на рисунке 8 для турбины К-200-130 ЛМЗ [46].

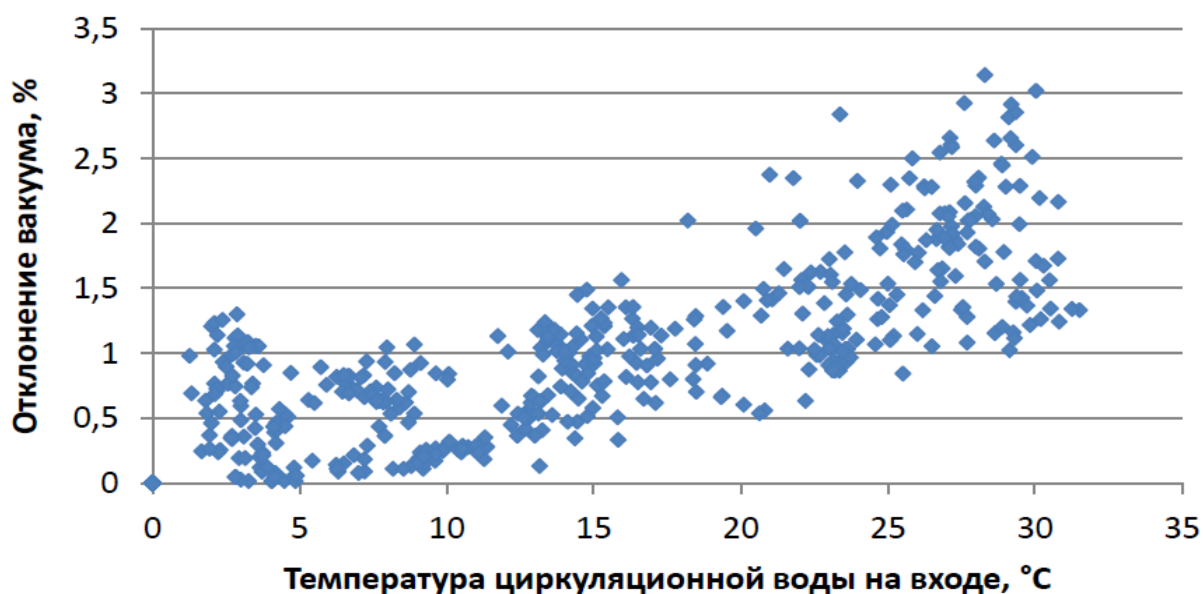


Рисунок 8 – Изменение отклонения нормативного значения вакуума в конденсаторе от фактической величины в зависимости от температуры циркуляционной воды на входе в конденсатор

На рисунке 8 видно, что происходит влияние присосов воздуха и давление пара в конденсаторе увеличивается, при возрастании температуры воды на входе в конденсатор КП-1930 [46]. При одинаковых значениях температур циркуляционной воды наблюдается разное отклонение вакуума из-за загрязненности трубок конденсатора.

Так как загрязнение происходит в основном с водяной стороны, то снижается теплообмен в конденсаторе. Снижение коэффициента теплоотдачи с паровой стороны из-за больших присосов воздуха приводит к более значительному снижению коэффициента теплопередачи.

Отсюда, снижение вакуума также велико, при более высокой температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор, чем при низкой температуре воды на входе в конденсатор [27,42-44].

Значение дополнительно вырабатываемой мощности в турбине ВКВ-22-1 выполняется за счет углубления вакуума, она составит приблизительно 0,78 МВт [46].

При изменении давления в конденсаторе приводит к изменению выработанной мощности турбины, изображено на рисунке 9 для турбины К-200-130 ЛМЗ [46].

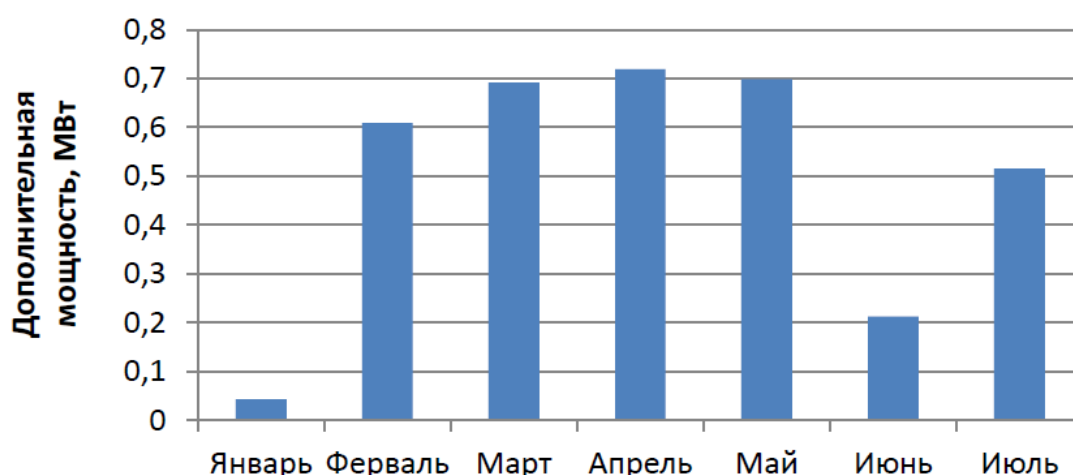


Рисунок 9 – Дополнительная выработка мощности турбиной при снижении отклонения вакуума

Приняв удельный расход топлива $b=323$ г.у.т./кВт*ч и стоимость топлива равна 3000 руб/год, и среднюю выработку турбины составит 6000 ч/год, получим экономический эффект больше 4,7 млн. руб. в год [27,46].

Чтобы повысить эффективность работы эжектора, следует взглянуть на характеристики самого эжектора. Все знают, что струйные эжекторы широко применяются в технологических процессах и производствах в качестве нагнетательного и смешивающего оборудования. Главным минусом является только низкий КПД (коэффициент полезного действия). За счет конструкции эжектора обеспечивается отсутствие при их эксплуатации в них механических и объемных потерь, так как все потери относятся к гидравлическим потерям. Поэтому следует оптимизировать гидродинамические процессы в элементах пароструйного аппарата ЭО-50М. На основе численного моделирования других научных работ [46], [47] и [27] была выявлена эффективная работа эжектора на основе расчетов численного моделирования из источников [24] и [45] на рисунке 10 построена модель наиболее эффективной камеры смешения [47].



Рисунок 10 – Изолинии осевой составляющей скорости в камере смешения эжектора с $m=11$, $q=0,25$

На основе данных расчетов, было выявлено, что при снижении потерь на трение и изменения профиля проточной части, получим повышение коэффициента эжекции и увеличение КПД установки.

Однако данные расчеты не были применены на практике (без опытов на предприятии), поэтому сложно сказать, как данная технология проявит себя на практике.

Таким образом, можно повысить эффективность работы эжектора ЭО-50М с помощью устранения отрыва потока в камере смешения из-за изменения профиля ее проточной части. Способ может быть применен для пароструйных эжекторов, которые работают на переменных и наиболее низкими значениями коэффициента эжекции [44,45].

5.5 Рекомендации для сферы энергетики

Рассмотрим расчет двух участков с предельным и допредельным режимами работы эжектора [24].

Эти характеристики соответствуют при отсасывании паровоздушной смеси определенной температуры из разных участков.

Опишем уравнением (5.1) рабочий участок характеристики работы пароструйного эжектора $p_n=f(u)$ в диапазоне давлений всасывания от p_n , которому соответствует $u=0$, до $p_n=p_{p1}$. Определим по формуле (5.1):

$$u_{np} = \left(\mu \frac{f_3}{f_{p^*}} - \frac{1}{q_{pn}} \right) \cdot \frac{k_n}{k_p} \cdot \frac{\Pi_{n^*}}{\Pi_{p^*}} \cdot \frac{a_{p^*}}{a_{n^*}} \cdot \frac{p_n}{p_p}, \quad (5.1)$$

где p_c – давление сжатого воздуха на выходе из эжектора, Па.

p_n – давление инжектируемого пара, Па;

p_p – давление рабочего пара, Па.

Для построения рабочего участка характеристики эжектора определяется давление всасывания p_n , которому соответствует $u=0$. Из уравнения (5.1) получим выражение (5.2):

$$q_{pn} = f_{p^*} / (u f_3), \quad (5.2)$$

По найденному значению приведенной массовой скорости q_{pn} из газодинамических таблиц определим значение Π_{pn} и p_n . Далее, задаваясь различными значениями $p_n < p_{pn} < p_{p1}$, найдем соответствующее Π_{pn} и p_n . Итак, получим графики зависимостей от характеристики работы эжектора (рисунках 11 и 12) $p_n=f(u)$ или $p_n=f(G_n)$ [1]. Произведем расчет эжектора ЭО-50М (рисунок 13). Воспользуемся параметрами для второго режима работы пароструйного эжектора ($p_p=6$ бар, $T_n=55^0C$, $G_p=1,775$ кг/с, $d_p^*=19,8$ мм, $d_{p1}=25$ мм, $d_3=33$ мм, $d_2=38$ мм) и построим рабочие характеристики.

Расчеты рабочих характеристик пароструйного эжектора ЭО-50М сведены в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Расчет пароструйного эжектора [24]

$p_{н2}$, Па	$P_{рн}$	$P_{к}$	$q_{рн}$	u	$G_{н2}$, кг/с
2820,2	0,004	0,578	0,03	0	0
5820,2	0,007	0,578	0,055	0,086	0,036
8820,2	0,011	0,578	0,077	0,192	0,08
11820,2	0,015	0,578	0,097	0,319	0,325
14820,2	0,018	0,578	0,116	0,484	0,625
15320,2	0,019	0,578	0,119	0,595	0,884
15820,2	0,019	0,578	0,122	0,771	1,008
16320,2	0,02	0,578	0,125	1,086	1,248
16820,2	0,021	0,578	0,128	1,785	1,775

Далее, необходимо представить зависимость давления в конденсаторе КП-1930 от расхода инжектируемой паровоздушной смеси на рисунке 11.

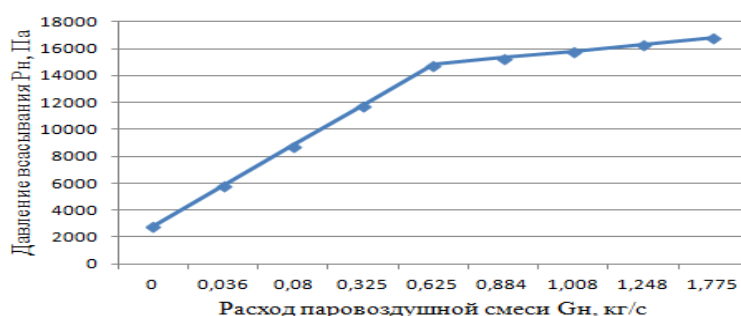
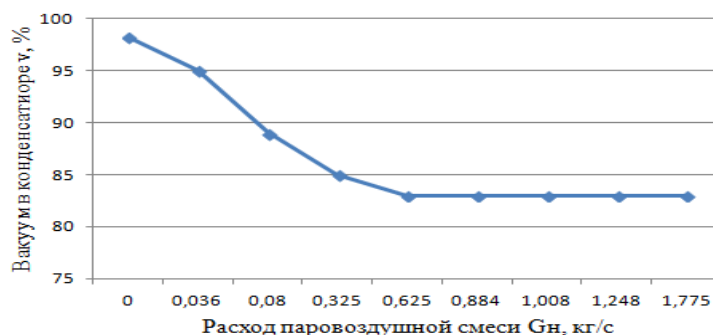


Рисунок 11 – Зависимость давления в конденсаторе КП-1930 от расхода инжектируемой паровоздушной смеси

После построения рисунка 11, необходимо построить зависимость вакуума в конденсаторе КП-1930 от расхода инжектируемой паровоздушной смеси, которая представлена на рисунке 12.



На Рисунок 12 – Зависимость вакуума в конденсаторе КП-1930 от расхода инжектируемой паровоздушной смеси

рисунке 13 изображен эжектор двухступенчатый марки ЭО-50М.

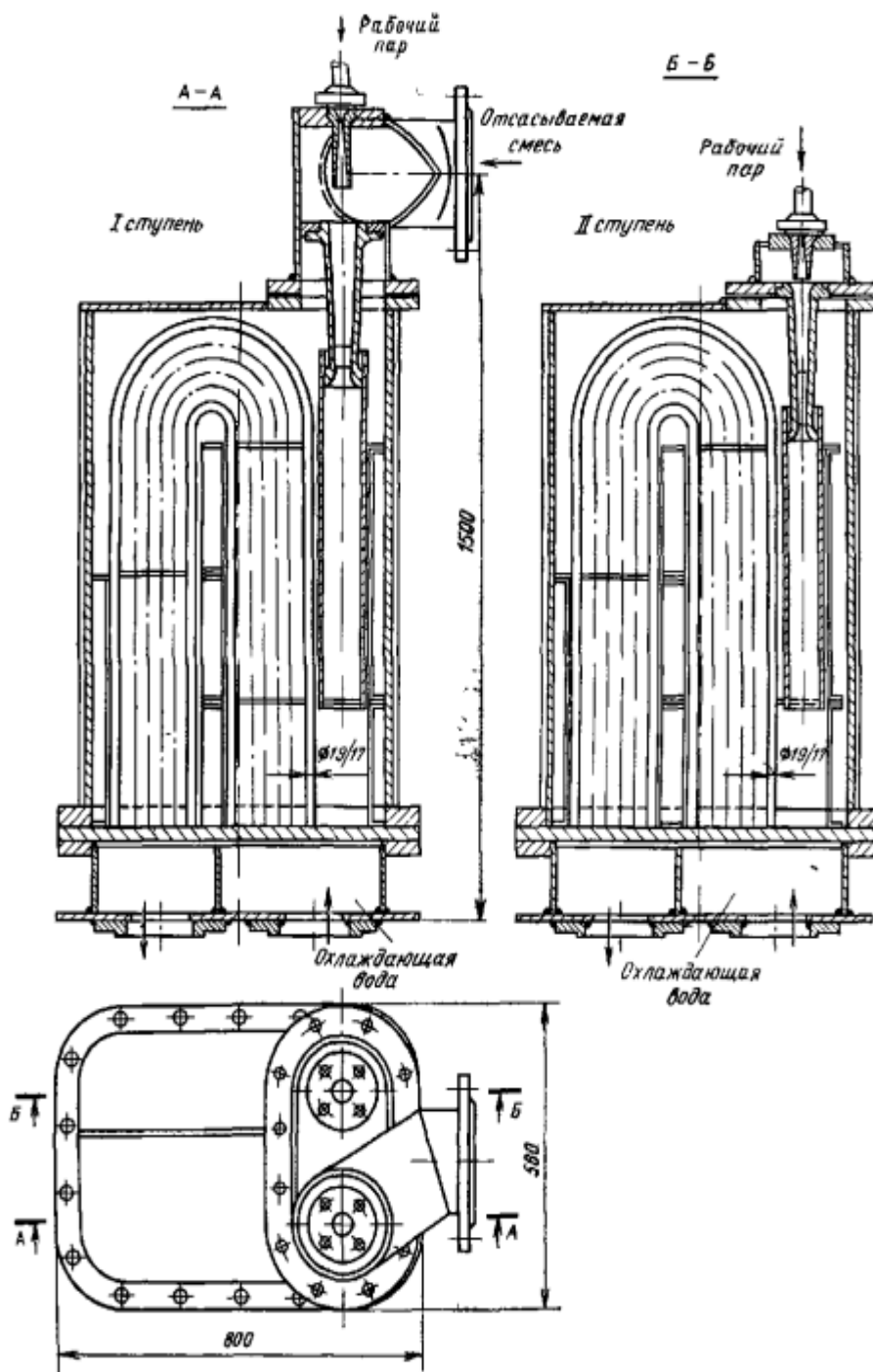


Рисунок 13 – Двухступенчатый эжектор

5.6 Выводы

1. Перед тем как вводить установку в эксплуатацию необходимо проводить анализ работы оборудования в выбранной турбоустановке, для определения диапазона изменения параметров, которые могут повлиять на вакуум в конденсаторе КП-1930 [24].

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

Лист

60

2. При разработанных конструктивных решениях эжектора и его рабочих параметрах установить нормативные параметры для работы конденсатора при переменной температуре циркуляционной воды [27,42-43].

