

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
Политехнический институт  
Заочный факультет  
Кафедра промышленной теплоэнергетики  
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент,  
Начальник Паросилового цеха  
теплоэнергетики,  
ЧФ ООО «МЕЧЕЛ-ЭНЕРГО»  
\_\_\_\_\_ В.В Мартынов  
Осинцев  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.  
г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой  
промышленной  
к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_ К.В.  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017

**РЕКОНСТРУКЦИЯ ТЭЦ ЧФ ООО «МЕЧЕЛ – ЭНЕРГО»  
С УСТАНОВКОЙ ТУРБИНЫ Р-12-90/18 М**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА  
ЮУрГУ–13.03.01.2018.555.04 ПЗ ВКР

Консультант по разделу  
«Экономическа и управление»,  
старший преподаватель  
Торопов \_\_\_\_\_ Р.А. Алабугина  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Руководитель работы  
д.т.н., профессор  
\_\_\_\_\_ Е.В.

Нормоконтролер,  
старший преподаватель  
\_\_\_\_\_ Р.А. Алабугина  
Иванова «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Автор работы  
студент группы ПЗ-580с  
\_\_\_\_\_ А.Ю.

Челябинск 2018

## АННОТАЦИЯ

Иванова А.Ю. Реконструкция ТЭЦ ЧФ ООО «МЕЧЕЛ - ЭНЕРГО» с установкой турбины Р-12-90/18 М. – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э 2018, 80 с., 5 ил., библиогр. список – 32 наим., 5 листов чертежей ф. А1, 1 лист плаката ф. А1.

В рамках выпускной квалификационной работы рассмотрен вариант реконструкции ТЭЦ ЧФ ООО «МЕЧЕЛ – ЭНЕРГО» с увеличением тепловой и электрической мощности станции, предполагающий установку турбогенератора Р-12-90/18М. В первой части выпускной квалификационной работы приведены перспективы и обоснования необходимости установки турбогенератора Р-12-90/18М.

Во второй часть работы содержит перечень состава и характеристики действующего оборудования ТЭЦ, краткое описание технологического процесса, а так же технологическое описание паровой турбины, систем автоматической защиты и регулирования тепловым процессом.

В третьей и четвертой частях произведены тепловые расчеты двухвенечной степени скорости. Приводится краткое описание схемы контрольно – измерительных приборов и автоматики для выбранной турбины. Произведен технико–экономический расчет работы турбоустановки. Рассчитан срок окупаемости реконструкции ТЭЦ ЧФ ООО «МЕЧЕЛ – ЭНЕРГО». Рассмотрены вопросы безопасности жизнедеятельности обслуживающего персонала и охраны окружающей среды, с подробным описанием очистки сточных вод ТЭЦ от нефтепродуктов.

Работа показывает, что реализация проекта реконструкции турбинного цеха №1 с установкой турбины Р-12-90/18 М позволит эффективнее использовать энергетические ресурсы и снизить затраты на эксплуатацию оборудования, по сравнению с ныне действующей схемой работы оборудования. Так же этот вариант имеет оптимальное соотношение сильных и слабых сторон с точки зрения финансирования и эксплуатации энергетического оборудования ТЭЦ.

					<i>13.03.01.2018.555.04 ПЗ</i>						
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
								<i>В</i>	<i>К</i>	<i>Р</i>	
<i>Выполнил</i>	<i>А.Ю.Иванова</i>				<i>Реконструкция ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» с установкой турбины Р-12-90/18 М</i>			<i>3</i>			<i>80</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Е.В. Горопов</i>							<i>ЮУрГУ</i>			<i>Кафедра промышленной теплоэнергетики</i>
<i>Н. Контр.</i>	<i>Р.А. Алабугина</i>				<i>13.03.01.2018.555.04.ПЗ</i>			<i>5</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>							

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ РЕКОНСТРУКЦИИ ТЭЦ ЧФ ООО «МЕЧЕЛ- ЭНЕРГО» С УСТАНОВКОЙ ТУРБИНЫ Р-12-90/18 М.....	8
1.1 Общая характеристика ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел- Энерго».....	8
1.2 Сведения о структуре и основной деятельности ТЭЦ .....	9
1.3 Краткое описание технологического процесса ТЭЦ .....	13
1.4 Структура турбинного цеха № 1 ТЭЦ.....	14
1.5 Описание и техническая характеристика турбины Р-12-90/18 М.....	16
1.6 Система маслоснабжения турбогенератора.....	17
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	21
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ПЕРЕДОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ .....	22
4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ.....	25
4.1 Определение среднего диаметра ступени.....	25
4.2 Расчет сопловой решетки .....	26
4.2.1 Определение типа сопловой решетки.....	26
4.2.2 Расчет суживающихся сопел.....	27
4.3 Расчет рабочей решетки.....	29
4.3.1 Двухвенечная ступень.....	29
4.4 Сводная таблица расчета двухвенечной ступени.....	47
5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	51
6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ .....	55
6.1 Тепловое загрязнение водоемов.....	55
6.2 Загрязнение сточных вод нефтепродуктами.....	57
6.3 Обратное водоснабжение турбинного цеха №1.....	59
6.4 Обслуживание обратного водоснабжения.....	60
7 АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	61
7.1 Система автоматического регулирования турбины.....	61
7.2 Система автоматической защиты турбины.....	62
8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	64
8.1 Анализ вредных и опасных производственных факторов.....	64
8.2 Нормирование факторов рабочей среды и трудового процесса.....	65
8.2.1 Воздух рабочей зоны.....	65
9 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ.....	70
9.1 Технико-экономический расчет.....	70
9.1.1 Расчет капитальных затрат .....	70
9.1.2 Расчет текущих затрат .....	71
9.1.3 Расчет срока окупаемости проекта.....	72

9.2 SWOT-анализ вариантов проектных решений.....	72
9.3 Планирование целей проекта.....	74
9.3.1 Планирование целей проекта в дереве целей.....	74
9.4 Планирование на предприятии .....	76
9.4.1 План-график Гантта по реализации целей.....	76
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	78
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	79

								Лист
								7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ			

## ВВЕДЕНИЕ

Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) – тепловая электростанция, вырабатывающая не только электрическую энергию, но и тепло, отпускаемое потребителям в виде пара и горячей воды. Использование в практических целях отработавшего тепла двигателей, вращающих электрические генераторы, является отличительной особенностью ТЭЦ и носит название теплофикация. Комбинированное производство энергии двух видов способствует более экономному использованию топлива по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии на конденсационных электростанциях (в СССР — ГРЭС) и тепловой энергии на местных котельных установках.

Замена местных котельных, нерационально использующих топливо и загрязняющих атмосферу городов и посёлков, централизованной системой теплоснабжения способствует не только значительной экономии топлива, но и повышению чистоты воздушного бассейна, улучшению санитарного состояния населённых мест. Исходный источник энергии на ТЭЦ — органическое топливо (на паротурбинных и газотурбинных ТЭЦ) либо ядерное топливо (на планируемых атомных ТЭЦ). Вследствие большей близости ТЭЦ к населённым местам на них шире (по сравнению с ГРЭС) используют более ценное, меньше загрязняющее атмосферу твёрдыми выбросами топливо — мазут и газ. Для защиты воздушного бассейна от загрязнения твёрдыми частицами используют золоуловители, для рассеивания в атмосфере твёрдых частиц, окислов серы и азота сооружают дымовые трубы высотой до 200—250 м. ТЭЦ, сооружаемые вблизи потребителей тепла, обычно отстоят от источников водоснабжения на значительном расстоянии.

Поэтому на большинстве ТЭЦ применяют обратную систему водоснабжения с искусственными охладителями — градирнями. Прямоточное водоснабжение на ТЭЦ встречается редко.

Преимущественное распространение имеют паротурбинные ТЭЦ на органическом топливе, являющиеся наряду с конденсационными электростанциями основным видом тепловых паротурбинных электростанций (ТПЭС). Различают ТЭЦ промышленного типа — для снабжения теплом промышленных предприятий, и отопительного типа — для отопления жилых и общественных зданий, а также для снабжения их горячей водой.

Тепло от промышленных ТЭЦ передаётся на расстояние до нескольких км (преимущественно в виде тепла пара), от отопительных — на расстояние до 20—30 км (в виде тепла горячей воды).

Основное оборудование паротурбинных ТЭЦ — турбоагрегаты, преобразующие энергию рабочего вещества (пара) в электрическую энергию, и котлоагрегаты, вырабатывающие пар для турбин.