3. Рассчитанные варианты показывают, что данный эжектор (ЭО-50М) работает в необходимом диапазоне, следовательно, его можно ввести в эксплуатацию на предприятии.

4. Для повышения энергоэффективности работы систем охлаждения турбин, следует проводить дополнительные исследования режимов работы градирен на предприятии с целью увеличения перепада температуры охлаждающей воды [26,42,43].

5. Также можно рассмотреть равномерный перепад давлений по ступеням пароструйного эжектора для эффективного удаления паровоздушной смеси. А для затрачивания минимума работы на удаление паровоздушной смеси перепады давлений должны быть больше от каждой ступени [24-26].

6. Необходимо также очищать трубки конденсатора от загрязнений.

7. И чтобы увеличить эффективность работы необходимо устранить срыв паточка в камере смешения, за счет изменения профиля ее проточной части, поэтому ЭО-50М наиболее подходящий вариант для замены старого эжектора ЭО-50 [46,47].

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		61

6 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

В настоящее время чрезвычайно остро стоит вопрос о бесконтрольной добычи и расточительного использования не возобновляемых энергетических ресурсов из-за этого население Земли приблизилось к глобальному кризису, также к существенному осложнению экологической обстановки на планете: потепление климата, загрязнение атмосферы, рек, озер, водоемов и водохранилищ, вырубка лесов, истощение и неизменное извлечение из недр Земли природных ресурсов.

Специалисты предвещают, что, двигаясь такими темпами, мы всецело израсходуем запасы природных энергоресурсов (газа, нефти, угля) в ближайшие 50 лет.

Таким образом, энергосбережение нацелено на снижение удельных затрат условного топлива при производстве сжатого воздуха для печей. Энергосбережение на ООО ЧФ «Мечел-Энерго» можно условно разделить на две части, такие как: энергосбережение, которое закладывается на стадии проектирования ЧФ «Мечел-Энерго» и вторая часть на эксплуатацию станции путем рационального управления энергетическим оборудованием [48].

В 2009 году Государственной Думой был принят федеральный закон «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности» (ФЗ №261), в соответствии с которым, все здания, вводимые в эксплуатацию, а также в процессе эксплуатации, должны соответствовать требованиям по энергоэффективности и иметь приборы учета энергоресурсов. В законе определен комплекс мер по реализации возможности экономии за счет энергоэффективных товаров и услуг.

Должны проводиться энергообследования специальными организациями в целях составления мероприятий по энергосбережению и энергоэффективности.

Для предприятий, компаний и индивидуальных предпринимателей, которые внедряют энергосберегающие технологии, предусмотрен механизм бюджетного субсидирования, предоставления налоговых льгот и возмещение процентов по кредитам на реализацию проектов по внедрению технологий.

Также, помимо вышеназванного закона, правительство РФ утвердило программу «Энергосбережение и повышение энергоэффективности на период до 2020 г.». В программе предусматривается экономия газа в размере 330 млрд. куб. м, электрической энергии – 630 млрд. кВт·ч, теплотенергии – 1550 млн. Гкал, продукции нефтепереработки – 17 млн. тонн.

В наше время первоочередное значение получают трудности появления стойкой тенденции к росту цен на энергию, также большая доля влияния на окружающую среду, приходится на энергоснабжение, таким образом, сейчас нарушаются природные процессы и уже в широком масштабе – по всей планете.

Итак, ниже будут представлены предложения, по достижению эффективности и энергосбережения оборудования в цехе №3 – ЦКВ (цех компрессии воздуха).

6.1 Понижение давления пара в конденсаторе до предельно допустимого вакуума

Вакуум является одним из важнейших параметров, которые оказывают влияние на экономичность работы турбоустановки ВКВ-22-1. Основываясь на многочисленных опытах установлено, что при уменьшении вакуума на 1 % против его рационального значения расход пара турбоустановкой при той же мощности увеличивается на 1—2%. Поэтому наблюдение за вакуумом и поддержание его в пределах, установленных эксплуатационной инструкцией, является совершенно обязательным.

Из теории теплового расчета паровых турбин известно, что чем глубже вакуум, тем больше располагаемый перепад тепла на турбине, а следовательно, и перепад, который перерабатывается в полезную мощность. Однако углубление вакуума и увеличение, таким образом, мощности, вырабатываемой турбиной, практически ограничены пропускной способностью последней ступени турбины. Как только в выходном сечении рабочих лопаток последней ступени будет достигнуто предельное значение давления (с учетом дорасширяющих возможностей в косом срезе), то при дальнейшем углублении вакуума при постоянном расходе пара процесс расширения пара выйдет за пределы лопаток последней ступени и не будет приводить к увеличению мощности.

Таким образом, с углублением вакуума до его предельного значения происходит увеличение мощности, вырабатываемой турбиной, но одновременно увеличивается и мощность, потребляемая циркуляционными насосами [49].

Понижение давления пара к конденсаторе турбины увеличивает перепад давлений пара на входе в турбину и конденсатор, что приводит к увеличению КПД.

Глубокий вакуум в конденсаторе можно достичь следующими способами: низкой температурой охлаждающей воды [50], которую можно получить, за счет более глубокого охлаждения циркуляционной воды в градирнях, а также можно использовать ее в чиллерах.

Далее можно достичь чистой поверхностью трубок конденсатора.

Очистка внутренних поверхностей трубок конденсатора позволяет поддерживать коэффициент теплоотдачи на требуемом уровне, что позволяет уменьшить среднюю разность температур пара и охлаждающей воды, и также понижает давление насыщения пара и температуру.

Очистка труб таким образом позволяет повысить КПД, так как давление пара в конденсаторе уменьшается, а также позволяет снизить расход электроэнергии на работу циркуляционных насосов [51].

Ухудшение вакуума в конденсаторе приводит к росту температуры пара в хвостовой части турбины, что может привести к повреждениям, поэтому необходим эжектор (ЭО-50м) для [52] поддержания номинального значения давления p_k в конденсаторе паротурбинной установки посредством отсоса воздуха из его объема используются пароструйные, водоструйные и центробежные типы эжекторов.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

6.2 Повысить коэффициент эжекции, путем замены эжектора на модернизированный

Величина перегрева пара относительно температуры насыщения при его давлении, значительного влияния на параметры работы эжектора не оказывает. При повышении величины перегрева уменьшается расход рабочего пара через сопло из-за увеличения удельного объема. Зная, что рабочий пар более высокой температуры обладает большой энергией и повышает коэффициент эжекции. При уменьшении расхода пара и увеличение коэффициента эжекции будут компенсировать друг друга[53].

Основной причиной гидравлических потерь является малый коэффициент эжекции. Для устранения этой проблемы, необходимо изменять форму проточной части камеры смешения так, чтобы области ожидаемых обратных потоков замещались твердой поверхностью – телом замещения [54]. Итак, для того, чтобы, повысить эффективность работы эжектора необходимо устранить отрыв потока в камере смешения за счет изменения профиля ее проточной части. Способ может быть применен для струйных аппаратов, работающих с переменными, преимущественно низкими, значениями коэффициента эжекции.

Также важной составляющей, является температура основного конденсата турбины, использующийся в качестве охлаждающей воды для эжекторов (основных или рабочих).

Также для оптимальной работы эжектора необходимо обеспечить соответствующий расход охлаждающего конденсата.

При использовании циркуляционной воды для промежуточных охладителей эжекторов может привести к загрязнению внутренней поверхности трубок (U-образные сгибы).

Также немало важны параметры паровоздушной смеси. Увеличение температуры подсосываемой среды показывает повышение содержание пара в смеси, отсосываемой из конденсатора паровой турбины. И так, чтобы обеспечить минимальную температуру подсосываемой среды, нужно оптимальное расположение патрубка паровоздушной смеси из конденсатора (то есть из зоны воздухоохладителя).

6.3 Оценка энергоэффективности эксергетическим методом КПД оборудования

В середине XX века югославским ученым З.Рантом развит эксергетический метод расчета потери работоспособности системы и меры необратимости.

Эксергия – максимальная работа, которая может быть совершена при обратимом переходе какой-либо термодинамической системы из состояния с заданными параметрами в состояние равновесия с окружающей средой [39].

Кроме того, эксергия является мерой, учитывающей качество энергии.

Эксергетический метод позволяет учитывать различную ценность источников энергии или энергетических процессов в зависимости от параметров окружающей

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР					64

среды, составлять приходно-расходные балансы различных по своей физической природе видов энергии, количественно и качественно их сравнивать, определять необратимые потери в рабочих процессах, принимать режимные и конструктивные меры для снижения необратимых потерь или их недопущения.

Турбогенераторная установка ВКВ-22-1 (рисунок 14).

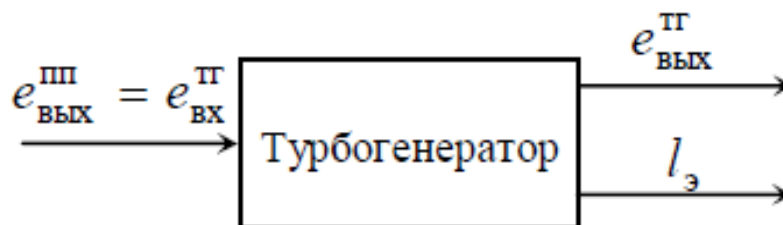


Рисунок 14 – Схема расчета эксергетического баланса

В турбину подается пар с начальными параметрами p_1 и T_1 ; параметры пара на выходе из турбины p_2 и $T_{2д}$.

Соответственно: $e_{ВХ}^T = e_{ВЫХ}^{ПП}$ и $e_{ВХ}^T = (h_{2д} - h_0) - T_0 \cdot (s_{2д} - s_0)$.

Поскольку турбоустановка производит полезную работу $l_{\text{полезн}} = l_3$, то в уравнение эксергии в турбоустановке состоит по формуле (6.1):

$$d^T = (e_{ВХ}^T - e_{ВЫХ}^T) - l_3, \quad (6.1)$$

Эта величина учитывает потери эксергии, обусловленные как необратимым характером течения пара в проточной части турбины, так и потерями на трение в механизме турбины и механическими и электрическими потерями в компрессоре.

Для рассматриваемой паросиловой установки

$$e_{ВХ}^T = e_{ВЫХ}^{ПП} = 1609 \text{ кДж/кг},$$

$$e_{ВЫХ}^T = (2169 - 42) - 283,15 \cdot (7,2063 - 0,1511) = 129 \text{ кДж/кг},$$

энтропия пара на выходе из турбины $s_{2д} = 7,2063 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ найдена с помощью таблиц термодинамических свойств водяного пара [39]. С учетом того, что $l_3 = 1207 \text{ кДж/кг}$, таким образом получаем по формуле (6.1):

$$d^T = (e_{ВХ}^T - e_{ВЫХ}^T) - l_3 = (1609 - 129) - 1207 = 273 \text{ кДж/кг}.$$

Из этой общей потери эксергии в турбоустановке можно выделить те ее части, которые не связаны с необратимым характером процесса расширения пара в турбине, а возникают вследствие механических потерь в турбине и механических в компрессоре.

Потери эксергии, обусловленные механическими потерями в турбине, составляют по формуле (6.2):

$$d_m^T = (h_1 - h_{2д}) \cdot (1 - \eta_m), \quad (6.2)$$

получаем: $d_m^T = (h_1 - h_{2д}) \cdot (1 - \eta_m) = 1269 \cdot (1 - 0,97) = 38$ кДж/кг.

А потери, обусловленные механическими потерями в компрессоре, равны по формуле (6.3):

$$d_k^T = (h_1 - h_{2д}) \cdot \eta_m \cdot (1 - \eta_k), \quad (6.3)$$

$$d_k^T = (h_1 - h_{2д}) \cdot \eta_m \cdot (1 - \eta_k) = 1269 \cdot 0,97 \cdot (1 - 0,98) = 25 \text{ кДж/кг.}$$

Следовательно, потери эксергии, вызываемые необратимым характером процесса расширения пара в турбине, составляют по формуле (6.4):

$$d_{\text{раш}}^T = d^T - d_m^T - d_k^T, \quad (6.4)$$

$$d_{\text{раш}}^T = d^T - d_m^T - d_k^T = 273 - 38 - 25 = 210 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД турбоустановки будет равен по формуле (6.5):

$$\eta_{\text{экс}}^T = \frac{l_{\text{полезн}}}{e_{\text{вх}}^T - e_{\text{вых}}^T} = \frac{1207}{1609 - 129} = 0,816. \quad (6.5)$$

Конденсатор (рисунок 15).



Рисунок 15 – Схема расчета эксергетического баланса

Эксергия пара, поступающего из турбины в конденсатор, равна по формуле (6.6):

$$e_{\text{вх}}^{\text{конд}} = e_{\text{вых}}^T, \quad (6.6)$$

$$e_{\text{вх}}^{\text{конд}} = e_{\text{вых}}^T = 129 \text{ кДж/кг.}$$

А эксергия конденсата, выходящего из конденсатора, равна по формуле (6.7):

$$e_{\text{вх}}^{\text{конд}} = (h_3 - h_0) - T_0 \cdot (s_3 - s_0), \quad (6.7)$$

$$e_{\text{ВХ}}^{\text{КОНД}} = (120 - 42) - 283,15 \cdot (0,4178 - 0,1511) = 2,5 \text{ кДж/кг} \approx 3 \text{ кДж/кг}.$$

Энтропия воды в состоянии насыщения $s_3 = s^* = 0,4178 \text{ кДж/кг}$ взята из таблиц водяного пара [39].

Так как полезная работа в конденсаторе не производится, то потеря эксергии пара в конденсаторе, составит по формуле (6.8):

$$d^{\text{КОНД}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{КОНД}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОНД}}, \quad (6.8)$$

$$d^{\text{КОНД}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{КОНД}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОНД}} = 129 - 3 = 126 \text{ кДж/кг}.$$

Эжектор ЭО-50М (рисунок 16) [25].

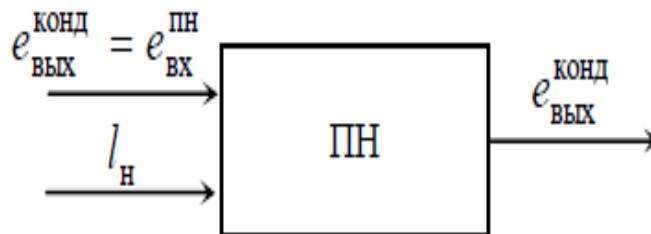


Рисунок 16 – Схема расчета эксергетического баланса эжектора по принципу теплового насоса

Удельная эксергия рабочего потока, равна по формуле (6.9):

$$e_p = c_p \cdot (T_0 - T_{o.c.}) \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{T_{cp}}\right) + R \cdot T_{o.c.} \cdot \ln \frac{p_0}{p_{o.c.}}, \quad (6.9)$$

$$e_p = 1 \cdot (400 - 293) \cdot \left(1 - \frac{293}{344}\right) + 0,287 \cdot 293 \cdot \ln 10 = 209,5 \text{ кДж/кг},$$

где T_{cp} равна по формуле (6.10):

$$T_{cp} = \frac{T_0 - T_{o.c.}}{\ln \frac{T_0}{T_{o.c.}}} = \frac{400 - 293}{\ln \frac{400}{293}} = 344 \text{ К}. \quad (6.10)$$

Удельная эксергия сжатого потока, равна по формуле (6.11):

$$e_c = c_p \cdot (T_0^* - T_{o.c.}) \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{T_{cp}}\right) + R \cdot T_{o.c.} \cdot \ln \frac{p_0}{p_{o.c.}}, \quad (6.11)$$

$$e_c = 1 \cdot (320 - 293) \cdot \left(1 - \frac{293}{306}\right) + 0,287 \cdot 293 \cdot \ln 1,122 = 10,8 \text{ кДж/кг},$$

где T_{cp} равна по формуле (6.12):

$$T_{cp} = \frac{T_0 - T_{o.c.}}{\ln \frac{T_0}{T_{o.c.}}} = \frac{320 - 293}{\ln \frac{320}{293}} = 306 \text{ К}. \quad (6.12)$$

Удельная эксергия инжектируемого потока, равна по формуле (6.13):

$$e_u = c_p \cdot (T_0 - T_{o.c.}) \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{T_{cp}}\right) + R \cdot T_{o.c.} \cdot \ln \frac{p_0}{p_{o.c.}}, \quad (6.13)$$

$$e_c = 1 \cdot (300 - 293) \cdot \left(1 - \frac{293}{296}\right) + 0,287 \cdot 293 \cdot \ln 1 = 0,07 \text{ кДж/кг},$$

где T_{cp} равна по формуле (6.14):

$$T_{cp} = \frac{T_0 - T_{o.c.}}{\ln \frac{T_0}{T_{o.c.}}} = \frac{300 - 293}{\ln \frac{300}{293}} = 296 \text{ К}. \quad (6.14)$$

КПД эжектора рассчитывается по формуле (6.15):

$$\eta = \frac{u \cdot (e_c - e_u)}{e_p - e_c} = \frac{4 \cdot (10,8 - 0,07)}{209,5 - 10,8} = 0,216.$$

Выводы: эксергетический анализ позволяет выявить наиболее слабые элементы теплосиловой установки с точки зрения энергоэффективности и определить меры и конструкторские решения по повышению их термодинамического совершенства. Вместе с тем эксергетический метод анализа имеет и недостатки. В частности, с его помощью достаточно сложно определять связи между эксергетическим КПД сложной системы и эксергетическими КПД ее элементов. Определение КПД системы, как произведение КПД входящих в нее элементов, будет истинно только для достаточно простых систем без промежуточных отводов и подводов эксергии в отдельных элементах теплосиловой установки. Уменьшение потерь эксергии системы можно достигнуть лишь за счет повышения температуры рабочего тела, но данное мероприятие не выгодно с точки зрения термодинамики, оно влечет за собой увеличение капитальных затрат на сооружение установки, которое экономически не может быть оправдано. Значительные потери эксергии в турбине (их

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					68

уменьшение может быть достигнуто путем улучшения конструкции проточной части и механических элементов турбины и усовершенствование вспомогательного оборудования, в данном случае – конденсатор и эжектор). Уменьшение потерь эксергии в конденсаторе достигается за счет уменьшения разности температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды путем дальнейшего снижения давления в конденсаторе p_2 . Но следует учитывать то, что потребуется увеличивать площадь поверхности теплообмена, что при ведет к увеличению капитальных затратах [48-54].