										Лист
										8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

В состав турбоагрегата входят паровая турбина и синхронный генератор. Паровые турбины, используемые на ТЭЦ, называются теплофикационными турбинами (ТТ). В зависимости от вида паровой турбины, существуют различные отборы пара, которые позволяют забирать из нее пар с разными параметрами:

- с противодавлением, обычно равным 0,7—1,5 Мн/м<sup>2</sup> (устанавливаются на ТЭЦ, снабжающих паром промышленные предприятия);
- с конденсацией и отборами пара под давлением 0,7— 1,5 Мн/м<sup>2</sup> (для промышленных потребителей) и 0,05—0,25 Мн/м<sup>2</sup> (для коммунально-бытовых потребителей);
- с конденсацией и отбором пара (отопительным) под давлением 0,05—0,25 Мн/м<sup>2</sup>.

Отработавшее тепло ТТ с противодавлением можно использовать полностью.

Турбины ТЭЦ позволяют регулировать количество отбираемого пара. Отобранный пар конденсируется в сетевых подогревателях и передает свою энергию сетевой воде, которая направляется на пиковые водогрейные котельные и тепловые пункты. На ТЭЦ есть возможность перекрывать тепловые отборы пара, в этом случае ТЭЦ становится обычной КЭС. Это дает возможность работать ТЭЦ по двум графикам нагрузки:

- тепловому – электрическая нагрузка жёстко зависит от тепловой нагрузки (тепловая нагрузка – приоритет).
- электрическому – электрическая нагрузка не зависит от тепловой, либо тепловая нагрузка вообще отсутствует (приоритет – электрическая нагрузка).

Совмещение функций генерации тепла и электроэнергии (когенерация) выгодно, так как оставшееся тепло, которое не участвует в работе, используется в отоплении. Это повышает расчетный КПД в целом (80 % у ТЭЦ), но не говорит об экономичности ТЭЦ. Основными же показателями экономичности являются: удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении и КПД цикла КЭС.

При строительстве ТЭЦ необходимо учитывать близость потребителей тепла в виде горячей воды и пара, так как передача тепла на большие расстояния экономически нецелесообразна.

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ РЕКОНСТРУКЦИИ ТЭЦ ЧФ ООО «МЕЧЕЛ-ЭНЕРГО» С УСТАНОВКОЙ ТУРБИНЫ Р-12-90/18 М

Объективные причины расширения тепловой и электрической мощности ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» следующие:

- снижение установленной электрической и тепловой мощности станции после демонтажа турбогенератора АТ-25-1 ст. №1 в 2004 году;
- потребность в сравнительно дешевой электрической мощности на уровне 200 МВт при общей доле покрытия собственных нужд комбината менее 50%;
- неэффективное использование пара параметров первой очереди при удовлетворении потребности ПСЦ, пиковых бойлеров БУ № 1 – 6 в паре 0,7 МПа;
- высокая степень износа действующего оборудования I-ой очереди, необходимость резервирования электрической и тепловой нагрузок.
- возросшие потребности в тепловой (отопление, вентиляция и ГВС) и электрической энергии металлургического района.
- Главными приоритетами установки дополнительного турбогенератора Р-12-90/18 М стали: стабильная, прогрессирующая работа предприятия, разработка и внедрение мероприятий по реконструкции и совершенствованию технологии ТЭЦ;
- оптимизация распределения и производства электрической энергии.

Перспективой установки и введением в эксплуатацию противодавленческой турбины Р-12-90/18 М, является в первую очередь увеличение генерации ТЭЦ на 12 МВт, а так же для обеспечения бесперебойной работы электрического оборудования основных и вспомогательных цехов ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго». Второе, это стабильная работа всего предприятия в целом, за счет надежности выработки электроэнергии на станции. Благодаря установке турбины Р-12-90/18 М позволит повысить бесперебойность обеспечения качественной тепловой энергией металлургический район, что не мало важно стабильная подача горячего водоснабжения в зимний период.

### 1.1 Общая характеристика ТЭЦ ЧФ ООО«Мечел - Энерго»

За десять дней до начала Великой Отечественной Войны Советом Народных Комиссаров СССР было принято постановление о строительстве Бакальского металлургического завода (ныне ЧМК) на Першинской площадке Челябинска.

С осени 1941 года на строительную площадку стали прибывать эшелоны с металлургическим оборудованием с Алчевского металлургического завода,

									Лист
									10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ				

подмосковной «Электростали», Запорожья, Липецка, Сталинградского «Красного Октября».

Строительство завода началось в марте 1942 года. 1 мая этого года был уложен первый кубометр бетона в фундамент будущего электросталеплавильного цеха, а 19 апреля началась выплавка металла. В том же 1943 году были введены в эксплуатацию еще четыре электропечи.

К концу 1944 года на заводе уже работали две коксовые батареи и две доменные печи, выдавали продукцию пять тридцатитонных электропечей и два прокатных стана, вступила в строй теплоэлектроцентраль.

К весне 1945 года завод выдавал уже сотни тысяч тонн кокса, чугуна, стали и проката. Челябинский металлургический завод превратился в самого крупного в стране поставщика высококачественной электростали для нужд оборонной промышленности, подшипниковых заводов и ряда других предприятий.

В послевоенное время развитие Челябинского металлургического завода продолжалось в рамках комплексного проектного задания, ориентированного на производство сортового высококачественного металла, горячекатанного и холоднокатанного нержавеющей стали, поковок жаропрочной стали и специальных сталей. Вступили в строй новые цехи, устанавливались мощные агрегаты, в производство начала входить автоматика.

В 1966 году Челябинский металлургический завод был награжден орденом Трудового Красного Знамени, в 1976 году – Орденом Октябрьской Революции. С 1992 года Челябинский металлургический комбинат именуется публичным акционерным обществом «Мечел».

## 1.2 Сведения о структуре и основной деятельности ТЭЦ

Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) ЧФ ООО «МЕЧЕЛ – ЭНЕРГО» в г. Челябинск предназначена для обеспечения комбината доменным дутьем, сжатым воздухом для кислородных блоков, технологическим паром, химочищенной водой, электроэнергией, теплом для цехов комбината, предприятий и жилого массива Металлургического района.

Строительство ТЭЦ было начато в марте 1943 г. и осуществлялось в четыре очереди, закончилось в 1970 году, в 2000-2002 г. была произведена реконструкция – введены в работу турбогенераторы № 3, №8 и испарительная установка. Первый промышленный ток ТЭЦ выдала 21.12.1943 г.

Рабочий проект на строительство первых трех очередей ТЭЦ разрабатывался «Теплоэлектропроектом» г.Москва, на 4 очередь «Промэнергопроектом» г.Екатеринбург. При сооружении 1 очереди ТЭЦ (1943-1944) использовалось оборудование с ТЭЦ Новолипецкого металлургического завода. В состав 2 очереди (1947-1949) вошло в основном оборудование, поставленное из США по ленд-лизу. Строительство 3 и 4 очередей (1954-1970), а также реконструкция (2000-2002) были выполнены с использованием отечественного оборудования.

									Лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ				



По состоянию на 29.09.2009 г. установленная электрическая мощность ТЭЦ составляет 229 МВт, установленная мощность турбоагрегатов доменного дутья 82 МВт, установленная мощность турбокомпрессоров сжатого воздуха 106 МВт.

Тепловая мощность котлов ТЭЦ – 1261,27 Гкал/час

Паровая производительность котельного цеха – 2055 т/час

Тепловая мощность по отборам турбин – 687 Гкал/час

Система технического водоснабжения замкнутого типа с 10 градирнями и 4 бассейна для охлаждения циркуляционной воды.

В состав ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел-Энерго» входят цеха:

- Цех подготовки производства
- Котельный
- Турбинный №1
- Турбинный №2
- Турбинный №3
- Электрический
- Химический
- Тепловой автоматики и измерений
- Производственно-технический отдел

Цех подготовки производства.

Назначение – обеспечение подготовки и транспортировки угля для энергетических котлов.

Перечень основного оборудования цеха подготовки дан в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Перечень основного оборудования цеха подготовки

Наименование параметра	Ед. измерения	Количество
1. Производительность тракта углеподачи	т/ч	85
2. Ленточные транспортеры	шт	13
3. Дробилки М-9	шт	2
4. Бульдозеры Т-130, Б-170	шт	2
5. Открытый склад угля:		
-площадь	м <sup>2</sup>	5600
-емкость	т	27500
6. Емкость разгрузочного устройства	т	1200
7. Фронт разгрузки (8 вагонов)	м	126,5

Котельный цех.

Котельный цех предназначен для выработки пара на турбинные цехи №1,2,3 и имеет 11 котлов общей производительностью пара 2055 т/час, электромостовой

кран грузоподъемностью 30/5 т, системы газоснабжения, пылеприготовления, гидрозолошлакоудаления, очистки дымовых газов, испарительная установка ИМВ-50-2шт, общей производительностью 100 т. конденсата в час. Котлы первой очереди ТКЗ ст. №1,2,3 демонтированы с ТЭЦ Новолипецкого меткомбината и после реконструкции установлены на ТЭЦ ЧМК с параметрами пара  $P_0=32 \text{ кгс/см}^2$ ;  $T_0=425^\circ\text{C}$ .

Котел второй очереди ст. №4 типа ТГЕ-130 (Е-220-425-3,2-ГДК) вырабатывает пар  $P_0=32 \text{ кгс/см}^2$ ;  $T_0=425^\circ\text{C}$ .

Котлы второй очереди ст. №5,6 производства фирм «Фостер-Виллер» США вырабатывают пар  $P_0=68,6 \text{ кгс/см}^2$ ;  $T_0=482^\circ\text{C}$ . Котел ст. №7 (третья очередь) типа ПК-14Р Подольского машиностроительного завода вырабатывает пар с параметрами  $P_0=100 \text{ кгс/см}^2$ ;  $T_0=510^\circ\text{C}$ . Котлы четвертой очереди ст. №8,9,10,11 типа ПК-14-2 Подольского машиностроительного завода вырабатывают пар с параметрами  $P_0=100 \text{ кгс/см}^2$ ;  $T_0=520^\circ\text{C}$ . Выработанный котлами пар по паропроводам отпускается заводским потребителям и используется турбинными цехами №1,2,3 для выработки электроэнергии, тепла, сжатого воздуха и дутья доменных печей.

Характеристики котлов представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Характеристики котлов

Тип котла	Год изготовления/установки	Параметры пара		Паропроизводительность т/ч
		Температура, °С	Давление, ата	
1. ТКЗ-125	1933/1943	425	33	125
2. ТКЗ-125	1934/1943	425	33	125
3. ТКЗ-125	1934/1945	425	33	125
4. Е-220-3,2-425ГД	2003/2007	425	32	220
5. Фостер-Виллер	1943/1948	482	66,8	150
6. Фостер-Виллер	1943/1949	482	66,8	200
7. ПК-14Р	1955/1956	510	100	230
8. ПК-14-2М	1961/1963	540	100	220
9. ПК-14-2М	1965/1967	540	100	220
10. ПК-14-2М	1968/1970	540	100	220

11. ПК-14-2М	1969/1970	540	100	220
			ИТОГО:	2 055

#### Турбинный цех №1.

Турбинный цех №1 предназначен для выработки электрической и тепловой энергии и имеет 7 турбогенераторов общей электрической мощностью 212 МВт, установленной тепловой мощностью по отборам 648 Гкал/ч и 6 бойлерных установок производительностью 475 Гкал/час.

Выработка электроэнергии осуществляется турбогенераторами.

Пар отборов турбогенераторов Р=1,2 и 7 атм отпускается заводским потребителям, используется в бойлерных установках для выработки тепловой энергии, а также идет на собственные нужды электростанции.

#### Турбинный цех №2.

Турбинный цех №2 предназначен для подачи сжатого воздуха, обогащенного кислородом, в доменные печи.

В состав цеха входят 5 турбовоздуходувки, общей мощностью турбин 82 МВт, 1 турбогенератор установленной мощностью 12 МВт, система напорных воздухопроводов, кислородопроводов, циркуляционная насосная станция №2 с 8 насосами, 2 электромостовых крана грузоподъемностью 50/10 и 50/12,5 т., а также 3 градирни с трубопроводами и самотечными каналами.

Характеристика турбовоздуходувки дана в таблице 1.3.

Таблица 1.3 - Характеристика турбовоздуходувки

Наименование	Номер турбоагрегата					
	1	2А	3А	6	7	ТГ-8
1. Год изготовления	1971	1990	1970	1958	1987	1999
2. Год установки	1973	1999	1972	1958	1991	2000
3. Тип турбины	АКВ-18-2	П-16-3,4/0,8-1	АКВ-18-2	АКВ-18-1	К-12-35-3	Р-12-2,9/0,1
4. Тип компрессора (генератора)	К-5500-42-1	К-3750-1	К-5500-42-1	К-4250-42-1	К-3250-42-1	Т-12-2У3
5. Производительность, м <sup>3</sup> /мин	4000	3750	4000	3500	2450	-
6. Мощность привода, МВт	18	16	18	18	12	12
7. Потребление пара т/ч						74

Турбовоздуходувки изготовлены на НЛЗ г. Ленинград.

Генератор Т-12-2УЗ производства Лысьвенского АО «Привод».

Турбина Р-12-2,9/0,1 изготовлена КТЗ г. Калуга.

Турбинный цех №3.

Турбинный цех №3 предназначен для обеспечения кислородных блоков кислородно-компрессорного производства комбината сжатым воздухом.

В состав цеха входят 5 турбокомпрессоров общей мощностью 110 МВт, 3 градирни с системой циркуляционных водопроводов, циркуляционная насосная с 7 насосами, всасывающие и напорные воздухопроводы и электромостовой кран грузоподъемностью 30/5 т.

Химический цех.

Химический цех предназначен для подготовки химочищенной воды котлов, подпитки теплосетей, нужд подразделений комбината, контроля водно-химического режима агрегатов станции.

Схема работы химводоочистки, известкование, коагуляция, очистка в механических фильтрах, двуступенчатое натрий - катионирование. Производительность – 700 т/ час.

Электрический цех.

Электрический цех предназначен для выработки и передачи электроэнергии.

В состав цеха входят 8 генераторов с установленной электрической мощностью 222 МВт, открытая электрическая подстанция 110/35 кВ с трансформаторами суммарной мощностью 300 МВА, 3 линии 110 кВ связи с системой Челябинэнерго, главное распределительное устройство 6,3 кВ №1 и №2, комплектное распределительное устройство 6,3 кВ, электрооборудование собственных нужд станции, трансформаторно - масляное хозяйство.

Цех тепловой автоматики и измерений.

Цех тепловой автоматики и измерений предназначен для обслуживания систем автоматики, защит, сигнализации, блокировок основных агрегатов ТЭЦ, средств теплового контроля и измерений технологических процессов.

### 1.3 Краткое описание технологического процесса ТЭЦ

Задачей технологического процесса ТЭЦ является преобразование энергии сжигаемого в котлах топлива в энергию пара с последующим преобразованием ее в другие виды энергии: электрическую, тепловую, доменного дутья, сжатого воздуха. Газообразное топливо и уголь с топливоподачи после его подготовки (дробления и размола до пылевидного состояния) поступает в топку котлоагрегатов котельного цеха. Тепло, получаемое при сжигании топлива, используется для испарения химочищенной воды, подготавливаемой химическим цехом для получения пара заданных параметров (давления и температуры).

Котлоагрегаты I очереди – 32 кгс/см<sup>2</sup>, 425 °С.

Котлоагрегаты II очереди – 68,6 кгс/см<sup>2</sup>, 482 °С.

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

Котлоагрегаты III очереди – 100 кгс/см<sup>2</sup>, 510 °С.

Котлоагрегаты IV очереди – 100 кгс/см<sup>2</sup>, 520 °С.

Пар, выработанный котлами, поступает в турбинные цехи №№№1,2,3.

В турбинном цехе №1 семь турбогенераторов вырабатывают электроэнергию. Часть пара из отборов турбин поступает:

I. На технологические нужды комбината с параметрами пара 7, 13 и 18 ата;

II. На 6 бойлерных установок, в которых нагревается сетевая вода для теплоснабжения комбината и жилого района.

Электроэнергия, вырабатываемая генераторами, через распределительные устройства 110,35 и 6 кВ, передается цехам комбината.

Турбинный цех №2 пятью турбовоздуходувками обеспечивает дутьем доменные печи.

Турбинный цех №3 5 турбокомпрессорами обеспечивает кислородные блоки кислородно-компрессорного производства сжатым воздухом.

В котлах ТЭЦ используется четыре вида топлива: природный, доменный, коксовый газы, Челябинский бурый уголь.

#### 1.4 Структура турбинного цеха №1 ТЭЦ

Турбинный цех №1 предназначен для выработки электрической и тепловой энергии.

В состав цеха входят:

• 7 турбогенераторов общей установленной электрической мощностью 212 МВт, установленной тепловой мощностью по отборам 648 Гкал/ч.

• теплофикационных установок;

• электромостовые краны грузоподъемностью 100/20 т, 60/15 т;

• циркуляционная насосная станция №1 с 10-ю насосами;

• система охлаждения циркуляционной воды в составе 4-х градирен и 4-х бассейнов, масляное хозяйство.