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		69

7 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

В данном разделе рассматриваются вопросы технического водоснабжения ООО ЧФ «Мечел-Энрго».

К сточным водам относится любой поток воды, выводимый из цикла ТЭЦ. На любой ТЭЦ образуются сточные воды, содержащие мазут, который попадает в них из цехов, гаражей, открытых распределительных устройств, маслохозяйств.

Для защиты природных вод от загрязнения и рационального использования воды в народном хозяйстве, предусмотрены следующие технические решения, направленные на сокращение водопотребления и ликвидацию выбросов: оборотная система технического водоснабжения; обработка промышленных стоков, загрязненных нефтепродуктами, установка расширителей непрерывной продувки; повторное использование очищающих стоков в цикле.

7.1. Системы охлаждения конденсаторов турбин и тепловое загрязнение водоемов

Техническое водоснабжение делятся на три вида: прямоточное (проточное), оборотное и смешанное.

Характерные черты оборотного водоснабжения в отличие от прямоточной системы: оборотное водоснабжение применяется в производстве для экономии воды на предприятии. В оборотной системе температура охлаждающей воды выше, относительно проточной системы, следовательно, это может, является причиной ухудшения вакуума в конденсаторах турбин на 2-3%. Потери воды возникают в охлаждающих устройствах: градирнях, брызгальных бассейнах, водоемах-охладителях. Происходят потери из-за испарения, уноса ветром из охлаждающих устройств и расхода на продувку оборотных систем в целях стабилизации солевого состава воды. Поэтому требуются постоянное восполнение этих потерь [55].

На ТЭС с охлаждающей водой сбрасывается огромное количество теплоты в водоёмы, поэтому после охлаждения ее повторно используют в теплообменниках и конденсаторе, чтобы снизить потери во время сброса воды. Для конденсации 1 кг пара расходуется в среднем 60–100 кг воды, так как количество воды, которое испаряется в градирнях приблизительно равно расходу пара, поступающего в конденсатор турбины. Это происходит из-за того, что при установившемся тепловом равновесии теплота конденсации пара в теплообменнике (конденсаторе) равна теплоте испарения воды в градирне [56].

Расход воды на конденсацию пара должен обеспечить такое давление в конденсаторе, при котором сумма недовыработки электроэнергии турбиной и затраты электроэнергии на перекачку воды будут минимальными для источника воды. Охлаждающая вода используется многократно, а расход свежей воды на восполнение потерь составляет приблизительно до 5% циркулирующей воды. Чтобы влияние сбросной теплоты не нарушало экосистемы водоемов, по санитарным нормам тепловые сбросы не должны повышать температуру воды в

водоеме более чем на 5 °С в зимнее время года и 3°С в летнее [58, с.258–262; 57, с.166–172; 59, с.36].

На ПАО «Мечел» организовано обратное техническое водоснабжение, потому что данное предприятие расположено в непосредственной близости от населенного пункта. В этой системе, нагретая вода в конденсаторах турбин и других теплообменных аппаратах поступает в градирню, где охлаждается до требуемой температуры и возвращается обратно на предприятие.

Для сокращения расхода свежей воды на предприятии, используют системы обратного охлаждения. Охлаждающая система должна быть экономичной, а основным параметром ее экономичности – температура воды на входе в конденсатор.

Системы обратного охлаждения на предприятии ПАО «Мечел» с градирней требуют больших затрат по сравнению с системами с водохранилищами, но их применение значительно сокращает сбросы подогретой воды в водоемы.

Охлаждение воды при любой системе охлаждения конденсаторов турбин происходит за счёт испарения подогретой воды. Отводимая теплота поступает в атмосферу, что приводит к повышению температуры и относительной влажности воздуха. Важным вопросом при сбросе тепловых вод в водоемы является организация процесса смешивания этих вод с водами из градирен, который представлен на рисунке 17 [58, с.258–262; 57, с.166–172; 59, с.36].

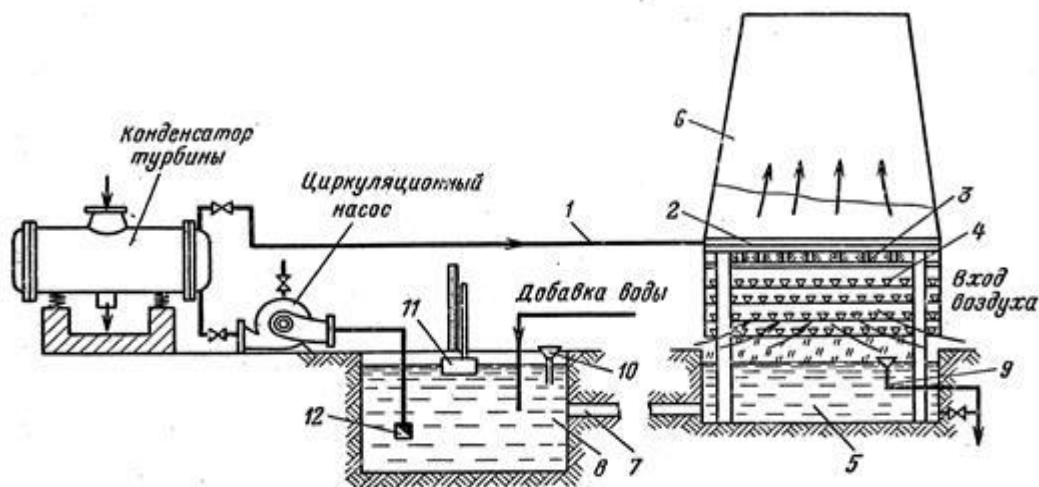


Рисунок 17 – Схема с подмешиванием нагретых вод с водой из градирен:

- 1-циркуляционная вода, поступающая на градирню; 2-влагоуловитель; 3-водораспределение; 4-орошающие устройства; 5-охлажденная вода; 6-градирня; 7-охлажденная вода; 8-смешение циркуляционной воды с нагретыми водами; 9-водосборный бак; 10-удаление избытков воздуха; 11-уровень воды; 12-насос на всас в конденсатор

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

На предприятии ООО ЧФ «Мечел-Энерго» уже используют данную схему с подмешиванием нагретых вод с водой из градирен (рисунок 17).

Но при использовании этой схемы промышленного водоснабжения необходимо обеспечить бесперебойное водоснабжение, поэтому необходимо устанавливать резервные насосы и перемычки.

Потери воды в оборотном водоснабжении на ООО ЧФ «Мечел-Энерго» происходят в градирнях (5 штук с системой циркуляционных водопроводов) в результате испарения нагретой воды.

7.2. Сточные воды, загрязненные нефтепродуктами

Источником нефтепродуктов в сточных водах ТЭС являются мазутное хозяйство, маслосистемы турбин и подшипников различных механизмов (насосов, вентиляторов, дымососов, мельниц и др.), электротехническое оборудование, гаражи, оборудование вспомогательных служб [57, с.201–225; 58, с.294–296; 59, с.38–39].

Все перечисленные выше нефтяные соединения высокотоксичны для экологического состояния окружающей среды. Эти нефтяные примеси заносятся в почву вместе со стоками, а уже из неё распространяются по природным и искусственным водоемам. Для определения объема вод, загрязненных нефтепродуктами, используют данные технических паспортов на оборудование, проектно-технической документации, и СНиП, которые уточняются при проведении производственных испытаний. Сброс неочищенных от нефтепродуктов сточных вод опасен не только для водоемов, но и для их обитателей, человека и окружающей нас природе. Легкие нефтепродукты образуют пленки на поверхности воды, что ухудшает условия аэрации водоемов. А тяжёлые нефтепродукты оседают на дне и губительно действует на растительность и животных. Воздействие нефтепродуктов на водоёмы носит длительный характер. По нефтепродуктам установлены очень низкие значения ПДК. Более подробно значения ПДК указаны в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – ПДК в водоемах (нормы)

Организации	ПДК нефтепродуктов, мг/кг
Рыбные хозяйства в водоемах под присмотром рыбоохранных и рыбохозяйственных организаций	0,05
Без рыбных хозяйств	0,1-0,3

Согласно «РД 153-34.0-02.405.99 [60].

Методические указания по нормированию сбросов загрязняющих веществ со сточными водами тепловых электростанций. М.:ВТИ,2000» сточные воды загрязненные нефтепродуктами должны использоваться на ТЭС повторно [57, с.201–225; 58, с.294–296; 59, с.38–39].

Для очистки сточных вод от нефтепродуктов используют методы отстаивания, флотации и фильтрования. Сточные воды на ООО ЧФ «Мечел-Энерго», загрязненные нефтепродуктами, содержат мазут, смазочные и изоляционные масла, бензин, керосин и др. Большое количество замасленных вод образуется при охлаждении маслосистем турбин и подшипников вращающихся механизмов. Поэтому желательно использовать предварительную очистку этих вод и их повторное использование на предприятии. На рисунке 18 представлена схема очистки вод, загрязненных нефтепродуктами, которая желательна применить на предприятии ООО ЧФ «Мечел-Энерго».

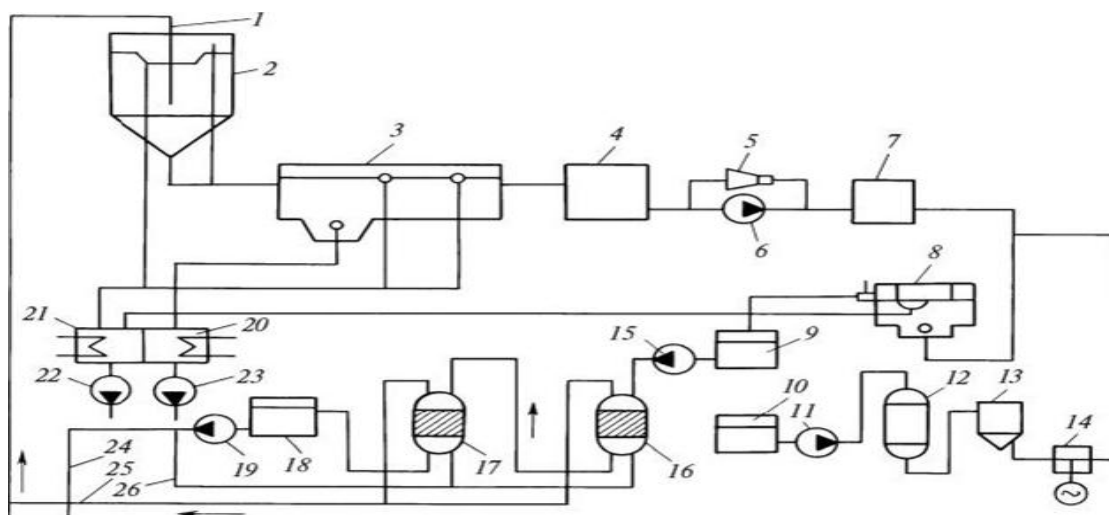


Рисунок 18 – Схема очистки загрязненных вод нефтепродуктами:

- 1-трубопровод с нефтепродуктами; 2- бак-отстойник;
- 3-нефтеловушка; 4-промежуточный резервуар; 5-эжектор; 6-насос;
- 7-напорный бак; 8-флоратор; 9-промежуточный резервуар;
- 10-ячейка коагулянта; 11-насос для коагулянта; 12-фильтр осветитель коагулянта; 13-бак-мерник коагулянта; 14-насос дозирующий коагулянт; 15-насос для воды (подача в фильтр);
- 16-осветлительный фильтр (2-хслойный); 17-фильтр с активированным углем; 18-решевуар очищенной воды; 19-насос для очищенной воды; 20-резервуар сбора осадков; 21-резервуар для уловленных нефтепродуктов; 22- насос для подачи уловленной нефтепродуктов на сжигание; 23 – насос для подачи осадка в накопители; 24-трубопровод очищенной воды на повторное использование предприятием; 25-трубопровод сбора промывочных вод из фильтров; 26-трубопровод для промывки фильтрующих материалов [61]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

8. АВТОМАТИЗАЦИЯ

В турбинном цехе №3 автоматика осуществляет регулирование измерений и оповестительной сигнализацией на случай отклонения от заданных измерениях. В принципиальную схему регулирования и сигнализации включены: турбина, конденсатор, два пусковых эжектора, два основных эжектора, коллектор, главный масляный насос и устройство для отсоса пара из уплотнений. Основной задачей автоматики – это бесперебойное и безаварийное обеспечение кислородных блоков кислородно-компрессорного производства комбината сжатым воздухом на металлургические печи. Для обеспечения постоянной и безаварийной работы необходимо непрерывно следить за состоянием работы оборудования, ежедневно записывать показания приборов и сверять их значения с требуемыми. Если происходит отклонение, то оператор вручную стабилизирует значения: температура пара перед турбиной, вакуума (следит, чтобы не происходило снижение вакуума в конденсаторе и турбине), уровень конденсата в конденсаторе. Перечень приборов управления турбины, конденсатора и эжектора имеется в таблице 8.1 [2].