Характеристика турбогенераторов дана в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Характеристика турбогенераторов

Наименование параметра	Номер турбогенератора						
	2	3	4	5	6	7	9
1	2	3	4	5	6	7	8
1. Тип турбин	П-25-2,9/1,3-2	ПТ-35-2,9/1,0	Р-10-6,4/2,6	Т-25-9,0/0,1	ПТ-50-9,0/1,30/13	ПТ-60-9,0/1,3	Р-12-8,8/1,8
2. Год изготовления	1948	1996	1942	1958	1962	1968	

3. Год установки	1950	2002	1948	1961	1965	1970	2004
------------------	------	------	------	------	------	------	------

Окончание таблицы 1.5

1	2	3	4	5	6	7	8
4. Мощность турбин, МВт	25	35	5	25	50	60	12
5. Давление пара, МПа	2,9	3,4	6,4	9	9	9	9
6. Температура пара, °С	400	425	482	500	535	535	545
7. Потребление пара, т/ч	220	225	до 460	156	397	404	142

В турбинном цехе №1 установлено шесть бойлерных установок. Бойлерные установки № 1,4,6 предназначены для централизованного теплоснабжения отопительных систем промышленных зданий и цехов комбината; указанные бойлерные установки работают параллельно между собой по температурному графику 120/70°С со срезкой на 95°С. Бойлерные установки № 2,3,5 предназначены для централизованного теплоснабжения Metallургического района, они также работают параллельно между собой. Температура сетевой воды поддерживается по температурному графику 150/70°С со срезкой 125°С и в зависимости от температуры наружного воздуха.

Характеристика бойлерных установок представлена в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Характеристика бойлерных установок

Наименование	Номер бойлерной установки					
	1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7
1. Год изготовления	1936	1954	1958	1962	1965	1968
2. Год установки	1946	1956	1958	1963	1968	1969
3. Тип основных бойлеров	БО 130/25 0	БО-550	БО- 550М	БО-550	БО-550	ПСВ- 500
4. Тип пиковых бойлеров	БП 130/35 0	БП-500	БП-500	БП-500	БП-500	ПСВ- 500

5. Установленная тепловая мощность, ГКал/ч	70	65	80	90	80	90
--	----	----	----	----	----	----

Окончание таблицы 1.6

1	2	3	4	5	6	7
6. Количество бойлеров:						
- основных	3	2	3	2	2	2
- пиковых	1	1	1	1	1	1
7. Количество насосов:						
- сетевых	3	2	3	4	3	3
- конденсатных	2	2	2	1	2	1
8. Изготовитель	ЛМЗ Ленинград	БКЗ Барнаул	СЗТМ Саратов	СЗТМ Саратов	СЗТМ Саратов	СЗТМ Саратов

### 1.5 Описание и техническая характеристика турбины Р-12-90/18 М

Турбина паровая типа Р-12-90/18 активного типа с противодавлением предназначена для привода генератора производства Лысьвенского турбогенераторного завода серии Т-12-2УЗ.

Номинальная мощность (на клеммах генератора) - 12 МВт.

Номинальная частота вращения ротора –  $50\text{с}^{-1}$  (3000 об/мин.); направление вращения - против часовой стрелки (если смотреть со стороны переднего стула турбины).

Турбина включает в себя сопловое парораспределение, выполненное в виде восьми регулирующих клапанов свободно подвешенных на траверсе перемещаемой в вертикальном направлении двумя штоками.

Шток приводятся в действие сервомотором блока регулирования с помощью рычажного привода.

Ротор турбины - цельнокованый гибкий, соединён с ротором генератора жёсткой муфтой типа МБ-12/3; критическая частота вращения роторов "турбина-генератор" - 1776 об/мин.

Диски рабочих колёс откованы заодно с валом (первый диск выполнен двухвенечным, остальные – одновенечные) - 8 дисков.

Турбина рассчитана для работы при следующих параметрах:

- номинальное абсолютное давление свежего пара перед стопорными клапанами - 8.8МПа(90кгс/см<sup>2</sup>);
- номинальная температура свежего пара перед стопорным клапаном - 535°С

						13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			18

- номинальное абсолютное давление пара за турбиной (противодавление) - 1,75МПа(18кгс/см<sup>2</sup>);
- температура пара за турбиной при номинальных начальных параметрах пара, мощности и противодавлении - 338°С;
- абсолютное давление пара в камере регулирующей ступени турбины не должно превышать - 6,4МПа(65кгс/см<sup>2</sup>);
- перепад давления на последней ступени не должен превышать - 0,6МПа(6кгс/см<sup>2</sup>);
- удельный расход пара на номинальном режиме - 10,6 т (на1МВт ч);
- Пределы изменения начальных параметров пара, при которых время работы турбины не ограничивается: абсолютное давление - 8,3-9,3 МПа (85-95 кгс/см<sup>2</sup>), температура - 525 – 540°С.

Пределы регулирования абсолютного давления пара за турбиной (противодавления) с помощью регулятора давления - 1,45-2,05МПа(15-21кгс/см<sup>2</sup>)

Для предотвращения протечек пара в местах выхода концов вала из корпуса турбины установлены переднее и заднее лабиринтовые уплотнения. Уплотнения состоят из обойм установленных в расточках корпуса турбины и внешних корпусов (каминов):

- пар из внутренних передних и задних уплотнений турбины поступает в линию греющего пара деаэраторов 6 кгс/см<sup>2</sup>;
- пар из средних, передних и задних уплотнений турбины, а также уплотнений штоков стопорных и регулирующих клапанов парораспределения отсасывается эжекторами передних и задних уплотнений турбины в паропровод 1,2 – 2,5 кгс/см<sup>2</sup> или в линию греющего пара деаэраторов I очереди;
- пар из крайних передних и задних уплотнений турбины поступает на вестовые трубы.

Турбина снабжена:

- валоповоротным устройством (ВПУ), вращающим ротор турбины со скоростью 3,4 об/мин, которое обеспечивает равномерный нагрев и остывание ротора турбины перед пуском и при останове турбины и предотвращает искривление ротора в нагретом состоянии;
- устройством для обогрева фланцев и шпилек, предназначенным для обеспечения при пусках турбины более равномерного прогрева цилиндра относительно ротора и уменьшения разности температур между фланцами и шпильками. Пар на обогрев фланцев и шпилек берётся непосредственно от трубопровода свежего пара до ГПЗ. Система обогрева фланцев и шпилек снабжена предохранительным клапаном соединённым с атмосферой.

## 1.6 Система маслоснабжения турбогенератора

						13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
							19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			



Система маслоснабжения предназначена для обеспечения смазки и отвода тепла подшипников турбины и генератора и снабжения маслом гидродинамической системы регулирования и защиты.

Система маслоснабжения включает в себя:

- масляный бак ёмкостью  $3\text{ м}^3$  с плоскими масляными фильтрами и инжектором и установленными на нём дистанционным выключателем, электронасосом валоповоротного устройства, установкой датчика-реле давления аварийного и резервного масляных электронасосов;
- главный масляный насос-регулятор (ГМН), выполненный заодно с валом ротора на его переднем конце;
- блок масляных насосов, включающий в себя дренажный масляный бак с плоскими масляными фильтрами и установленными на нём электронасосами (пусковым, аварийным, стояночным и перекачивающим) и сигнальным реле уровня;
- два маслоохладителя на линии подвода масла к подшипникам агрегата и на всас ГМН;
- фильтр на линии подвода масла к подшипникам агрегата;
- элементы автоматики, трубопроводы и арматуру.

В качестве рабочей жидкости в системе маслоснабжения принято турбинное масло марки Тп-22С.

Номинальное расчётное давление масла в системе регулирования – 0,95 МПа ( $9,5\text{ кгс}/\text{см}^2$ ).

Номинальное расчётное давление масла в системе смазки подшипников – 0,05 МПа ( $0,5\text{ кгс}/\text{см}^2$ ).

Для снабжения маслом системы регулирования, защиты и обеспечения смазки подшипников турбины и генератора во время работы турбогенератора служит центробежный масляный насос – регулятор, выполненный заодно с валом ротора.

Для обеспечения подпора на всасе ГМН используется масляный инжектор, установленный в масляном баке.

Технические данные ГМН:

- расчётная подача масла в установившемся режиме – 8 л/с;
- номинальный напор – 0,9 МПа ( $9,0\text{ кгс}/\text{см}^2$ );
- номинальное давление на всасе – 0,05 МПа ( $0,5\text{ кгс}/\text{см}^2$ );
- номинальная частота вращения –  $50\text{ с}^{-1}$  (3000 об/мин.).

Маслоснабжение турбогенератора при пуске и останове осуществляется от пускового масляного электронасоса (ПМЭН).

Датчик реле давления обеспечивает автоматическое включение ПМЭН при давлении  $\sim 0,72\text{ МПа}$  ( $\sim 7,2\text{ кгс}/\text{см}^2$ ) во время останова турбины и отключение ПМЭН при давлении  $\sim 0,82\text{ МПа}$  ( $\sim 8,2\text{ кгс}/\text{см}^2$ ) во время пуска турбины после вступления в работу главного масляного насоса-регулятора (ГМН).

Технические данные ПМЭН:

							13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
								20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				

- тип насоса – 3В-16/25;
- расчётная подача масла – 5,55 л/с;
- расчётное давление нагнетания – 0,8 МПа (8 кгс/см<sup>2</sup>);
- частота вращения – 50с<sup>-1</sup> (3000 об/мин.);
- мощность электродвигателя – 15 кВт.

Стояночный масляный электронасос (СМЭН) предназначен для подачи масла на смазку подшипников турбоагрегата на период выбега роторов в случае снижения давления в смазочной системе до 0,03 МПа (0,3 кгс/см<sup>2</sup>), а также для смазки подшипников агрегата при работе валоповоротного устройства.

Аварийный масляный электронасос (АМЭН) снабжён электродвигателем постоянного тока и служит для подачи масла на смазку подшипников агрегата в случае, если СМЭН по какой-либо причине не включился (неисправность электрических цепей, отсутствие переменного тока на шинах собственных нужд).

Автоматическое включение СМЭН и АМЭН (если не включился СМЭН) обеспечивается датчиком реле давления, отключение электронасосов – вручную со щита управления.

СМЭН и АМЭН комплектуются насосами одного типа, поэтому приводимые ниже технические данные относятся в равной мере к обоим насосам.

Технические данные:

- тип – 100;
- расчётная подача масла – 2,22 л/с;
- расчётное давление нагнетания – 0,1 МПа (1 кгс/см<sup>2</sup>);
- частота вращения – 25<sup>-1</sup> (1500 об/мин.);
- мощность электродвигателя – 2,2 кВт.

Блок масляных насосов (ПЭМН, СЭМН, АЭМН) установлен на крышке дренажного масляного бака.

Протечки через уплотнения насосов направляются во внутреннюю полость дренажного бака, откуда они откачиваются специальным насосом в основной масляный бак.

Сигнальное реле уровня обеспечивает автоматическое включение и отключение насоса при достижении верхнего или нижнего предельных уровней в дренажном масляном баке.

Для охлаждения масла, циркулирующего в системе маслоснабжения, предусмотрены два маслоохладителя, один из которых является резервным и включается в работу, если один маслоохладитель не обеспечивает охлаждение масла до температуры 40-45°С.

Технические данные:

- тип маслоохладителя – МО-20;
- количество – 2 шт.;
- поверхность охлаждения маслоохладителя – 20 м<sup>2</sup>;
- число ходов по воде – 2;

- номинальный расход охлаждающей воды на маслоохладитель – 60 м<sup>3</sup>/ч;
- расчётная температура охлаждающей воды – 20°C;
- температура масла после маслоохладителя 40-45°C;
- гидравлическое сопротивление маслоохладителя по охлаждающей воде при номинальном расходе – 0,01 МПа (0,1 кгс/см<sup>2</sup>);
- гидравлическое сопротивление маслоохладителя по маслу 0,01 МПа (0,1кгс/см<sup>2</sup>);
- Конструктивные данные поверхности охлаждения:
- количество трубок – 388 шт.;
- диаметр трубок – 12/10 мм;
- длина трубок – 1408 мм;
- масса – 625 кг.

Вода на маслоохладители подаётся от напорных циркуляционных водоводов турбогенератора №3 или от напорного коллектора насосов технической воды №№1,2,3,4,5.

						<i>Лист</i>
					<i>13.03.01.2018.555.04.ПЗ</i>	22
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

## 2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

При написании выпускной квалификационной работы были использованы научная и учебно-методическая литература, статьи в периодических изданиях, нормативно-законодательные акты.

Согласно федеральному закону от 23.11.2009 № 261-ФЗ «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты РФ» [16]: целью является создание правовых, экономических и организационных основ стимулирования энергосбережения и повышения энергетической эффективности.

В вопросах энергосбережения и повышения энергоэффективности важно организовать четкое взаимодействие с бизнес - сообществом, а также задействовать человеческий фактор, обеспечив информационную и образовательную поддержку мероприятий по энергосбережению и повышению энергоэффективности использования топливно-энергетических ресурсов на международном, федеральном, региональном и муниципальном уровнях.

Правовое регулирование в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности основывается на следующих принципах: эффективное и рациональное использование энергетических ресурсов; поддержка и стимулирование энергосбережения и повышения энергетической эффективности; системность и комплексность проведения мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности; планирование энергосбережения и повышения энергетической эффективности.

Стратегической целью государственной политики в области экологического развития является решение социально-экономических задач, обеспечивающих экологически ориентированный рост экономики, сохранение благоприятной окружающей среды, биологического разнообразия и природных ресурсов для удовлетворения потребностей нынешнего и будущих поколений, реализации права каждого человека на благоприятную окружающую среду, укрепления правопорядка в области охраны окружающей среды и обеспечения экологической безопасности.

В выпускной квалификационной работе будет произведен тепловой расчет регулирующей ступени турбины. Основные принципы теплового расчета приведены в методиках [7, 8, 9, 10]. Также можно использовать литературу по турбинным установкам [1, 2, 3, 4, 11]. Книги содержат методику расчета турбинных установок и вспомогательного оборудования с необходимыми иллюстрациями и таблицами.

					<p>13.03.01.2018.555.04.ПЗ</p>	<p>Лист 23</p>
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ПЕРЕДОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ

К концу прошлого столетия промышленная революция достигла поворотной точки своего развития. За полтора века до этого паровые двигатели значительно усовершенствовались - они могли работать от любых видов горючего и приводить в движение самые разнообразные механизмы. Большое влияние на улучшение конструкции паровых машин оказало такое техническое достижение, как изобретение динамо-машины, которая позволяла получать электроэнергию в больших количествах.

По мере того как росли потребности человека в энергии, увеличивались и размеры паровых машин, пока их габариты не стали сдерживаться ограничениями на механическую прочность.

Для дальнейшего развития промышленности требовался новый способ получения механической энергии [31].

Если говорить о зарубежных производителях турбин, то их число является небольшим.

Большинство из них являются транснациональными объединениями. В Европе главными производителями паровых турбин являются компании Siemens (Германия), Asea Brown Boveri (ABB, германско-швейцарское объединение), GEC- Alsthom (англо-французское объединение), Scoda (Чехия). В США производителями мощных энергетических турбин являются компании General Electric и Westinghouse, в Японии – Hitachi, Toshiba, Mitsubishi. Все перечисленные производители выпускают паровые турбины вплоть до мощности 1000 МВт и выше.

Технический уровень некоторых из них не только не уступает нашим производителям, но и превосходит их [32].

Технические данные паровой турбины SST-300 компании Siemens (Германия): мощность до 50 МВт, скорость вращения турбины до 12000 об/мин, параметры свежего пара: давление до 12,0 МПа, температура до 520°С, максимальное давление нерегулируемого отбора до 6,0 МПа, регулируемый отбор (один или два отбора): давление до 1,6 МПа, температура до 350°С, параметры пара на выходе из турбины: производственное противодействие до 1,6 МПа, отопительное противодействие до 0,3 МПа, давление в конденсаторе до 0,06 МПа.

Основным производителем энергетических паровых турбин в России является Ленинградский металлический завод (Санкт-Петербург). Он выпускает

										Лист
										24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

мощные паровые турбины для ТЭС (мощностью 1200, 800, 500, 300 и 200 МВт), ТЭЦ (мощностью 180, 80 и 50 МВт и менее), АЭС (мощностью 1000 МВт).

Другим крупным производителем энергетических паровых турбин является Турбомоторный завод (ТМЗ, г. Екатеринбург). Он выпускает только теплофикационные турбины (мощностью 250, 185, 140, 100 и 50 МВт и менее). На ТЭС России установлено достаточно много мощных паровых турбин Харьковского турбинного завода (ХТЗ, Украина) (мощностью 150, 300 и 500 МВт). Им же произведены все паровые турбины, установленные на АЭС России мощностью 220, 500 и 1000 МВт.

Таким образом, в настоящее время в России функционирует всего два производителя мощных паровых турбин.

Турбина паровая типа Р-12-90/18 активного типа с противодавлением предназначена для привода генератора производства Лысьвенского турбогенераторного завода серии Т-12-2УЗ.

Номинальная мощность (на клеммах генератора) - 12 МВт.

Номинальная частота вращения ротора –  $50\text{с}^{-1}$  (3000 об/мин.); направление вращения - против часовой стрелки (если смотреть со стороны переднего стула турбины).

Турбина включает в себя сопловое парораспределение, выполненное в виде восьми регулирующих клапанов свободно подвешенных на траверсе перемещаемой в вертикальном направлении двумя штоками. Штока приводятся в действие сервомотором блока регулирования с помощью рычажного привода.