8.1 Приборы и средства автоматики турбинного цеха №3

Таблица 8.1 – Перечень приборов управления турбинного цеха №3[2]

№ п/п	Назначение		Обозначение на схеме	Наименование	Тип прибора
1	2	3	4	5	6
1		Пар перед стопорным клапаном	1а	Термопара хромель-алюмель	ТХА-0515 110-20
			1б		Потенциометр автоматический
2	Температура	Пар перед стопорным клапаном	3а	Термопара хромель-алюмель	ТХА-0515 110-20
		Пар за регулирующей ступенью	3б		ТХа-0515 710
		Стенка стопорного клапана	3в		-
		Стенка коробки регулятора клапанов	3г		
		Перепускная труба правая по ходу пара	3д		
		Перепускная труба левая по ходу пара	3е		
		Верх камеры регулировочной ступени	3ж		
		Низ камеры регулировочной ступени	3з		
		Верх середины цилиндра	3и		
		Низ середины цилиндра	3к		

Продолжение таблицы 8.1

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

1	2	3	4	5	6	
3	Температура	Пар 5-ого отбора	4а	Термопара хромель-копель	ТХК-0515 110-11	
		Пар к переднему уплотнению	4г			
4		Конденсат за главным эжектором	6б	Термометр сопротивления медный	ТСМ-0571 310-12	
5		Рабочие колодки упорно-опорного подшипника турбины	7а-7е	Термометр сопротивления платиновый	-	
		Корпус выхлопной части	7ж		-	
6		Перед задвижкой острого пара	8а	Термопара хромель-алюмель	ТХА-0515 110-20	
			8б	Потенциометр автоматический	КСПЗ-П-1001	
7		Подшипники турбины и компрессора	9а-9г	Термометр сопротивления платиновый	-	
8		Пар в горловине конденсатора	10а	Термометр сопротивления медный	ТСМ-0571 310-12	
9		После конденсатора	14а, 14б	Термометр сопротивления медный	ТСМ-0571 310-12	
		Перед конденсатором	14в, 14г			
10		Давление	Пар перед стопорным клапаном	16а	Отбор давления	-
11			Конденсатор	18а	Отбор давления	-
12			Пар на обогрев фланцев	21а	Отбор давления	-
13			Пар перед задвижкой острого пара	30а	Отбор давления	-
14			Масло на нагнетание главного маслососа	31а, 32а	Отбор давления	-
15			Масло на всасе главного маслососа	33а, 34а	Отбор давления	-
16			Пар отсоса из думмиса	35а	Отбор давления	-
17			Пар в коллекторе уплотнений	36а,37а	Отбор давления	-
				37б	Сосуд уравнительный	СКМ-40-1-б
18			Пар к регулятору уплотнений	38а	Отбор давления	-
19			Пар в трубопроводе 33 атм	39а	Отбор давления	-
20	Пар к эжекторам		41а	Отбор давления	-	
21	Пар 5-ого отбора		42а	Отбор давления	-	
22	Пар перед соплами пусковых эжекторов		43а, 44а	Отбор давления	-	
		43б, 44б	Манометр показывающий	ОБ111-160Х 40		

Продолжение таблицы 8.1

										Лист
										75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

1	2	3	4	5	6
23	Давление	Пар перед I и II основными эжекторами	45а,46а	Манометр показывающий	ОБ111-160Х40
			45б,46б	Отбор давления	-
24		Пар отсоса из уплотнений	47а	Отбор давления	-
			47б	Манометр электроконтактный	ЭКМВ-1У
25		Вакуум в конденсаторе	48а	Вакуумметр электроконтактный	ЭКВ-1У
			48б	Отбор давления	-
26		Паровоздушная смесь в камерах I и II пусковых эжекторов	49а,50а	Отбор давления	-
			49б,50б	Вакуумметр показывающий	ОБВ1-160
27		Пар в камере регулирующей ступени	51а	Отбор давления	-
			51б	Манометр электроконтактный	ЭКМ-1У
28		Масло к стопорному клапану	67а	Отбор давления	-
			78а	Отбор давления	-
			78б	Манометры с индукционным датчиком	МЭД-23364
29		Пар перед соплами I ст. основных эжекторов I и II	81а	Отбор давления	-
			81б	Манометр показывающий	ОБМ1-100-40
30		Пар перед соплами II ст. основных эжекторов I и II	82а, 83а	Отбор давления	-
			82б, 83б	Манометр показывающий	ОБМ1-100-40
31		Паровоздушная смесь в камере смешения I ступени основных эжекторов I и II	84а, 85а	Отбор давления	-
			84б, 85б	Вакуумметр показывающий	ОБВ1-160-10
32		Паровоздушная смесь в камере смешения II ступени основных эжекторов I и II	86а, 87а	Отбор давления	-
			86б, 87б	Вакуумметр показывающий	ОБВ1-160-10
33		Пар к ПНД-II	89а	Отбор давления	-
			89б	Манометр показывающий	ОБМ1-100-40
34		Солесодержание конденсата	92а	Отбор анализа	-
			92б	Датчик	ДМС3-04
			92в	Вторичный прибор	МПР7-01
35		Солесодержание в конденсате	93а	Отбор анализа	-
			93б	Датчик	БД-3
			93в	Вторичный прибор	КСЛ2-005

Продолжение таблицы 8.1

1	3	4	5	6
---	---	---	---	---

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
						76

36	Расход острого пара	94а	Сопло измерительное	-
		94б	Уравнительные сосуды	СУМ-250-л.б.
		94в,г	Дифманометр мембранный	ДМ-23574
		94д,е	Вторичный прибор	КСДЗ-1000
37	Расход конденсата после насосов	96а	Диафрагма камерная	ДК-25-125
		96б	Дифманометр мембранный	ДМ-23573
		96в	Вторичный прибор	КСДЗ-1000
38	Уровень конденсата в конденсаторе	98а, 98б	Отбор уровня	-
		98в	Уравнительный сосуд	СУБ-63-1-а
		98г	Дифманометр мембранный	ДМ-23573
		98д	Вторичный прибор	КСДЗ-1000
39	Регулирование давления пара в уплотнениях	105а	Отбор давления	-
		105б	Уравнительный сосуд	СКМ-40-1-5
		105в	Дифманометр мембранный	ДМ-23573
		105г	Регулирующий прибор	РПЦБ-3
		105д	Задатчик	-
		105ж	Исполнительный механизм	-
		105з	Клапан	-
40	Регулирование уровня конденсата в конденсаторе	106а,б	Отбор уровня	-
		106в	Уравнительный сосуд	-
		106г	Дифманометр мембранный	ДМ-23573
		106д	Регулирующий прибор	РПЦБ-3
		106е	Задатчик	-
		106ж	Указатель положения	ЦПУ
		106з	Исполнительный механизм	-
		106и	Клапан сдвоенный	-
41	Осовой сдвиг роторов турбины и компрессора	107а, 108а	Гидравлический датчик с 2-мя отборами	-
		107б, 108б	Манометр электроконтактный	ЭКМ-1У

Окончание таблицы 8.1

1	3	4	5	6
42	Вибрация подшипников	114а-е	Вибродатчик	СВ-4

		турбины и компрессора		двухкомпонентный	
			114ж	Двухканальный электронный усилитель	УВ-2М
			114к	Стрелочный указатель	М226М
			114и	Переключатель	ПМТ-12
			114з	Потенциометр	ЭПР-09-ВМ
43	Положение стопорного клапана		118а	Сельсин-датчик	БД-404А
44	Тепловое расширение статора турбины		119а	Сельсин-датчик	БД-404А
45	Относительное расширение ротора и статора турбины		120а	Датчик относительного расширения	-
46	Давление	Пар перед соплами эжектора отсоса уплотнений	122а	Отбор давления	-
			122б	Манометр показывающий	ОБМВ1-160-40
Паровоздушная смесь в камере смешения эжектора отсоса из уплотнений		123а	Отбор давления	-	
		123б	Манометр показывающий	ОБМВ1-160-0,6	
48	Температура	Конденсат до и после основного эжектора I и II	131а	Термометр технический	-
			132а		
			133а		
			134а		
49		Вода на входе и выходе из конденсатора	137а, 138а	Термометр технический	-
			140а		
50		Конденсат до и после эжектора отсоса из уплотнений	149а 150а	Термометр технический	СП-15 АЗ-29 220-120
51		Давление	Конденсат к экрану переднего подшипника	164а	Отбор давления
	164б			Манометр показывающий	ОБМ1-160-25
Конденсат перед эжекторами	185а-187а		Отбор давления	-	
	185б-187б		Манометр показывающий	ОБМ1-160-16	

8.2 Технологические защиты, сигнализации и системы автоматического регулирования

8.2.1 Технологические защиты турбины

Технологические защиты позволяют безаварийно отключать турбину при отклонении значения параметров, которые могут привести к возникновению аварии [62].

Самое опасное для турбины ВКВ-22-1, как и для любых других турбин, является возрастание частоты вращения вала на 11-12% больше номинальной. Для предотвращения разгона ротора паром на турбину устанавливаются две автоматики безопасности. Автоматика безопасности включает в себя: закрытие стопорных и регулирующих клапанов высокого давления, а также стопорных и

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
							78

регулирующих (отсечных) заслонок промперегрева. Технологические защиты делятся на две группы:

- защита с полным прекращением подачи пара в турбину, при этом турбина отключается при повышении частоты вращения ротора, увеличении осевого сдвига ротора, падении давления масла для смазки подшипников, падении вакуума в конденсаторе, увеличении вибрации подшипников турбины, повышении или снижении температуры свежего пара;
- защита, которая будет снижать нагрузку на турбину, при этом защита будет действовать на отключение турбины, при: срыве вакуума в конденсаторе и без срыва вакуума в конденсаторе. Данная защита предназначена для предотвращения повреждений оборудования и обеспечения баланса или приведения в оптимальные значения мощности турбины, если отказало одно из оборудования.

При срывах вакуума в конденсаторе необходимо быстро остановить турбину, чтобы не допустить возникновения аварийной ситуации или минимизировать ущерб (разрушение составных элементов турбины).

8.2.2 Технологическая сигнализация турбины

Технологическая сигнализация необходима для быстрого оповещения рабочего персонала о неисправностях и отклонениях от номинальных режимов работы оборудования.

Виды технологической сигнализации:

- информационная – это сигнализация, которая нужна для контроля состояния работы оборудования;
- вызывная – это сигнализация, которая нужна для оповещения оперативного персонала об отклонениях в работе системы контроля эксплуатационных параметров турбины;
- предупредительная – это сигнализация, которая нужна для оповещения рабочего и оперативного персонала о нарушениях условий эксплуатации оборудования или их отклонений от номинальных значений;
- аварийная – это сигнализация, которая должна оповещать оператора об аварийном отключении оборудования или отклонении рабочих параметров, которые могут привести к аварии.

Срабатывание сигнализации сопровождается наличием световых и звуковых сигналов [62].

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		79

8.2.3 Система автоматического регулирования турбины

Система регулирования должна:

- устойчиво выдерживать заданные нагрузки (электрическая и тепловая) и плавно регулировать их;
- устойчиво поддерживать заданную частоту вращения ротора на холостом ходу и плавно изменят ее при номинальных режимах работы;
- поддерживать постоянную частоту вращения ротора, для предотвращения аварийных ситуаций.

В системе автоматического регулирования турбины входят такие механизмы: регулятор скорости, передатчики от регулятора скорости к парораспределительному устройству, предохранительный клапан и его передачи к стопорному клапану [62].

8.3 Современное оборудование и контрольно-измерительные приборы, установленные на ООО ЧФ «Мечел-Энерго»

8.3.1 Оборудование МЭО-250, контролирующее уровень конденсата в конденсаторе [63]

Механизм МЭО-250 регулирующий орган (запорная арматура). Управление механизмом происходит в автоматическом или ручном режимах. Управлять механизмами можно бесконтактно, посредством ПБР (бесконтактного пускателя реверсивного типа), так и контактно, посредством электромагнитного пускателя ПМЛ. Механизмы можно эксплуатировать при наличии в воздухе брызг и пыли. Но нельзя использовать данные механизмы во взрывоопасных зонах, при наличии агрессивных газов, грязи и паров [63].

МЭО-250 в своем составе имеет следующее оборудование: синхронный электродвигатель, червячный редуктор, ручной привод, блок сигнализации положения выходного вала, рычаг.

При выбор МЭО требуется рассчитать необходимое усилие для закрытия или открытия заслонок, которое, в свою очередь, зависит от конкретного места установки.

Механизмы типа МЭО имеют зануление. При номинальном напряжении электропитания пусковой момент должен быть минимум на 170% больше чем номинальный момент. При нагрузке 50% от номинального значения и номинальном напряжении срабатывание выходного вала имеет следующие значения (не более):

- 1% полного хода выходного вала – механизмы МЭО, у которых время полного хода 10 секунд,
- 0,5% полного хода выходного вала – механизмы, имеющих время полного хода 25 секунд,
- 0,25% полного хода выходного вала – механизмы, у которых время полного хода 63 секунды и больше.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

8.3.2 КДУ давления пара на уплотнение [64]

КДУ применяют для воспроизведения давления при осуществлении калибровки либо проверки измерительных преобразователей дифференциального и абсолютного. Преобразователи давления такого дифференциального типа могут испытывать воздействие давления, эквивалентного избыточному рабочему давлению внутри трубопровода, в котором идет измерение давления дифференциального типа. Прибор сделан во взрывозащитном исполнении, в следствие, чего может легко и успешно использоваться в зонах, которым характерна повышенная взрывоопасность, в промышленных помещениях и площадках, в которых не исключено формирование взрывоопасных смесей ПВ и ПА. Пределы допускаемой основной приведенной погрешности калибратора в процентах поддиапазона воспроизведений при температуре окружающего воздуха (20 +2) °С составляют 0,025 % при воспроизведениях:

- абсолютного давления в поддиапазонах от 0,02 до 0,7 МПа, от 0,7 до 1,6 МПа и от 0,7 до 2,5 МПа;
- дифференциального давления в поддиапазонах от 0 до 6,3 кПа и от 6,3 до 63 кПа.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

На ООО ЧФ «Мечел-Энерго» турбина ВКВ-22-1 является приводом для компрессора К-3000-61-1. Установленные за турбиной конденсатор и эжектор являются физически и морально устаревшими, они имеют низкую эффективность работы, поэтому увеличиваются удельные расходы, а также ремонт и обслуживание оборудования. Для повышения энергетической эффективности необходима реконструкция оборудования, в результате которой будут решены вопросы энергосбережения и улучшено эффективное использование энергии на нужды предприятия и потребителей.

Для повышения энергетической эффективности турбоагрегата необходимо заменить устаревший рабочий эжектор и заменить материал трубок в трубном пучке конденсатора на энергоэффективный (МНЖ-5-1).

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» будут рассмотрены важные, на данный момент, пункты:

1) сосуды под давлением (сосуды под давлением могут представлять опасность для рабочего персонала из-за ползучести металла, при воздействии на стенки сосуда высокого давления и температур);

2) электробезопасность (данное мероприятие обеспечивает защиту людей от опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статического электричества);

3) пожаровзрывобезопасность (причинами возникновения пожара могут быть: неизолированные токоведущие части электроустановок, которые могут привести к высеканию искр при повышенной сырости и химических взаимодействиях, а также вращающиеся части, которые могут вызвать искрение при случайном задевании за другие части, изготавливаются из цветного металла, либо защищают взрывопороницаемой оболочкой).

Целью БЖД, является: обнаружение и изучение факторов окружающей среды, отрицательно влияющих на здоровье человека, а также готовность к последствиям катастроф и стихийных бедствий [2].

9.1 Анализ опасных и вредных факторов в рабочей зоне для персонала

При эксплуатации энергетического оборудования, в том числе турбин, обслуживающий персонал находится под воздействием опасных факторов:

- сосуды и оборудование, работающие при повышенном (избыточном) давлении;
- тепловыделения оборудования и наличие горячих поверхностей, вследствие использования теплоносителей повышенных параметров, которые могут привести к ожогам (температура питательной воды для котлов, составляет 230⁰С, а температура перегретого пара на входе в турбину – 535-550⁰С);
- шумы (>70 дБ) [65] и вибрации от работающего оборудования (>92 дБ) [66];
- вращающиеся части оборудования;

- негабаритные места, в цехах;
- опасность поражения электрическим током;
- возможность загазованности на рабочем месте;
- пожаровзрывоопасность;
- лестницы, площадки и переходы, находящиеся на значительной высоте.

Аварийные ситуации различаются [67]:

- обрушение грунта при выполнении земляных работ;
- падение грузов при подъеме их грузоподъемными кранами;
- падение с высоты человека при производстве каменных, монтажных, кровельных и других видов работ на высоте;
- потеря устойчивости конструкций при производстве монтажных работ вследствие недостаточного их закрепления;
- пожар;
- поражение электрическим током;
- различные аварийные ситуации при эксплуатации строительных машин и механизмов.

Причинами аварии могут быть:

- отступление от проектных решений;
- некачественное проведение строймонтажных работ;
- нарушение техники безопасности и пожарной безопасности;
- все случаи разгерметизации оборудования и трубопроводов;
- теракты и вандализм.

В целях максимального снижения вероятности аварий проектом предусмотрены технические мероприятия, обеспечивающие безаварийные и безопасные условия эксплуатации котельной:

- герметизация технологических процессов;
- автоматизация технологических процессов;
- блокировка оборудования и сигнализация при нарушениях технологического режима;
- защита сооружений, аппаратов, трубопроводов от статического электричества;
- молниезащита.

Организационные и технические мероприятия, направленные на предупреждение аварий предусматривают:

- соблюдение норм технологического проектирования;
- регулярное проведение технического освидетельствования и профилактического осмотра;
- техническое обслуживание и текущий ремонт;
- автоматизированный контроль параметров работы оборудования, блокировку и сигнализацию при отклонении от нормального режима эксплуатации;
- разработку планов и мероприятий по локализации и ликвидации аварий в котельной и топливном хозяйстве;

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР				83

- подготовку обслуживающего персонала к действию в ЧС [68].