Ротор турбины - цельнокованый гибкий, соединён с ротором генератора жёсткой муфтой типа МБ-12/3; критическая частота вращения роторов "турбина-генератор" - 1776 об/мин.

Диски рабочих колёс откованы заодно с валом (первый диск выполнен двухвенечным, остальные – одновенечные) - 8 дисков.

Турбина рассчитана для работы при следующих параметрах:

- номинальное абсолютное давление свежего пара перед стопорными клапанами – 8,8МПа ( $90\text{кгс}/\text{см}^2$ );
- номинальная температура свежего пара перед стопорным клапаном -  $535^\circ\text{C}$ ;
- номинальное абсолютное давление пара за турбиной (противодавление) - 1,75МПа ( $18\text{кгс}/\text{см}^2$ );
- температура пара за турбиной при номинальных начальных параметрах пара, мощности и противодавлении -  $338^\circ\text{C}$ ;
- абсолютное давление пара в камере регулирующей ступени турбины не должно превышать - 6,4МПа ( $65\text{кгс}/\text{см}^2$ );
- перепад давления на последней ступени не должен превышать - 0,6МПа ( $6\text{кгс}/\text{см}^2$ );
- удельный расход пара на номинальном режиме - 10,6 т (на 1МВт ч).

Пределы изменения начальных параметров пара, при которых время работы турбины не ограничивается:

										Лист
										25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

- абсолютное давление - 8,3-9,3 МПа (85-95 кгс/см<sup>2</sup>)
- температура - 525 – 540°С

Пределы регулирования абсолютного давления пара за турбиной (противодавления) с помощью регулятора давления - 1,45-2,05 МПа (15-21 кгс/см<sup>2</sup>).

Для предотвращения протечек пара в местах выхода концов вала из корпуса турбины установлены переднее и заднее лабиринтовые уплотнения. Уплотнения состоят из обойм установленных в расточках корпуса турбины и внешних корпусов (каминов):

- пар из внутренних передних и задних уплотнений турбины поступает в линию греющего пара деаэраторов 6 кгс/см<sup>2</sup>;
- пар из средних, передних и задних уплотнений турбины, а также уплотнений штоков стопорных и регулирующих клапанов парораспределения отсасывается эжекторами передних и задних уплотнений турбины в паропровод 1,2 – 2,5 кгс/см<sup>2</sup> или в линию греющего пара деаэраторов I очереди;
- пар из крайних передних и задних уплотнений турбины поступает на вестовые трубы.

Турбина снабжена:

- валоповоротным устройством (ВПУ), вращающим ротор турбины со скоростью 3,4 об/мин, которое обеспечивает равномерный нагрев и остывание ротора турбины перед пуском и при останове турбины и предотвращает искривление ротора в нагретом состоянии;
- устройством для обогрева фланцев и шпилек, предназначенным для обеспечения при пусках турбины более равномерного прогрева цилиндра относительно ротора и уменьшения разности температур между фланцами и шпильками. Пар на обогрев фланцев и шпилек берётся непосредственно от трубопровода свежего пара до ГПЗ. Система обогрева фланцев и шпилек снабжена предохранительным клапаном соединённым с атмосферой.

						13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			26

## 4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ

### 4.1 Определение среднего диаметра ступени

Диаметр регулирующей ступени определяется величиной теплового перепада  $h_0^{pc} = 146$  кДж/кг и отношением  $\frac{U}{C_\phi} = 0,278$  [5].

Отношение окружной скорости к условной (фиктивной) изоэнтропийной скорости, вычисляемой по располагаемому тепловому перепаду на всю ступень, где  $\rho$  – степень реакции ступени, принимается в пределах 5÷10% (для двухвенечной ступени  $\rho = \rho^I + \rho_{II} + \rho^{II}$ );

$\alpha_{1э}$  – эффективный угол выхода потока из сопловой решетки; для двухвенечной  $\alpha_{1э} = 14 \div 20$ ;

$\gamma$  – коэффициент скорости сопловой решетки  $\gamma = 0,93 \div 0,97$ .

Фиктивная изоэнтропийная скорость пара, подсчитанная по располагаемому теплоперепаду ступени, м/с (4.1):

$$C_\phi = \sqrt{h_0^{pc} \cdot 2 \cdot 10^3},$$
$$C_\phi = \sqrt{146 \cdot 2 \cdot 10^3} = 540,35 \text{ м/с} \quad (4.1)$$

Определяем окружную скорость вращения диска по среднему диаметру ступени, м/с (4.2):

$$U = \left(\frac{U}{C_\phi}\right) \cdot C_\phi, \quad (4.2)$$

$$U = 0,278 \cdot 540,35 = 150,21 \text{ м/с}$$

Определяем средний диаметр ступени, м (4.3):

$$d^{pc} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n}, \quad (4.3)$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27



$$d^{pc} = \frac{60 \cdot 150,21}{3,14 \cdot 3000} = 0,956 \text{ м}$$

## 4.2 Расчет сопловой решетки

### 4.2.1 Определение типа сопловой решетки

Определяем располагаемый тепловой перепад сопловой решетки, кДж/кг (4.4):

$$h_{01}^{pc} = h_0 \cdot (1 - \rho), \quad (4.4)$$

$$h_{01}^{pc} = 146 \cdot (1 - 0,1) = 131,4 \text{ кДж/кг}$$

Определяем теоретическую скорость пара на выходе из сопловой решетки при изоэнтروпийном расширении, м/с (4.5):

$$C_{1t} = \sqrt{h_{01}^{pc} \cdot 2 \cdot 10^3}, \quad (4.5)$$

$$C_{1t} = \sqrt{131,4 \cdot 2 \cdot 10^3} = 512,62 \text{ м/с}$$

Определяем число Маха для теоретического процесса в соплах (4.6):

$$M_{1t} = \frac{C_{1t}}{a_{1t}}, \quad (4.6)$$

где  $a_{1t}$  – скорость звука на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном истечении, м/с (4.7):

$$a_{1t} = \sqrt{k \cdot P_1^{pc} \cdot V_{1t}}, \quad (4.7)$$

где  $P_1^{pc}$  – давление пара за соплами, в Па;

$V_{1t}$  – теоретический удельный объем пара за соплами, в м<sup>3</sup>/кг;

$k$  – показатель изоэнтропы;

$K=1,3$  – для перегретого пара.

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha_{1t} = 10^3 \cdot \sqrt{1,3 \cdot 5,7 \cdot 0,075} = 667,83 \text{ м/с}$$

По величине  $M_{1t}$  – выбирается тип решетки. При  $M_{1t} \leq 1,4$  применяются профили с суживающимися каналами.

При  $M_{1t} \geq 1,4$  применяются профили, образующие расширяющиеся каналы.

$$M^{1t} = \frac{512,62}{667,83} = 0,76$$

#### 4.2.2 Расчет суживающихся сопел

Следует различать расчет сопел при докритическом и сверхкритическом истечениях.

Расчет суживающихся сопел при докритическом истечении.

При докритическом истечении  $M_{1t} \leq 1$  ( $\varepsilon_1 \geq \varepsilon_*$ ) выходное сечение суживающихся сопел определяют по уравнению (4.8):

$$F_1 = \frac{(G + G_{yt}) \cdot V_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} \cdot 10^6, \quad (4.8)$$

где  $\mu_1$  – коэффициент расхода сопловой решетки, принимается по графику

$\mu_1 \cong 0,97$  для пара практически с любым перегревом;

$G_{yt}$  – количество пара, утекающее через переднее концевое уплотнение турбины, кг/с (4.9):

$$G_{yt} \cong (0,008 / 0,015) \cdot G, \quad (4.9)$$

$$G_{yt} \cong (0,008 / 0,015) \cdot 32,8 \cong 0,393 \text{ кг/с}$$

$$F_1 = \frac{(32,8 + 0,393) \cdot 0,075}{0,97 \cdot 512,62} \cdot 10^6 = 5005,63 \text{ мм}^2 = 0,005 \text{ м}^2$$

Произведение степени парциальности ступени на высоту сопловой решетки определяются по формуле (4.10):

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d_{pc} \cdot \sin \alpha_{13}} \cdot 10^{-3} \quad (4.10)$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$el_1 = \frac{5005,63}{3,14 \cdot 0,956 \cdot \sin 12^\circ} \cdot 10^{-3} = 8020,42 \text{ мм}$$

Оптимальная степень парциальности: для двухвенечной ступени рассчитывается по формуле (4.11):

$$e_{opt} \cong 0,33 \sqrt{el_1}, \quad (4.11)$$

где  $el_1$  должно подставляться в сантиметрах.

$$e_{opt} \cong 0,33 \cdot \sqrt{802,04} \cong 0,89,$$

где  $e_{opt} = 0,89$ .