9.2 Сосуды под давлением

Известно, что сосуд - герметически закрытая емкость (стационарно установленная или передвижная), предназначенная для ведения химических, тепловых и других технологических процессов, а также для хранения и транспортировки газообразных, жидких и других веществ [69].

Оборудование должно исключать возможность причинения вреда в случаях:

- закрывания и открывания люков либо устройств контроля состояния оборудования;
- выполнения технологических операций, связанных с постановкой оборудования под давление, вводом оборудования в рабочий режим, а также со сбросом давления;
- выполнения технологических операций, связанных с риском падения персонала с рабочей площадки для обслуживания оборудования;
- возникновения внутри оборудования избыточного давления или вакуума при нахождении внутри этого оборудования людей;
- возникновения недопустимой температуры внешних поверхностей;
- разложения нестабильных рабочих сред [69].

Для паровых и других используемых предприятием сосудов, работающих под давлением и под воздействием высокой температуры, главное значение имеет свойство ползучести металла, то есть способность металла медленно и непрерывно деформироваться (расширяться со скоростью ползучести $10\%^{-5}/\text{час}$ или 1% за 1000000 часов) во всех направлениях при постоянном напряжении. Ползучесть металла при высоких температурах проявляется при напряжении ниже предела текучести для данного материала [70]. Получается, что безопасная эксплуатация работы сосудов под давлением достигается правильным их расчетом на нагрузки (статические и динамические), применением высококачественных материалов для изготовления данных сосудов, качественной обработкой материалов и надлежащим конструктивным оформлением сосудов, а также созданием оптимальных условий эксплуатации. Для управления работой находящихся под давлением частей турбинного агрегата, а также трубопроводов применяется специальная арматура, в которую входят также контрольно-измерительные приборы и приспособления, которые будут обеспечивать безопасную эксплуатацию котла. Предохранительные клапаны, устанавливаемые на паровых турбинах и воздухооборниках, при повышении давления сверх предельного, предусматривается автоматическое открытие и выпускание избытка пара или воздуха в атмосферу, так снижают давление до предельно допустимого.

Исправность предохранительных клапанов проверяется принудительным кратковременным их "подрывом" или выпуском пара.

Оснащение оборудования устройствами дренирования среды и удаления воздуха должны:

- избегать гидравлического удара, вакуумного разрушения, коррозии или

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР					84

возникновения неконтролируемых химических реакций (при этом должны учитываться процессы эксплуатации и испытаний);

- обеспечивать безопасные очистку, контроль и техническое обслуживание оборудования [69].

Указатели уровня жидкости прямого действия располагаются и освещаются так, чтобы уровень жидкости был виден с рабочего места обслуживающего персонала.

На оборудовании с рабочим давлением более 4 МПа указатели уровня жидкости прямого действия снабжаются кожухами для защиты персонала в случае разрушения прозрачных пластин.

Для рабочего персонала разработана технологическая инструкция.

Инструкция по эксплуатации для рабочего персонала должна включать в себя:

- сведения о конструкции, принципе действия, характеристиках оборудования;
- указания по монтажу или сборке, наладке или регулировке, техническому обслуживанию и ремонту оборудования;
- указания по использованию оборудования и меры по обеспечению безопасности, которые необходимо соблюдать при эксплуатации оборудования (включая ввод в эксплуатацию, применение по назначению, техническое обслуживание, ремонт, периодическое диагностирование, испытания, транспортирование, упаковку, консервацию и условия хранения);
- назначенные показатели (назначенный срок хранения, назначенный срок службы и назначенный ресурс) в зависимости от конструктивных особенностей.
- по истечении назначенных показателей (назначенного срока хранения, назначенного срока службы и (или) назначенного ресурса), указанных в руководстве (инструкции) по эксплуатации, прекращается эксплуатация оборудования и принимается решение о направлении его в ремонт, или об утилизации, или о проверке и об установлении новых назначенных показателей (назначенного ресурса, срока хранения, срока службы);
- перечень критических отказов, возможные ошибочные действия персонала, которые приводят к инциденту или аварии;
- действия персонала в случае инцидента, критического отказа или аварии;
- критерии предельных состояний;
- указания по выводу из эксплуатации и утилизации;
- сведения о квалификации обслуживающего персонала;
- наименование, местонахождение и контактную информацию изготовителя, импортера;
- при возникновении отклонений оповестить руководство.

9.3 Электробезопасность

Согласно [71] понятие электробезопасность подразумевает под собой систему организационных и технических мероприятий и средств обеспечивающих защиту

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

людей от опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статического электричества.

По категории электробезопасности, согласно ГОСТ 12.1.019-2009 [72], турбинный цех №3 относится к особо опасным помещениям, поскольку имеет более двух признаков повышенной опасности: высокая температура, сырость, наличие токопроводящих полов.

Источниками поражения электрическим током могут быть:

- прикосновение к токоведущим частям, оголенным проводам, контактам электроприборов, рубильников, ламповых патронов, предохранителей, находящихся под напряжением;
- прикосновение к частям электрооборудования, металлическим конструкциям сооружений и тому подобное, в обычном состоянии не находящихся, но в результате повреждения (пробоя) изоляции оказавшихся под напряжением:
 - нахождение вблизи места соединения с землей оборванного провода электросети;
 - нахождение в непосредственной близости от токоведущих частей, находящихся под напряжением выше 1000 В;
 - прикосновение к токоведущей части и мокрой стене или металлической конструкции, соединенной с землей;
 - одновременное прикосновение к двум проводам или другим токоведущим частям, которые находятся под напряжением;
 - несогласованные и ошибочные действия персонала (подача напряжения на установку, где работают люди; оставление установки под напряжением без надзора; допуск к работам на отключенном электрооборудовании без проверки отсутствия напряжения и т.д.) [73].

Электричество может оказывать действия на человека: термическое, электрическое (разложение органических жидкостей), биологическое (нарушение биоэлектрических процессов).

Взаимодействие человека с электрическим током может привести к гибели, при неосторожности.

Травмы, которые получает человек, при воздействии электрического тока делят: местные (ожоги, механические повреждения), электрические удары. Выделяют четыре степени электрических ударов:

- I – судорожные сокращения мышц без потери сознания;
- II – судорожные сокращения мышц с потерей сознания, но сохраняется работа органов дыхания и сердца;
- III – потеря сознания и нарушения деятельности сердца, либо органов дыхания;
- IV – клиническая смерть, то есть отсутствует работа органов дыхания и сердца

На поражение электрическим током человека влияют следующие факторы [31]: сопротивление человека, сила тока, величина напряжения, параметры среды, род тока, продолжительность воздействия, частота электрического тока, путь тока через тело человека.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

Электрический ток делится: постоянный, переменный. Постоянный ток примерно в 5 раз безопаснее переменного, этот факт сделан на основе сопоставления значений пороговых неотпускающих токов, так при постоянном токе значение неотпускающего тока составляет 80 мА, при переменном токе с частотой 50 Гц 15 мА [74].

Неотпускающий ток – электрический ток вызывающий, при прохождении через человека непреодолимые судорожные сокращения мышц руки, в которой зажат проводник [75].

Мероприятия по электрической безопасности можно разделить на три группы [31]: инженерно–технические, санитарно–гигиенические, управленческие.

Электробезопасность должна обеспечиваться [76]:

1) конструкцией электроустановок (изоляция токоведущих частей, контактов рубильников и электропроводов и так далее);

2) техническими способами и средствами защиты (изоляция токоведущих частей электрооборудования, защитные заземления и отключения и так далее);

3) организационными и техническими мероприятиями (предупредительная сигнализация, безопасное расположение токоведущих частей (ограждения, знаки), а также проведение инструктажа для рабочего персонала и средства индивидуальной защиты (обувь, перчатки и т.д.)) [77].

Для обеспечения защиты персонала от случайного прикосновения к токоведущим частям применяют следующие инженерно-технические мероприятия:

- изоляцию токоведущих частей;
- защитное отключение;
- защитное заземление;
- безопасное расположение токоведущих частей;
- предупредительную сигнализацию, блокировку, знаки безопасности.

Для обеспечения защиты персонала от поражения электрическим током при прикосновении к металлическим нетоковедущим частям, которые могут оказаться под напряжением применяют:

- защитное заземление;
- защитное экранирование;
- изоляцию нетоковедущих частей.

9.3 Пожаровзрывоопасность

Опасными факторами пожара являются: снижения содержания кислорода в воздухе, увеличение концентрации углекислого и угарного газов. Сопутствующими факторами служат: осколки частей разрушенных зданий, сооружений, установок; токсичные вещества попавшие в воздух из разрушенных технологических установок.

Классы пожаров;

- А – пожары твердых горючих веществ и материалов;

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

- В – пожары горючих жидкостей или плавящихся твердых веществ и материалов;
- С – пожары газов;
- D – пожары металлов;
- E – пожары горючих веществ и материалов электроустановок, находящихся под напряжением;
- F – пожары ядерных материалов, радиоактивных веществ и радиоактивных отходов.

В соответствии с ГОСТ 27331-87. «Классификация пожаров» [78] устанавливаются классы пожара «D» и «E».

Категории зданий, помещений и сооружений по пожарной и взрывопожарной опасности:

- А – повышенная взрывопожароопасность;
- Б – взрывопожароопасность;
- В1-В4 – пожароопасные;
- Г – умеренная пожароопасность;
- Д – пониженная пожароопасность.

Согласно перечню помещений и зданий энергетических объектов с указанием категории по взрывопожарной и пожарной опасности турбинный цех №3 относится к категории «Г», поскольку в помещении находятся негорючие вещества и материалы в горячем состоянии. А согласно СНиП 21-01-97 [79].

Степень огнестойкости, согласно [80], различают:

- первая степень – это здания, которые включают в себя самые огнестойкие конструкции (бетон, железобетон, натуральный и искусственный камень);
- вторая степень – это здания, которые практически полностью соответствуют первой степени огнестойкости, но к зданиям предъявляются менее жесткие требования (стальные конструкции);
- третья степень – это здания, с бетонным и железобетонным, каменными несущими и перекрытиями из дерева, в качестве огнестойкого покрытия – трудногорючие плиты и листовые материалы, штукатурка);
- четвертая степень – это здания, которые выполнены из легко воспламеняемых материалов (древесина);
- пятая степень – это здания, которые имеют самый низкий порог огнестойкости и скорости распространения огня (взрывоопасные материалы и постоянное присутствие приборов, способные вызвать короткое замыкание).

Пожарная безопасность зданий и сооружений: степень огнестойкости строительных конструкций турбинного цеха №3 – II-я степень огнестойкости.

Классы функциональной опасности [81] подразделяются на:

- Ф1: Для постоянного проживания и временного (в том числе круглосуточного) пребывания людей (детские сады, детские дома и школы

для инвалидов, больницы, спальня корпуса, гостиницы, общежития, жилые дома (многоквартирные и одноквартирные));

- Ф2: Зрелищные и культурно-просветительные учреждения (театры, кинотеатры, концертные залы, клубы, цирки, библиотеки, музеи и т.д.);
- Ф3: Предприятия по обслуживанию населения (предприятия торговли, общественного питания, вокзалы, поликлиники и т.д.);
- Ф4: Учебные заведения, научные и проектные организации, учреждения управления (школы, высшие учебные заведения, училища, колледжи, пожарные депо и т.д.);
- Ф5: Производственные и складские здания, сооружения и помещения (производственные здания, склады, стоянки и т.д.).

Производственные и складские помещения, относятся к классу Ф5.

Источниками пожара могут неисправности электрооборудования, осветительных приборов и выход из строя приборов автоматики. Для предупреждения образования взрывоопасных газовоздушных смесей большое значение имеет контроль воздушной среды производственного помещения. Наиболее прогрессивен контроль воздушной среды производственных помещений автоматическими сигнализаторами до взрывных концентраций. При включении предупредительной сигнализации и аварийной вентиляции предусматривается автоматическое или ручное отключение всего или части технологического оборудования [82].

Система предотвращения пожара включает в себя:

- 1) предотвращение образование горючей среды;
- 2) исключение условий образования или внесения в горючую среду источника зажигания;
- 3) ограничение массы и объема горючих веществ и материалов.

Пожаротушение можно обеспечить следующими способами:

- 1) изоляция очага горения от воздуха или снижение концентрации кислорода в воздухе;
- 2) охлаждение очага горения;
- 3) интенсивное торможение скорости химической реакции в пламени;
- 4) механический срыв пламени;

Система противопожарной защиты включает в себя:

- 1) выбор и использование материалов основных конструкций объектов с регламентированными пределами огнестойкости и пределами распространения огня;
- 2) соблюдение правил и норм по пожарной безопасности;
- 3) организация своевременной эвакуации людей;
- 4) ограничение распространения пожара за пределы очага горения;
- 5) активные действия по тушению пожара и защиты людей от его опасных факторов.

Организационно-технические мероприятия по обеспечению пожарной безопасности:

- 1) организация пожарной охраны на предприятии;

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	89

- 2) паспортизация веществ, материалов, изделий, технологических процессов и объектов с точки зрения пожарной опасности;
- 3) организация обучения персонала правилам пожарной безопасности;
- 4) разработка и реализация норм и правил пожарной безопасности, инструкций по пожарной безопасности;
- 5) организация действий персонала, администрации и населения на случай возникновения пожара;
- 6) разработка и применение средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности, а так же разработка дополнительных мероприятий, направленных на обеспечение пожарной безопасности.

Изоляцию токоведущих частей электроустановок выбирают с повышенной стойкостью против сырости и химических взаимодействий. Вращающиеся части, которые могут вызвать искрение при случайном задевании за другие части, изготавливают из цветного металла, либо защищают взрывопроницаемой оболочкой. Выключатели, нормально искрящие по условиям работы, удаляют от мест скопления горючих материалов или выносят за пределы помещений. Силовое электрооборудование, приборы, аппараты и проводку защищают от химических воздействий, а также сырости. Приборы выбирают в пыленепроницаемом исполнении. Все электроустановки защищены как от грозových, так и от коммуникационных перенапряжений. Газопроводы оборудуют водяными затворами или пламяпреградителями для защиты от попадания взрывной волны или пламени со стороны сети потребления, а также от проникновения кислорода. Число эвакуационных выходов из котельного зала и подсобных помещений и с каждого этажа должно составлять не менее двух. Эвакуационные выходы должны располагаться рассредоточено. Согласно СП 4.13130-2009 «Системы противопожарной защиты. Эвакуационные пути и выходы» [83] ширина участков путей эвакуации должна быть не менее 1м, а ширина дверей не менее 0,8 м. Ширина наружных дверей лестничных клеток должна быть не менее марша лестницы, высота прохода на путях эвакуации - не менее 2м. Для постоянного контроля образования взрывоопасных газоздушных смесей в котельной применяются автоматические сигнализаторы, которые оборудованы звуковой и световой сигнализацией, срабатывающие при обнаружении дыма или взрывоопасной концентрации газов в помещении.

Ликвидировать пожар, возможно, несколькими путями: первичными средствами пожаротушения, огнегасительными веществами, а также автоматическими системами пожаротушения.

К первичным средствам пожаротушения относятся: пожарные краны, пожарные щиты, передвижные огнетушители, покрывала для изоляции очага возгорания [84]. Все помещения котельной должны быть обеспечены первичными средствами пожаротушения. Средства пожаротушения должны быть расположены в легко доступных местах и не мешать при эвакуации людей из помещений. К средствам пожаротушения относятся порошковые и углекислотные огнетушители, пожарные гидранты, ящики с порошковыми составами (песок, шамотный порошок), огнестойкие ткани (войлок, асбестовое полотно).

Ответственность за содержание и контроль за сохранность и исправность первичных средств пожаротушения возлагается на начальника цеха. Помещение котельной оборудовано водопроводом пожаротушения с выведенным стояками пожарных гидрантов, оборудованных шкафами с пожарными рукавами. Пожарные рукава должны быть присоединены к крану и стволу, быть скатанными и сухими. Схема путей эвакуации должна находиться на видном месте в каждом помещении цеха. На схеме должны быть указаны пути эвакуации и места размещения средств пожаротушения.

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>91</i>

10 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Раздел «Экономика и управление» выполнены на основе методического пособия: «Экономико-управленческая часть выпускных квалификационных работ для направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» Алабугин А.А., Алабугина Р.А. [32].

Одной из главных задач при реконструкции турбины - снижение себестоимости тепловой энергии, следствием чего является получение экономической выгоды.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрен проект реконструкции турбины ВКВ-22-1 и конденсатора КП-1930, за счет замены старого эжектора ЭО-50 на новый, марки ЭО-50М. Турбинный цех необходим для компрессии воздуха на сталеплавильные печи на ПАО «Мечел».

Основной причиной технического реконструкции турбины и конденсатора, является достижение максимального экономического эффекта за счет замены эжектора.

Эжектор ЭО-50М (модернизированный) будет энергоэффективно выполнять свои поставленные функции – поддерживать требуемое значение вакуума в конденсаторе, что существенно повлияет на энергоэффективность турбины, марки ВКВ-22-1. Замена трубок конденсатора повлияет на энергоэффективность турбины, что приведет к снижению расходов топлива на котлы, которые вырабатывают пар и отправляют его на турбоустановки.

Целью проведения экономического расчета является определение экономических показателей, определяющих эффективность работ по реконструкции на предприятии ООО ЧФ «Мечел-Энерго».

10.1 Расчёт капитальных затрат на реконструкцию турбины и конденсатора на ООО ЧФ «Мечел-Энерго»

Для определения экономической эффективности реконструкцию турбины и конденсатора на ООО ЧФ «Мечел-Энерго» рассчитаем срок окупаемости проекта. При этом следует учесть, что срок окупаемости не должен превышать 3,4 года [32].

Для этого необходимо составить смету капитальных затрат. Капитальные затраты включают в себя:

- разработка проекта реконструкции;
- стоимость оборудования, строительных материалов для реконструкции;
- расходы на транспортировку оборудования;
- затраты на демонтаж заменяемого оборудования;
- стоимость строительно-монтажных работ оборудования;
- пуско-накладочные и прочие расходы по обслуживанию и управлению капитальным строительством.

Цены на турбину, конденсатор и эжектор предоставлены производителем [85]. Смета капитальных затрат представлена в таблице 10.1.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

Таблица 10.1 – Смета капитальных затрат на реконструкцию [2,85]

Статьи затрат	Затраты, тыс.руб.
1. Проектные работы	700,00
2. Демонтажные работы	1300,00
3. Стоимость оборудования [2,85]	2097,65
в том числе:	
- Эжектор ЭО-50М	1800,00
- Трубоки конденсатора КП-1930	186,65
- Контрольно-измерительные приборы	45,00
- Трубопроводы и арматура	66,00
4. Зарплата рабочим	188,00
5. Очистка трубок конденсатора КП-1930	125,86
6. Транспортные затраты	350,00
7. Монтажные работы	190,00
8. Пусконаладочный и режимно-наладочные испытания	1000,00
Итого:	5951,51

10.2 Расчёт текущих затрат при эксплуатации реконструированной турбины ВКВ-22-1

После реконструкции начинается эксплуатация всего оборудования, которая требует ежегодных материальных, топливно-энергетических и трудовых затрат и ресурсов. Срок окупаемости – это отрезок времени, по окончании которого затраты вложенные в проект будут перекрыты доходами от проекта. Таким образом, можно определить сколько времени потребуется для того, чтобы получать прибыль от проекта, в которой вкладывается предприятие для достижения энергоэффективности.

Годовые эксплуатационные затраты включают в себя:

- затраты на топливо;
- амортизационные отчисления;

- затраты на электроэнергию;
- затраты на воду для подпитки;
- затраты на текущие ремонты оборудования;
- общехозяйственные расходы;
- заработная плата работникам.

Определим затраты на топливо. Стоимость годового расхода топлива рассчитаем по формуле (10.1):

$$I_m = C_m \cdot G_{год}, \quad (10.1)$$

где $G_{год}$ – годовой расход топлива, тыс.кг/год;

$$G_{год} = 266 \text{ тонн/год};$$

C_m – тариф на топливо, руб/тонн;

$C_m = 5031$ руб/тонн – по данным предоставленным Филиалом АО «Новатек Челябинск» [86].

$$I_m = 5031 \cdot 266 = 1338,25 \text{ тыс.руб.}$$

Затраты на использование воды (10.2):

$$I_в = C_в \cdot G_{год}, \quad (10.2)$$

где $G_{год}$ – годовой расход воды из городского водопровода, м³/год;

$G_{год} = 203$ тыс.м³/год – по данным предоставленным ООО ЧФ «Мечел-Энерго»;

C_m – тариф на использование воды, руб/м³;

$C_m = 12820$ руб/м³ – по данным предоставленным ООО ЧФ «Мечел-Энерго»;

$$I_в = 12,82 \cdot 203 = 2602,46 \text{ тыс.руб.}$$

Затраты на электроэнергию вычисляются по формуле (10.3):

$$I_э = C_э \cdot N_э, \quad (10.3)$$

где $N_э$ – годовая суммарная мощность электродвигателей, электромеханизмов, приборов КИПиА, кВт·год;

$C_э$ – тариф на электроэнергию, руб/кВт·ч;

$C_э = 3,315$ руб/кВт·ч – по тарифам ОАО «Энергосбыт» [87];

$$I_э = 3,315 \cdot 85,8 = 284,43 \text{ тыс.руб.}$$

Амортизационные отчисления определяются по формуле (10.4):

									Лист
									94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР				

$$I_a = H_a \cdot K_{об}, \quad (10.4)$$

где $H_a = 10\%$ – норма амортизации;

$K_{об}$ – стоимости реконструируемого оборудования, $K_{об}=2097,65$ тыс.руб. – по данным предоставленным ООО ЧФ «Мечел-Энерго» [2];

$$I_a = 0,1 \cdot 2097,65 = 209,76 \text{ тыс.руб./год}$$

Рассмотрим затраты на текущие ремонты оборудования. Для сравнительных расчётов эти затраты принимаются равными 20 % от общей суммы амортизационных отчислений (10.5):

$$I_{тр} = 0,2 \cdot I_a, \quad (10.5)$$

$$I_{тр} = 0,2 \cdot 209,76 = 41,95 \text{ тыс.руб./год.}$$

Общехозяйственные расходы примем 50 тыс.руб./год [88].

Рассчитаем сумму текущих затрат (10.6):

$$I_{тек1} = I_m + I_в + I_э + I_a + I_{тр}, \quad (10.6)$$

$$I_{тек1} = 1338,25 + 2602,46 + 284,43 + 209,76 + 41,95 = 4476,85 \text{ тыс.руб./год.}$$

Рассчитаем себестоимость 1 Гкал теплоты, выработанной на реконструированной турбине (10.7):

$$I_{после} = \frac{I_{тек1} \cdot 1000}{Q_n^p \cdot Q_{кот}}, \quad (10.7)$$

где $Q_{кот} = 1$ Гкал/ч – теплопроизводительность котельного агрегата;

$$I_{после} = \frac{4476,85 \cdot 1000}{5390 \cdot 1} = 830,58 \text{ руб/Гкал.}$$

По данным полученным на предприятии ООО ЧФ «Мечел-Энерго» стоимость 1 Гкал, выработанной на турбине ВКВ-22-1 до реконструкции составляла $I_{до} = 1653$ руб./Гкал.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

Рассчитаем текущие затраты на выработку тепла на ООО ЧФ «Мечел-Энерго» до реконструкции (10.8):

$$I_{тек2} = \frac{I_{до} \cdot Q_n^p \cdot Q_{кот}}{1000}, \quad (10.8)$$

где $Q_{кот} = 1$ Гкал/ч – теплопроизводительность котельного агрегата;

$$I_{тек2} = \frac{1653 \cdot 5390 \cdot 1}{1000} = 8909,8 \text{ тыс.руб./год.}$$

Срок окупаемости определяется по формуле (10.9):

$$T = \frac{K - K_{ликв}}{I_{тек2} - I_{тек1}}, \quad (10.9)$$

где $K_{ликв}$ – ликвидационная стоимость демонтированного оборудования, рассчитывается по формуле (10.10):

$$K_{ликв} = m \cdot z, \quad (10.10)$$

где $m = 4,35$ тонн – масса демонтируемого оборудования по данным предоставленным ООО ЧФ «Мечел-Энерго» [2];

$z = 185000$ руб/тонну – стоимость за 1 тонну демонтируемого оборудования (лома) по данным предоставленным компанией «ЧТМ» [89].

$$K_{ликв} = 4,35 \cdot 185000 = 804,75 \text{ тыс.руб.}$$

$$T = \frac{5951,51 - 804,75}{8909,8 - 4476,85} = 1,16 \text{ года.}$$

Вывод: реконструкция турбинного цеха №3 на ООО ЧФ «Мечел-Энерго» путем замены: эжектора ЭО-50 на эжектор ЭО-50М, материала трубок конденсатора КП-1930 (с Л69 на МНЖ-5-1) является экономически эффективным мероприятием. Срок окупаемости данных работ составляет 1,16 года, что не превышает 3-4 года.

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

10.3 Модель ранжирования проблем энергетической эффективности турбинного цеха №3 на ООО ЧФ «Мечел-Энерго»

Главную проблему при достижении максимальной энергетической эффективности позволяет определить ранжирование проблем. При всем этом оценивается степень важности и срочности решения проблем, которые были направлены на достижение цели выпускной квалификационной работы в реальных условиях предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго». Представленные проблемы распределяются по квадрантам матрицы.

Высокой степенью важности обладает проблема снижения КПД турбины ВКВ-22-1, так как на данный момент в турбинном цехе №3 оборудование морально и физически изнашивается, поэтому турбинный цех не является достаточно энергоэффективным и рост тарифов ведет к недовольству потребителей. Высокой степени срочности является проблема повышения затрат на ремонт оборудования (некачественные запчасти и долгая доставка запчастей), а также к простоям оборудования, что приведет к снижению энергетической эффективности турбины и конденсатора. Низкой степенью важности обладает проблема морального и физического износа турбины и конденсатора, так как оборудование достаточно старое (турбина ВКВ-22-1 год выпуска составил 1962 года, конденсатор КП-1930 год выпуска составил 1973 года), причем срок службы этих агрегатов составляет 15-25 лет. Именно поэтому требуется реконструкция турбины и конденсатора для повышения их энергетической эффективности. Проблема снижения энергетической эффективности турбины и конденсатора является с высокими степенями срочности и важности, так как снижение энергетической эффективности турбины и конденсатора отразится неблагоприятно на потребителях (остановка доменных печей или снижение производимой продукции – мелалла, деталей).

На рисунке 10.1 представлена схема ранжирования проблем по теме ВКР.

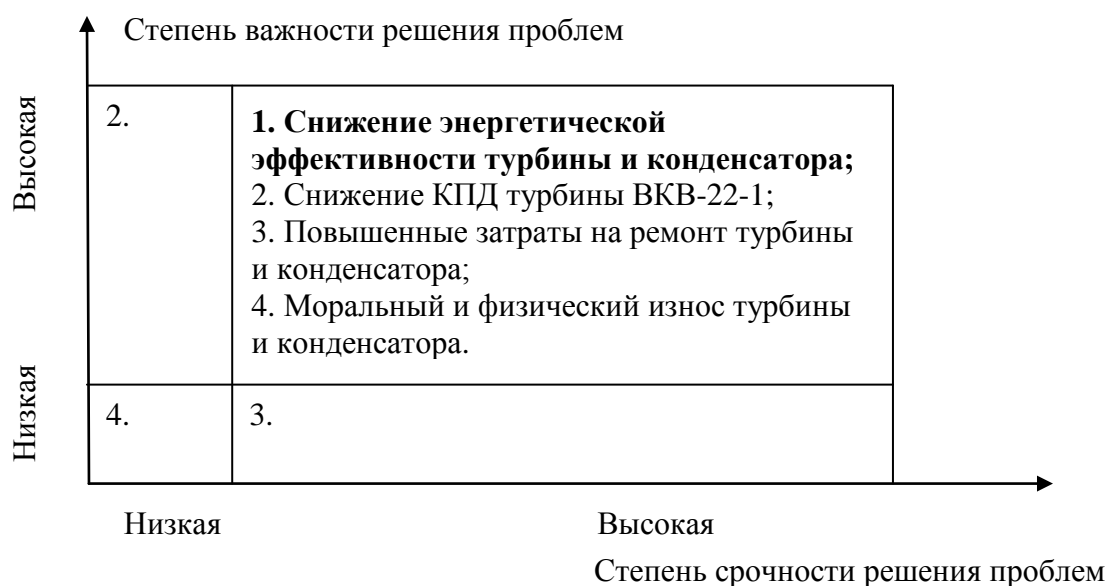


Рисунок 10.1 – Ранжирование проблем

Вывод: основной проблемой турбинного цеха №3 на ООО ЧФ «Мечел-Энерго» является снижение энергетической эффективности основного и вспомогательного оборудования, в связи с его моральным и физическим износом, снижением КПД и повышении затрат на ремонт и обслуживание.

10.4 Причинно-следственная диаграмма

Причинно-следственная диаграмма является анализом направления причин возникновения главной проблемы энергетической неэффективности её возникновения (первичных и вторичных) и последствий её решения или не решения.

Составим причинно-следственную диаграмму для предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго».

На рисунке 10.2 представлена причинно-следственная диаграмма.

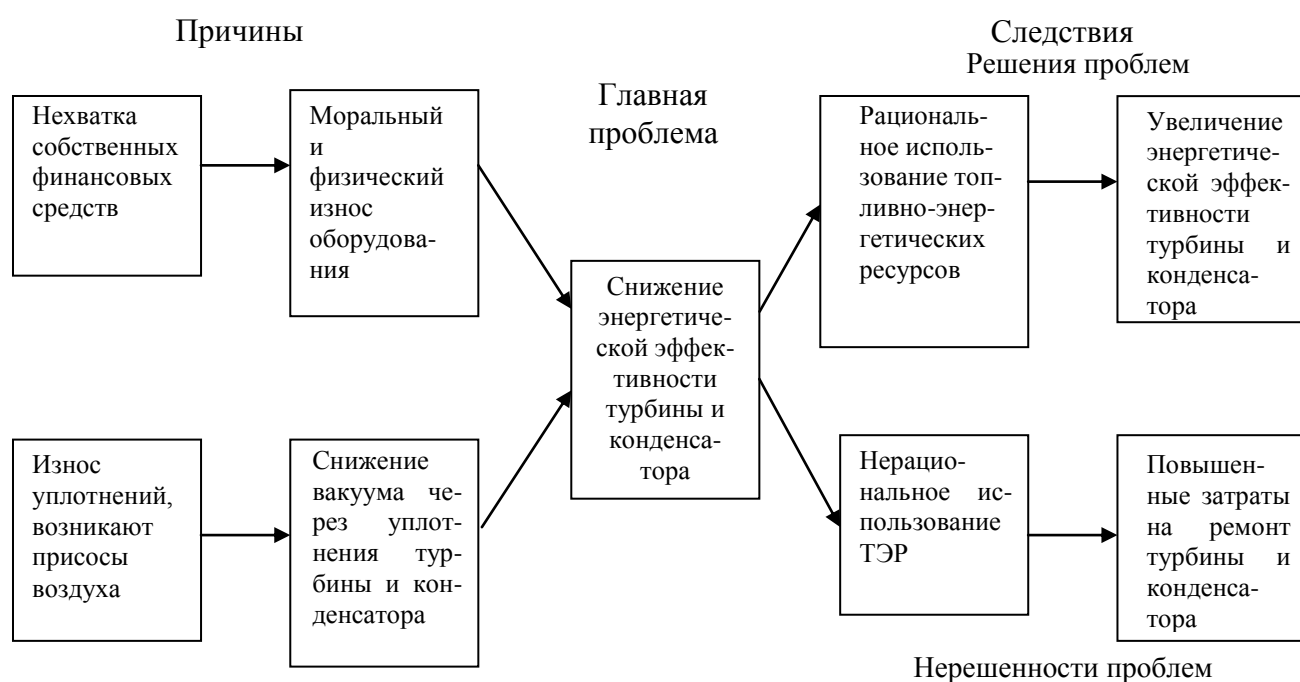


Рисунок 10.2 – Причинно-следственная диаграмма

Вывод: из причинно-следственной диаграммы можно увидеть, что необходимо сделать, чтобы достичь поставленных результатов, рассмотренных в выпускной квалификационной работе.