Определяем высоту сопловой решетки, мм (4.12):

$$l_1 = \frac{el_1}{e_{opt}}, \quad (4.12)$$

$$l_1 = \frac{8020,42}{0,89 \cdot 10^2} = 857,79 \text{ мм} = 85,7 \text{ см}$$

Определяем потерю энергии в соплах, кДж/кг (4.13):

$$h_{01}^{pc} = (1 - \gamma^2) \cdot h_{01}^{pc}, \quad (4.13)$$

где  $\gamma$  – коэффициент скорости сопловой решетки. Принимается в зависимости от  $l_1$ ,  $\gamma = 0,93 \div 0,97$ .

$$h_{01}^{pc} = (1 - 0,96^2) \cdot 131,4 = 10,3 \text{ кДж/кг}$$

Тип профиля сопловой решетки выбирается по числу Маха  $M_{1r}$  и углу  $\alpha_{1r}$  ( $\alpha_1 = \alpha_{1r}$ ). Принимаем тип сопловой решетки С-90-12А.

По характеристике выбранной решетки принимаем относительный шаг  $\bar{t}_{opt} = 0,8$ .

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем шаг решетки определяем по формуле, мм (4.14):

$$t = b \cdot \overline{t_{\text{опт}}}, \quad (4.14)$$

$$t = 6,25 \cdot 0,8 = 5,0 \text{ см} = 50 \text{ мм}$$

Определяем выходную ширина канала сопловой решетки, мм (4.15):

$$\alpha_1 = t \cdot \sin \alpha_{1з}, \quad (4.15)$$

$$\alpha_1 = 50 \cdot \sin 12^\circ = 10,4 \text{ мм}$$

Определяем число сопел, шт (4.16):

$$z_1 = \frac{\pi d^{pc} \cdot e_{\text{онм}}}{t}, \quad (4.16)$$

где  $d^{pc}$  подставляется в мм.

$$z_1 = \frac{3,14 \cdot 956 \cdot 0,89}{50} = 56 \text{ шт}$$

### 4.3 Расчёт рабочей решетки

#### 4.3.1 Двухвенечная ступень

Определяем степень реакции, принятую ранее (4.1), следует распределить по венцам:

$$\rho = \rho_I + \rho_{II} + \rho_{II} ,$$

где  $\rho_I$  – степень реакции первого венца рабочих лопаток;

$\rho_{II}$  – степень реакции поворотной решетки;

$\rho_{II}$  – степень реакции второго венца рабочих лопаток.

Определяем тепловой перепад, использованный на лопатках, кДж/кг (4.17):

$$h_{02} = \rho_I \cdot h_0^{pc} + \rho_{II} \cdot h_0^{pc} + \rho_{II} \cdot h_0^{pc} = h_{02}^I + h_{02}^{II} + h_{02}^{II} , \quad (4.17)$$

$$h_{02} = 0,02 \cdot 0,46 + 0,035 \cdot 146 + 0,045 \cdot 146 = 2,92 + 5,11 + 6,57 = 14,6 \text{ кДж/кг}$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для построения процесса расширения пара в  $is$  – диаграмме через концы отрезков  $h_{02}^I, h_{02}^{II}, h_{02}^{III}$  проводятся изобары. КПД ступени зависит от правильного выбора выходных углов лопаточного аппарата  $\beta_2, \alpha'_1, \beta'_2$ .

Для правильного выбора этих углов проще всего задать изменение высот лопаточных решеток по проточной части ступени, приняв лопатки каждой отдельной решетки постоянными по высоте на входе и выходе. Задавшись

отношением  $\frac{l_{2II}''}{l_1}$  и осевой шириной рабочих и поворотных лопаток,

вычерчивают график изменения выходных высот элементов облопачивания:

$l_{2I}'' , l_{2II}'' , l_{2III}''$ . Осевая ширина лопаток (лопаточных решеток) может быть

определена только после выбора типов их профилей. Поэтому при построении радиального очертания проточной части ступени осевой шириной лопаток следует задаться. Для турбин небольшой мощности - 20÷30 мм, для турбин большой мощности на высокие и закритические

параметры пара - 40÷80 мм. Отношение  $\frac{l_{2II}''}{l_1} = 1,6 \div 2,4$ .

Чем выше начальные параметры пара перед турбиной, тем меньше значение отношений  $\frac{l_{2II}''}{l_1}$  следует принимать. При наличии реакции брать тем меньшие

отношения, чем больше степень реакции. Построение треугольников скоростей и определение всех их элементов дает возможность выбрать типы профилей лопаточных решеток, определить потери в лопаточном аппарате, относительный лопаточный КПД, шаг и количество лопаток.

Входной треугольник скоростей первого венца строится по углу  $\alpha_1$  скоростям абсолютной  $C_1$  и окружной  $U$  в любом удобном масштабе,(4.18):

$$C_1 = C_{1t} \cdot \gamma, \quad (4.18)$$

$$C_1 = 512,62 \cdot 0,96 = 492,11 \text{ м/с}$$

где  $\gamma$  – коэффициент скорости сопловой решетки принят при подсчете;

$h_1$  – потери энергии в соплах;

$U$  – определено по формуле (4.2);

$\omega_1$  – относительная скорость на входе в рабочую решетку первого венца.

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Определяем относительную скорость на входе в рабочую решетку первого венца и угол  $\beta_1$  по формулам (4.19, 4.20):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U} = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1}}, \quad (4.19)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = (492,11 \cdot \sin 12^\circ) / (492,11 \cdot \cos 12^\circ - 150,21) = 0,3089$$

$$\omega_1 = \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{\sin \beta_1}, \quad (4.20)$$

$$\omega_1 = (492,11 \cdot \sin 12^\circ) / \sin 18^\circ = 345,09 \text{ м/с}$$

Для выходного треугольника скоростей определяются угол  $\beta_2 = \beta_1 - (2^\circ \div 5^\circ)$ .

Действительная относительная скорость на выходе из рабочей решетки первого венца определяется по формуле  $\omega_2$ , (4.21):

$$\sin \beta_2 = \frac{F_2^I \cdot 10^6}{\pi d^{pc} \cdot e \cdot l_{21}''}, \quad (4.21)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{0,006 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 956 \cdot 0,89 \cdot 1142} = 0,2588$$

Определяем выходную площадь первой рабочей решетки,  $\text{м}^2$  (4.22):

$$F_2^I = \frac{G \cdot V_{2t}^I}{\mu_{2I} \cdot \omega_{2t}}, \quad (4.22)$$

где  $V_{2t}^I$  – значение удельного объема пара за рабочей решеткой первого венца;

$V_{2t}^I$  определяется в результате построения процесса расширения пара в  $is$  – диаграмме, которое производится следующим образом. От конца теплового перепада в соплах;

$h_{01}^{pc}$  (точка «а») вверх откладывается величина потери в соплах;

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$h_1^{pc}$  через точку «в» проводится линия энтальпии до пересечения с изобарой;

$P_1^{pc}$  (точка «с»). Располагаемый перепад на рабочей решетке первого венца будет равен отрезку  $cd$ : значение  $V_{2t}^I$  берется по изохоре в точке  $d$ ;

$l_{2t}''$  – выходная высота рабочей решетки первого венца – берется из графика изменения высот лопаточных решеток, в мм;

$\mu_{2t}$  – коэффициент расхода рабочей решетки первого венца – определяется в зависимости от степени реакции и величины перегрева пара.

$$F_2^I = \frac{32,8 \cdot 0,065}{0,94 \cdot 352,53} \cdot 10^3 = 6433,73 \text{ мм}^2 = 0,006 \text{ м}^2$$

Определяем теоретическую относительная скорость на выходе из рабочей решетки первого венца, м/с (4.23):

$$\omega_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \rho_1 \cdot h_0^{pc} + \omega_1^2}, \quad (4.23)$$

$$\omega_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 0,02 \cdot 131,4 + 345,09^2} = 352,53 \text{ м/с}$$

Действительная относительная скорость на выходе из рабочей решетки первого венца, м/с (4.24):

$$\omega_2 = \varphi_1 \cdot \omega_{2t}, \quad (4.24)$$

$$\omega_2 = 0,845 \cdot 352,53 = 297,89 \text{ м/с}$$

Скоростной коэффициент  $\psi_1$  для активных (рабочих) решеток принимается в зависимости от  $l_{2t}''$  и величины углов  $\beta_1$  и  $\beta_2$  ( $\psi = 0,83 \div 0,92$ ). По определенным  $\omega_2$  и  $\beta_2$  строится выходной треугольник скоростей.