10.5 SWOT-анализ вариантов

SWOT-анализ – это сравнительный метод, позволяющий рассмотреть предыдущие результаты и определить долгосрочные направления повышения энергетической эффективности котельной.

Для проведения этого анализа составляются матрицы, в которых указываются:

- S (Strengths) – сильные стороны внутренней среды;

- W(Weaknesses) – слабые стороны внутренней среды;
- O (Opportunities) – возможности внешней среды;
- T (Threats) – угрозы внешней среды.

В таблице 10.2 представлен SWOT-анализ эксплуатации реконструкционных турбины и конденсатора, путем замены рабочего эжектора на ООО ЧФ «Мечел-Энерго».

Таблица 10.2 – SWOT-анализ эксплуатации турбинного цеха после реконструкции

<p>S:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Экономия топливно-энергетических ресурсов; 2. Повышение надежности работы турбины и конденсатора; 3. Использование более современного оборудования (модернизированного эжектора ЭО-50М, материал трубок); 4. Снижение затрат на ремонт оборудования. 5. Снижение стоимости доставки сжатого воздуха. 	<p>W:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Недостаток собственных финансовых средств (высокие капитальные затраты); 2. Требуется повышение квалификации рабочего персонала.
<p>O:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Инвестирование проекта; 2. Постоянный спрос на снабжение потребителей тепловой и электрической энергией. 	<p>T:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Рост цен на топливо для котлов; 2. Задержка поставок топлива и запчастей; 3. Высокая стоимость оборудования.

SWOT-анализ эксплуатации котельной до реконструкции, без замены эжектора ЭО-50М и материала трубок в трубном пучке конденсатора, представлен в таблице 10.3.

Таблица 10.3 – SWOT-анализ эксплуатации турбинного цеха до реконструкции

<p>S:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Отсутствие капитальных затрат; 2. Хорошее знание эксплуатации, ремонта оборудования; 3. Требуется переквалификация рабочего персонала; 	<p>W:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Большой расход топливно-энергетических ресурсов; 2. Большие затраты на ремонт оборудования; 3. Снижение КПД турбины; 4. Повышение возможности возникновения аварий на предприятии; 5. Возникновение аварийных ситуаций на предприятии, что приведет к остановки подачи сжатого воздуха на доменные печи.
---	---

Продолжение таблицы 10.3

<p>О:</p> <p>1. Постоянный спрос на снабжение потребителей тепловой энергией и электрической.</p>	<p>Т:</p> <p>1. Рост цен на топливо; 2. Запчасти низкого качества, задержка поставок топлива и запчастей.</p>
---	---

Исходя из проведенных SWOT-анализов можно сделать вывод о том, что эксплуатация турбинного цеха №3 ООО ЧФ «Мечел-Энерго» после реконструкции эжектора и замены материала трубного пучка конденсатора является более экономичной и энергоэффективной, чем без реконструкции, потому что после реконструкции турбинного цеха №3 сильные стороны (снижение себестоимости отпускаемого сжатого воздуха на доменные печи и повышение КПД установок) преобладают над эксплуатацией турбинного цеха №3 без реконструкции (угрозы по ужесточению стандартов по износу силовых машин, что может привести к штрафным санкциям).

10.6 Пирамида целеполагания предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго»

Видение – это примечательный образ предприятия в будущем, идеал или мечта, к которому предприятие стремится. Из видения предприятия должны создаваться предварительные цели предприятия. Видение дает понять как прийти к данной цели и узнать направления движения предприятия, создает перспективу, придает смысл и значение повседневной деятельности, подвигает персонал к действию (достижению цели).

Миссия – основная цель предприятия, смысл его существования. Миссия характеризует предприятие: вид, масштабы деятельности, отличия от конкурентов, показывает статус предприятия и обеспечивает ориентиры для разработки целей и стратегий.

Цели предприятия должны быть сформированы по принципу SMART.

S – specific – конкретная, значительная (цель должна быть понятна всем и четко выражена руководством).

M – measurable – измеримая, для мотивации рабочего персонала.

A – attainable – достижимая. Необходимо оценить ситуацию и понимать, что цель может быть достижима с точки зрения внешних и внутренних ресурсов.

R – realistic – реалистичная.

T – time-based – на определенный период. Срок выполнения – это главная составляющая цели. Цели, не имеющие крайних сроков или временного графика, очень часто получают уязвимы для повседневных кризисов на предприятии.

Стратегия – долгосрочное, качественно определенное направление развития организации, касающееся сферы, средств, форм её деятельности, системы взаимоотношений внутри организации, а также позиции организации в окружающей среде.

На рисунке 10.3 приведена пирамида целеполагания предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго».

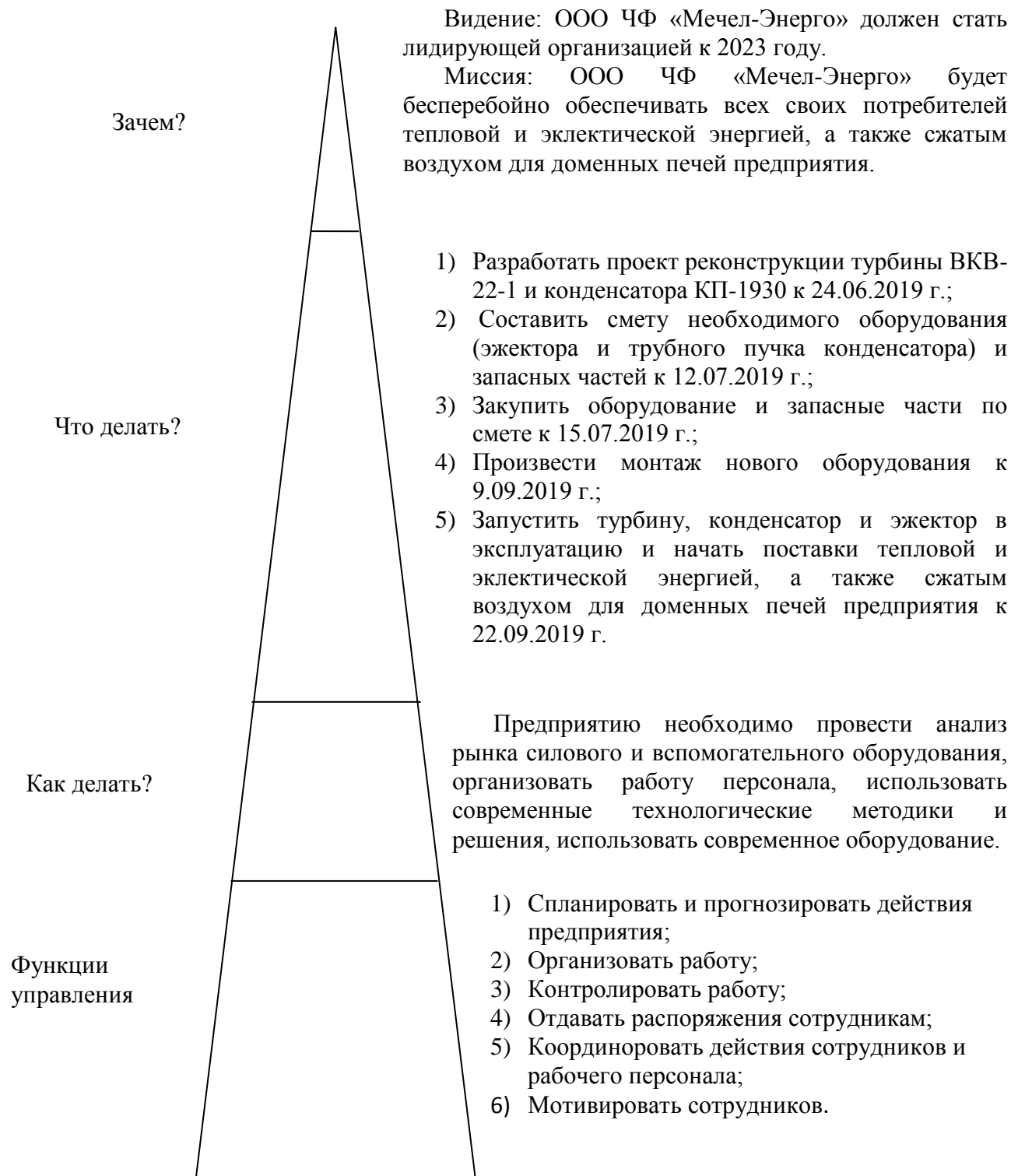


Рисунок 10.3. – Пирамида целеполагания предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго»

10.7 Модель дерева целей повышения энергетической эффективности

Структурированная модель дерева целей, которая показывает соподчинение (совокупность) и связь целей подразделений в иерархии управления называют дерево целей.

Дерево целей содержит и состоит из целей, соответствующих теме реконструкции турбинного цеха № 3 на ООО ЧФ «Мечел-Энерго», а также показывает зависимость взаимосвязей между ними. Для достижения целей выпускной квалификационной работы указываются средства её достижения.

Модель дерева целей проекта представлено на рисунке 10.4.



Рисунок 10.4 – Дерево целей проекта

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

10.8 Поле сил успеха реализации проекта

Поле сил – это метод выявления или оценки групп факторов, способствующих осуществлению проекта или ему противодействующих.

Для наиболее удобного восприятия все движущие и сдерживающие силы рассмотрены в таблице 10.4.

Можно сделать вывод из проведенного анализа поля сил изменений системы и проанализировать, какие силы на данном предприятии преобладают движущие или сдерживающие, затем, оценить ситуацию и понять, достижима поставленная перед предприятием задача или нет.

Таблица 10.4. – Движущие и сдерживающие силы для реализации проекта

Методы влияния на силы	Действие по «мощности»
Движущие силы	
Наличие инвесторов у предприятия, который смог бы финансировать затраты на реконструкцию (зарплата рабочим, закупка оборудования на реконструкцию, транспортировка оборудования)	Сильное
Наличие опытного рабочего персонала по ремонту и эксплуатации оборудования (персонал будет работать по отработанной схеме и имеются мотивированные сотрудники)	Среднее
Повышение эффективности работы турбины (замена эжектора и пучка труб в конденсаторе), что приведет к снижению капитальных и текущих затрат на предприятии (снижение затрат на топливо, ремонт оборудования будет проводится реже, благодаря качественным запчастям)	Среднее
Сдерживающие силы	
Закупка качественного оборудования (необходимо найти поставщика и затратить больше средств на закупку, доставка очень долгая и оборудование будет простаивать, и приведет к выработке некачественной энергии для потребителя)	Среднее
Транспортные затраты (перевозка оборудования, увеличение стоимости топлива на доставку оборудования, долгая доставка)	Среднее
Рост цен на оборудование (возможно возрастание инфляция цен, задержка доставки оборудования и повышение его стоимости, некачественные запчасти)	Среднее

Цель данного метода заключается в том, чтобы наглядно показать движущие и сдерживающие стороны проекта, смотри рисунок 10.5.



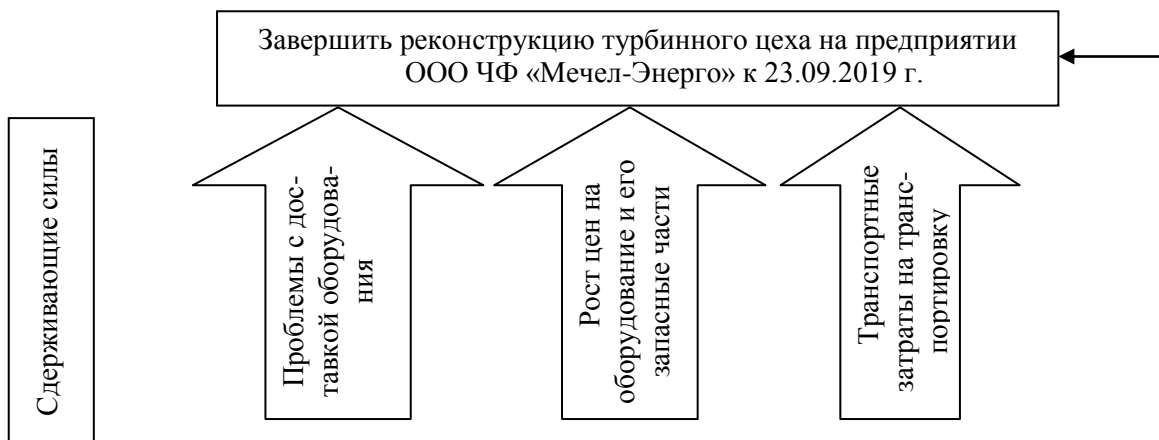


Рисунок 10.5. – Поле сил реализации проекта

Вывод: из проведенного анализа поля сил изменений системы видно, что на предприятии ООО ЧФ «Мечел-Энерго» преобладают движущие силы, следовательно, задача, поставленная перед предприятием выполнима.

10.9 Ленточный график мероприятия по разработке и реализации проекта

Для наглядности проведения комплекса работ по реализации реконструкции турбины ВКВ-22-1 и конденсатора КП-1930, путем установки рабочего эжектора ЭО-50М на ООО ЧФ «Мечел-Энерго», необходимо составить ленточный график работ, представленных в дереве целей.

График мероприятий работ по разработке и реализации проекта представлен в виде ленточного графика Ганта, который предназначен для визуальной оценки последовательность выполнения работ и задач технического перевооружения котельной, их протяженность и протяженность проекта в целом, а также сопоставить реальный и планируемый ход реализации проекта.

Ориентировочная продолжительность работ определяется целями и стратегиями, описанными выше.

Построение ленточного графика включает в себя:

- перечень выполняемых мероприятий;
- нанесение по горизонтали календарной продолжительности работ данных мероприятий.

В таблице 10.5 представлен ленточный график Ганта.

Таблица 10.5 – График Ганта

Наименование этапа	Исполнитель	2019 год											
		Месяц											
		Июнь	Июль				Август				Сентябрь		
		4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3
Разработка проекта	Проектное бюро	■											
Подбор энергетически эффективного оборудования	Проектное бюро		■										
Выполнить экономические расчеты	Проектное бюро			■									
Определение экологической безопасности	Проектное бюро				■								
Поиск поставщика оборудования	Подрядчик					■							
Закупка оборудования	Подрядчик						■						
Демонтаж старого оборудования	ПТО							■	■	■			
Доставка нового оборудования до места	Подрядчик									■			
Монтаж нового оборудования	ПТО										■	■	
Пусконаладочные испытания	Подрядчик												■

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

Лист

105

10.10 Основные показатели энергетической и экономической эффективности проекта

Рассчитанные показатели в выпускной квалификационной работе сведем в таблицу 10.6.

Таблица 10.6 – Основные показатели эффективности проекта

Наименование показателей	Единицы измерения	Изменения показателей	
		до	после
Показатели энергетической эффективности и энергосбережения:			
КПД турбины	%	78,8	79
КПД эжектора	%	25,8	26,9
Тепловая мощность в конденсаторе КП-1930 (замена материала трубок)	кВт	400,116	403,514
Показатели экономической эффективности:			
Капитальные затраты на реконструкцию	тыс.руб.	5951,51	
Себестоимость отпускаемой тепловой энергии	руб./Гкал	1653	830,58
Срок окупаемости реконструкции	лет	1,16	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной выпускной квалификационной работы был проведен анализ направленный на определение необходимости реконструкции паровой турбины ВКВ-22-1 и конденсатора КП-1930, путем установки рабочего эжектора на ООО ЧФ «Мечел-Энерго».

В выпускной квалификационной работе произведен расчет паровой турбины ВКВ-22-1 в результате, которого получены значения высоты рабочих и сопловых решеток, для первой ступени высота сопловой решетки составила 0,006 м, высота рабочей решетки 1-ого венца составила 0,0051 м, высота направляющей решетки составила 0,0055 м, для рабочей решетки 2-ого венца высота составила 0,0059 м. В последней 16 ступени значение высоты рабочей и сопловой решетки составляет 0,12 и 1,1216 м соответственно. Также в результате расчета паровой турбины ВКВ-22-1 получены внутренний относительный лопаточный КПД ступеней 0,79, а мощность ступеней составила 20503,93 кВт. В результате полученных значений тепловых перепадов в каждой ступени турбины построен график расширения пара в турбине ВКВ-22-1 в h-s диаграмме.

Для турбины ВКВ-22-1 рассчитан конденсатор КП-1930. Площадь поверхности конденсатора составила 12,38 м², количество трубок в конденсаторе 15984 штуки, длина конденсаторных трубок составляет 5,462 м. Затем, проанализировали данные расчета и характеристики материалов (Л69 и МНЖ-5-1), можно сделать вывод, что наиболее эффективнее и экономически целесообразно было бы использовать материал трубок МНЖ-5-1, потому что он является наиболее коррозиестойчивым и, не смотря на то, что его тепловая мощность незначительно меньше $Q=400116,09$ кВт, в отличие от Л69 у которого тепловая мощность равна $Q=403514,29$ кВт. Но у Л69 имеются существенные недостатки, такие как: низкая коррозионная устойчивость, быстрое загрязнение и это приводит быстрому снижению теплопередачи.

Далее произвели газодинамический расчет для двух эжекторов (ЭО-50 и ЭО-50М), в котором определили КПД составил: $\text{КПД}_{\text{ЭО-50}}=25,8\%$, а $\text{КПД}_{\text{ЭО-50М}}=26,9\%$, также установили снижение расхода пара на 1,22 кг/с.

В выпускной квалификационной работе рассмотрен вопрос энергосбережения на ООО ЧФ «Мечел-Энерго» проведена оценка энергоэффективности методом эксергетического анализа, который позволяет выявить наиболее слабые элементы теплосилового установок с точки зрения энергоэффективности и определить меры и конструкторские решения по повышению их термодинамического совершенства.

В части экология рассмотрен вопрос технического водоснабжения на ООО ЧФ «Мечел-Энерго». В частности рассмотрена схема охлаждения конденсаторов турбин и тепловое загрязнение водоемов (рисунок 7.1), а также схема очистки загрязненных вод нефтепродуктами (рисунок 7.2).

В главе автоматизация разобрана функциональная схема автоматики основного и вспомогательного оборудования, а также системы автоматической защиты турбины, такие как: защита от повышения частоты вращения ротора,

защита от сдвига ротора, защита от ухудшения вакуума в конденсаторе, защита от понижения давления масла в системе смазки и охлаждения подшипников.

В главе безопасность жизнедеятельности рассмотрены следующие вопросы: электробезопасность, пожаровзрывобезопасность, а сосуды работающие под избыточным давлением.

В экономической части выпускной квалификационной работы производится экономическое обоснование реконструкции турбины и конденсатора по сроку окупаемости. Срок окупаемости составил 1,67 лет. Также в данном разделе также рассматриваются калькуляция текущих затрат на энергетическое обслуживание, амортизация, электроэнергия, заработная плата персоналу цеха. В этом разделе рассмотрена система целей энергетического хозяйства, проведен качественный анализ реконструкции турбины и конденсатора методом SWOT.

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>108</i>

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Федеральный закон от 22.07.2008 N 123-ФЗ (ред. от 03.07.2016) «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности». – М.: АО Кодекс, 2016. – 98 с.
- 2 Материалы, предоставленные ООО «Мечел–Энерго»;
- 3 ООО «Мечел–Энерго» – <http://www.mechel.ru/>;
- 4 Клименко А.В. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнике. Учебник для вузов / Данилов О. Л., Горяев А. Б., Яковлев И. В. и др.; под ред. Клименко А. В. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. –424 с.: ил. – ISBN 978-5-383-00363-3;
- 5 Мурманский И.Б. Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин. – Екатеринбург, 2018 – 158 с.
- 6 Кудинов А.А. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. М.: Машиностроение, 2011. — 374 с. — ISBN 978-5-94275-558-4;
- 7 Пилипено Н.В. Энергосбережение и повышение энергетической эффективности инженерных систем и сетей / Пилипенко Н.В., Сиваков И.А. Учебное пособие. – СПб: НИУ ИТМО, 2013. – 274 с.
- 8 Компания Siemens Steam Turbines – <https://www.energy.siemens.com/>;
- 9 Компания Shin Nippon Machinery – <http://www.intech-gmbh.ru/>;
- 10 Калужский турбинный завод – <http://oaoktz.ru/>;
- 11 Эжекторы КТЗ – <https://studme.org/198362/tehnika/ezhektory>;
- 12 Шляхина П.Н. Краткий справочник по паротурбинным установкам/ П.Н. Шляхин, М.Л. Бершадский. – М.: Энергия, 1970. – 216 с.
- 13 Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины/ Шляхин П.Н. – М. – Л., издательство «Энергия», 1966. – 264с.
- 14 Шляхин П.Н. Паровые турбины/ Шляхин П.Н.: учебное пособие : 3-е изд., испр. и доп. – М. – Л. : ГОСЭНЕРГОИЗДАТ, 1960. – 256 с.
- 15 Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин/ Щегляев А.В.: Учеб. для вузов: В 2 кн. Кн. 1. – 6-е изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергомиздат, 1993. – 384 с.
- 16 Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин/ Щегляев А.В.: Учеб. для вузов: В 2 кн. Кн. 2. – 6-е изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергомиздат, 1993. – 416 с.
- 17 Каргаполова, Н.Н. Тепловые двигатели и нагнетатели: учебное пособие/ Н.Н. Каргаполова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 33 с.
- 18 Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок: справ. пособие / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн, под общ. Ред. Ю.М. Бродов – М.: МЭИ, 2016 – 480 с.
- 19 Софронов В.Л. Расчет струйных аппаратов/ В.Л. Софронов, И.Ю. Русаков, Т.В. Ощепкова. – Северск: Изд-во СТИ НИЯУ МИФИ, 2011. – 33с.
- 20 Промышленные тепловые электростанции: учебник для вузов/ Баженов М. И., Богородский А. С, Сазанов Б. В., Юренев В. Н.; под ред. Е. Я. Соколова. – 2-е

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>109</i>

изд., перераб. – М.: Энергия, 1979. – 296 с.

21 Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электростанции. Учебник для вузов/ Л.С. Стерман, С.А. Тевлин, А.Т. Шарков.; под ред. Л.С. Стермана. – М.: Энергоиздат, 1982. – 456 с.

22 Фокин, В.М. Основы энергосбережения и энергоаудита/ В.М. Фокин. – М.: Изд-во Машиностроение, 2006. 256 с.

23 Шабалин, А.Ф. Обратное водоснабжение промышленных предприятий/ А.Ф. Шабалин. – М.:Изд-во Стройиздат, 1972. – 296 с.(31);

24 Барбасова Т.А. Построение расчетных характеристик пароструйного эжектора для оптимизации работы конденсационной установки ТЭЦ/ Т.А. Барбасова, И.Е. Вахромеев, П.Н. Дивнич, Д.А. Шнайдер// Вестник ЮУрГУ. Серия Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. – 2007. – Вып. 6. № 23. – С. 63–64.

25 Соколов Е. Я. Струйные аппараты/ Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с, ил.

26 Надежность пароструйных эжекторов турбоустановок / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Мурманский Б.Е., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В. // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». 2016. № 2 (33). С. 60-64.

27 Надёжность пароструйных эжекторов паротурбинных установок ТЭС / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Хаец С.И. // Энергетик. 2016. № 12. С. 40-41.

28 Волошенко А.В. Проектирование функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования/ А.В. Волошенко, Д.Б. Горбунов. - Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. - 109 с.

29 Липатников, Г.А. Автоматическое регулирование объектов теплоэнергетике/ Г.А. Липатников, М.С. Гусев. – М.: Изд-во Высшая школа, 2007. – 310 с.

30 Плетнев, Г.П. Автоматическое управление и защита теплоэнергетически установок электростанций/ Г.П. Плетнев. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 344 с.;

31 Палатинская, И.П. Безопасность жизнедеятельности/ И.П. Палатинская, С.И. Боровик, Л.М. Киселева и др.; под ред А.И. Сидорова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – Ч. I. – 247 с.

32 Алабугин, А.А. Экономико-управленческая часть выпускных квалификационных работ для направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника»: учебное пособие/ А.А. Алабугин, Р.А. Алабугина. – Челябинск.: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – 44 с.

33 Компания Siemens Steam Turbines – <https://www.energy.siemens.com>;

34 Компания Shin Nippon Machinery – <http://www.intech-gmbh.ru/>;

35 Калужский турбинный завод – <http://oaoktz.ru/>;

36 Эжекторы КТЗ – <https://studme.org/198362/tehnika/ezhektory>;

37 Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче: Учебное пособие. Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. - 288 с., ил.

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>110</i>

38 Лебедев П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. Учебное пособие для энергетических вузов и факультетов/ Лебедев П.Д., Щукин А.А., -М:Энергия, 1970.-408 с.

39 Буянов О. Н. Таблицы. Вода и водяной пар. Справочные материалы для практических и лабораторных занятий/ О. Н. Буянов, Л. М. Архипова – Кемерово - 2005.- 20 с.

40 Акмен Р.Г. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет эжектора» для студентов специальностей 7.090510 «Теплоэнергетика» и 7.000008 «Энергетический менеджмент» / Сост. Р.Г. Акмен, А.П. Желтоноженко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 20 с. Рус. яз;

41 Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер – 3-е изд., перераб. — Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с, ил.

42 Результаты промышленных испытаний новой серии маслоохладителей с профилированными трубками / Желонкин Н.В., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б. // Энергетик. 2014. № 6. С. 35-38.

43 Патент на изобретение №2645635 Российская федерация, МПК F04F5/30. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Бродов Ю.М., Купцов В.К., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В., Брезгин Д.В., Хаэт С.И. // Заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2016126736. Заявл. 04.07.2016; опубли. 26.02.2018. Бюл. 6. – 4 с.

44 SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарёв – СПб.: ВХВ – Петербург, 2005. – 800 с.: ил.66. Учебное пособие: УПО РЦ-2 с.324.

45 Подвидз, Л.Г. Расчет струйных насосов и установок / Л.Г. Подвидз, Ю.Л. Кирилловский // Труды ВНИИгидромаша. – 1968. – Вып. 38. – С. 44–97.

46 Мурманский И.Б. Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин канд. тех. наук / И.Б. Мурманский – Екатеринбург: 2018. – 176 с.

47 Повышение эффективности работы центральных эжекторов / А.Г. Бутенко, С.Ю. Смык // Энерготехнологии и ресурсосбережение. — 2013. — № 2. — С. 62-65.

48 Данилов, О.Л. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов/ О.Л. Данилов, А.Б. Горяев, И.В. Яковлев и др.; по ред. А.В. Клименко. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 424 с.

49 Вакуум в работе турбоустановки - <http://vdvizhke.ru/parovimashiny/paroturbinnye-jelektrostantsii/vakuum-v-rabote-turboustanovki.htm>;

50 Архаров, А.М. Теплотехника: учебник для вузов/ А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Н. Афанасьев и др. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 450 с.

51 Кобелев, Н. С. Энергосберегающие технологии, трубопроводы и оборудование систем теплогазоснабжения и вентиляции/ Н.С. Кобелев. – Курск: КурскГТУ, 2005. – 200 с.

- 52 Защита от ухудшения вакуума в конденсаторе – https://ozlib.com/846243/tehnika/zaschita_uhudsheniya_vakuuma_kondensatore;
- 53 Мурманский И.Б Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин канд. тех. наук / И.Б. Мурманский – Екатеринбург: 2018. – 176 с.
- 54 Повышение эффективности работы центральных эжекторов / А.Г. Бутенко, С.Ю. Смык // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2013. – № 2. – С. 62-65.
- 55 Соколов, Е.Я Промышленные тепловые электростанции: учебник для вузов/ М.И. Баженов, А.С. Сазанов, В.Н. Юренев; под ред. Е.Я. Соколова. – М.: Энергия, 1979. – 296 с.
- 56 ГОСТ 12.1.010-76. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Взрывобезопасность. Общие требования. – Введ. 1978–01–01. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2016. – 7 с.
- 57 Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов тепловых электростанций: Учебник для вузов / Л.А. Рихтер, Э.П. Волков, В.Н. Покровский; Под ред. П.С. Непорожного.–М.: Энергоиздат, 1981. – 296 с.
- 58 Повышение экологической безопасности тепловых электростанций: Учеб. пособие для вузов / А.И. Абрамов, Д.П. Елизаров, А.Н. Ремезов и др.; Под ред. А.С. Седлова. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 378 с.
- 59 Очистка сточных вод: конспект лекций / А.И. Грибанов – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006–ч.П. – 62 с.
- 60 РД 153-34.0-02.405.99. Методические указания по нормированию сбросов загрязняющих веществ со сточными водами тепловых электростанций. М.:ВТИ,2000 – 20 с.
- 61 Стоки, загрязненные нефтепродуктами – https://ozlib.com/836749/tehnika/stoki_zagryaznennye_nefteproduktami;
- 62 Технологическая сигнализация и защиты турбин – <https://zdamsam.ru/b15810.html>;
- 63 Контрольно – измерительные приборы. МЭО – 250 – <http://skyprom.ru/>;
- 64 Контрольно – измерительные приборы. Калибратор давления КДУ. – <http://npp-tp.ru/>;
- 65 ГОСТ 12.1.003-2014 Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. М.: Стандартиформ, 2015. – 28 с.;
- 66 ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. М.: Стандартиформ, 2008. – 21 с.;
- 67 Приказ от 26 декабря 2012 года N 781 Об утверждении Рекомендаций по разработке планов локализации и ликвидации аварий на взрывопожароопасных и химически опасных производственных объектах. М.: Минрегион России, 2012 – 26 с.;
- 68 ГОСТ 12.0.003-74. Опасные и вредные производственные факторы. М.: Минрегион России, 2011. – 20 с.;
- 69 ТР ТС 032/2013 – <https://www.ssk13.ru/gost/tr-ts-032-2013.pdf>;

					13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		112

70 Кукин, П. П. Промышленная безопасность и охрана окружающей среды: учебник / П. П. Кукин, В. Л. Лапин, Н. Л. Пономарев и др. - М. : Высшая школа, 2002. – 318 с. – ISBN 5-06-0044157-3.;

71 ГОСТ 12.1.044-89. Система стандартов безопасности труда. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. – Введ. 1991–01–01. – М.: Стандартиформ, 2006. – 99 с.;

72 ГОСТ 12.1.019.2009 Пожарная безопасность. Общие требования. М.: Стандартиформ, 2009. – 48 с.;

73 Поражение электрическим током - <http://www.grandars.ru/porazhenie-elektricheskim-tokom.html>;

74 ГОСТ 12.1.010-76. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Взрывобезопасность. Общие требования. – Введ. 1978–01–01. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2016. – 7 с.;

75 ГОСТ 12.1.044-89. Система стандартов безопасности труда. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. – Введ. 1991–01–01. – М.: Стандартиформ, 2006. – 99 с.;

76 ГОСТ 12.1.019.2009 Пожарная безопасность. Общие требования. М.: Стандартиформ, 2009. – 48 с.;

77 Правила по охране труда при эксплуатации электроустановок. - М.: ДЕАН, 2018. - 137 с.;

78 ГОСТ 27331-87. Классификация пожаров. М.: 1987 – 3 с.;

79 СНиП 21-01-97*. Пожарная безопасность зданий и сооружений. М.: 2007 – 38с.;

80 Федеральный закон "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности" от 22.07.2008 N 123-ФЗ;

81 СНиП 21-01-97. Пожарная безопасность зданий и сооружений. М.: ГУП ЦПП, 2007 – 38 с.;

82 НПБ 105-03. Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности. М.: ГУГПС МЧС России, 2003 – 28 с.;

83 СП 4.13130.2013. Системы противопожарной защиты. Ограничение распространения пожара на объектах защиты. М.: 2013 – 28 с.;

84 Федеральный закон от 22.07.2008 N 123-ФЗ (ред. от 03.07.2016) «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности». – М.: АО Кодекс, 2016. – 98 с.;

85 Расценки ФЕРм-06 Теплосиловое оборудование – https://www.defsmeta.com/rfer/ferm_06.php;

86 Филиал АО «Новатек Челябинск» – <http://www.novatek74.ru/>;

87 ОАО «Энергосбыт» – <http://esbt74.ru/>;

88 План счетов бухгалтерского учета финансово-хозяйственной деятельности предприятий и организаций агропромышленного комплекса и методические рекомендации по его применению- М.: МИНСХ РФ, 2001. - 352 с.

13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР

Лист

113

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

89 Стоимость демонтируемого оборудования (лома) – <https://xn--74-mlca8axq9a.xn--p1ai/tseny/>.

					<i>13.03.01.2019.071.03 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>114</i>