Определяем из выходного треугольника скоростей абсолютную скорость выхода пара  $C_2$  и угол выхода потока в абсолютном движении  $\alpha_2$  графически и проверяются по формулам (4.25, 4.26):

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\omega_2 \cdot \sin \beta_2}{\omega_2 \cdot \cos \beta_2 - U} = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{U}{\omega_2}}, \quad (4.25)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = (297,89 \cdot \sin 15^\circ) / (297,89 \cdot \cos 15^\circ - 150,21) = 0,5606$$

$$C_2 = \frac{\omega_2 \cdot \sin \beta_2}{\sin \alpha_2}, \quad (4.26)$$

$$C_2 = (297,89 \cdot \sin 15^\circ) / \sin 30^\circ = 194,19 \text{ м/с}$$

Определяем потери энергии в рабочей решетке первого венца, кДж/кг (4.27):

$$C_2 = \left(1 - \psi_I^2\right) \cdot \frac{\omega_{2t}^2}{2 \cdot 10^3}, \quad (4.27)$$

$$C_2 = (1 - 0,845^2) / (352,53^2 - 2 \cdot 10^3) = 1,77 \text{ кДж/кг}$$

Входной треугольник скоростей второго венца строится по углу  $\alpha_1'$ , скоростям абсолютной  $C_1'$  и окружной  $U$ .

Определяем теоретическую скорость  $C_{1t}'$  на выходе из поворотной решетки, м/с (4.28):

$$C_{1t}' = \sqrt{C_2^2 + 2 \cdot 10^3 \cdot \rho_{II} \cdot h_0^{pc}}, \quad (4.28)$$

$$C_{1t}' = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 0,035 \cdot 146 + 194,19^2} = 204,37 \text{ м/с}$$

Определяем действительную скорость  $C_1'$  на выходе из поворотной решетки, м/с (4.29):

$$C_1 = \omega_{II} \cdot C_{1t}', \quad (4.29)$$

$$C_1 = 0,85 \cdot 204,37 = 196,71 \text{ м/с}$$

Определяем угол выхода потока пара из поворотной решетки  $\alpha_1'$  по формуле (4.30):

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$\sin \alpha'_1 = \frac{F_{II} \cdot 10^6}{\pi d^{pc} \cdot e \cdot l''_{2II}}, \quad (4.30)$$

где скоростной коэффициент  $\psi_{II}$  принимается в пределах  $0,83 \div 0,92$  в зависимости от  $l''_{2II}$  и  $\alpha_2/\alpha'_1$ .

$$\sin \alpha'_1 = (0,011 \cdot 10^6) / (3,14 \cdot 956 \cdot 0,89 \cdot 1426) = 0,3648$$

Выходная площадь поворотной решетки, м<sup>3</sup> (4.31):

$$F_{II} = \frac{G \cdot V_{2t}^{II}}{\mu_{2II} \cdot C_{1t}}, \quad (4.31)$$

где  $V_{2t}^{II}$  – удельный объем за поворотной решеткой в теоретическом процессе;

$V_{2t}^{II}$  – определяется после следующих операций по построению процесса расширения пара: отложение потерь в рабочей решетке первого венца  $h_2^I$  от точки  $d$  до точки  $f$ .

Проведение через точку  $f$  линии энтальпии до пересечения с изобарой  $P_I$  в точке  $n$ ;

$h_{02}^{II}$  – располагаемый перепад поворотной решетки;

$V_{2t}^{II}$  – определяется по изохоре, проходящей через точку  $m$ ;

$l''_{2II}$  – выходная высота поворотной решетки, в мм;

$u_{II}$  – коэффициент расхода направляющей решетки – определяется в зависимости от степени реакции и состояния пара.

$$F_{II} = \frac{32,8 \cdot 0,067}{0,94 \cdot 204,37} \cdot 10^6 = 11439,41 \text{ мм}^2 = 0,011 \text{ м}^2$$

Определяем потерю энергии в поворотной решетке, кДж/кг (4.32):

$$h_{II} = \left(1 - \psi_{II}^2\right) \cdot \frac{c_{1t}^2}{2 \cdot 10^3}, \quad (4.32)$$

$$h_{II} = (1 - 0,85^2) \cdot (512,62^2 / (2 \cdot 10^3)) = \text{кДж/кг}$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист 36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Потеря  $h_{II}$  откладывается по изонтопе от точки  $m$  и через конец отрезка  $h_{II}$  – и точку  $k$  проводится линия энтальпии в действительном процессе за поворотной решеткой до пересечения с изобарой, соответствующей давлению за поворотной решеткой  $P_{II}$ .

Точка  $p$  – точка начала процесса в рабочей решетке второго венца.

Через отрезок  $pj$  соответствует располагаемому перепаду на решетке второго венца  $h''_{02}$ .

Относительную скорость  $\omega'_1$  и входной угол  $\beta'_1$  определяем графически.

Определяем относительную скорость  $\omega'_1$  и входной угол  $\beta'_1$  графически и по формулам (4.33, 4.34):

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = \frac{C'_1 \cdot \sin \alpha'_1}{C'_1 \cdot \cos \alpha'_1 - U} = \frac{\sin \alpha'_1}{\cos \alpha'_1 - \frac{U}{C'_1}}, \quad (4.33)$$

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = (196,71 \cdot \sin 22^\circ) / (196,71 \cdot \cos 22^\circ - 150,21) = 0,4037$$

$$\omega'_1 = \frac{C_1 \cdot \sin \alpha'_1}{\sin \beta'_1}, \quad (4.34)$$

$$\omega'_1 = (196,71 \cdot \sin 22^\circ) / \sin 66^\circ = 80,66 \text{ м/с}$$

Определяем скорость пара на выходе из рабочей решетки  $\omega'_2$  и угол  $\beta'_2$ , (4.35):

$$\sin \beta'_2 = \frac{F_2^{II} \cdot 10^6}{\pi d^{pc} \cdot e \cdot l''_{2II}}, \quad (4.35)$$

$$\sin \beta'_2 = (0,013 \cdot 10^6) / (3,14 \cdot 956 \cdot 0,89 \cdot 1712) = 0,3595$$

Определяем выходную площадь второй рабочей решетки,  $\text{м}^2$  (4.36):

$$F_2^{II} = \frac{G \cdot v_{2t}^{II}}{\mu_{2II} \cdot \omega_{2t}}, \quad (4.36)$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист 37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где  $V_{2t}^{II}$  определяется по построению процесса в  $is$  – диаграмме (точка  $j$ );

$\mu_{2II}$  – коэффициент расхода рабочей решетки второго венца – определяется в зависимости от степени реакции и состояния пара;

$l_{2II}''$  – выходная высота рабочей решетки второго венца.

$$F_2^{II} = (32,8 \cdot 0,07) / (0,94 \cdot 178,16) = 13697,97 \text{ мм}^2 = 0,013 \text{ м}^2$$

Определяем теоретическую скорость пара на выходе из рабочей решетки второго венца в относительном движении, м/с (4.37):

$$\omega'_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \rho_{II} \cdot h_0^{pc} + (\omega'_1)^2}, \quad (4.37)$$

$$\omega'_{2t} = \sqrt{(80,66)^2 + 146 \cdot 0,045 \cdot 2 \cdot 10^3} = 178,16 \text{ м/с}$$

Определяем действительная скорость, м/с (4.38):

$$\omega'_2 = \psi' \cdot \omega'_{2t}, \quad (4.38)$$

$$\omega'_2 = 0,845 \cdot 178,16 = 150,55 \text{ м/с}$$

Определяем потери энергии в рабочей решетке второго венца, кДж/кг (4.39):

$$h_2^{II} = (1 - (\psi')^2) \cdot \frac{(\omega'_{2t})^2}{2 \cdot 10^3}, \quad (4.39)$$

$$h_2^{II} = (1 - (0,845)^2) \cdot ((178,16)^2 / (2 \cdot 10^3)) = 4,53 \text{ кДж/кг}$$

Определяем абсолютную выходную скорость  $C'_2$  и угол ее выхода  $\alpha'_2$  по формулам (4.40, 4.41):

$$\text{tg } \alpha'_2 = \frac{\omega'_2 \cdot \sin \beta'_2}{\omega'_2 \cdot \cos \beta'_2 - U} = \frac{\sin \beta'_2}{\cos \beta'_2 - \frac{U}{\omega'_2}}, \quad (4.40)$$

$$\text{tg } \alpha'_2 = (150,55 \cdot \sin 21^\circ) / (150,55 \cdot \cos 21^\circ - 150,21) = 0,2834$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

$$C'_2 = \frac{\omega'_2 \cdot \sin \beta'_2}{\sin \alpha'_2}, \quad (4.41)$$

$$C'_2 = (150,55 \cdot \sin 21^\circ) / (\sin 95^\circ) = 54,15 \text{ м/с}$$

Для обеспечения высокой экономичности ступени желательно получить угол  $\alpha'_2$  близким к  $90^\circ \div 110^\circ$ .

Треугольники скоростей двухвечной ступени скорости показаны на рисунке 4.1

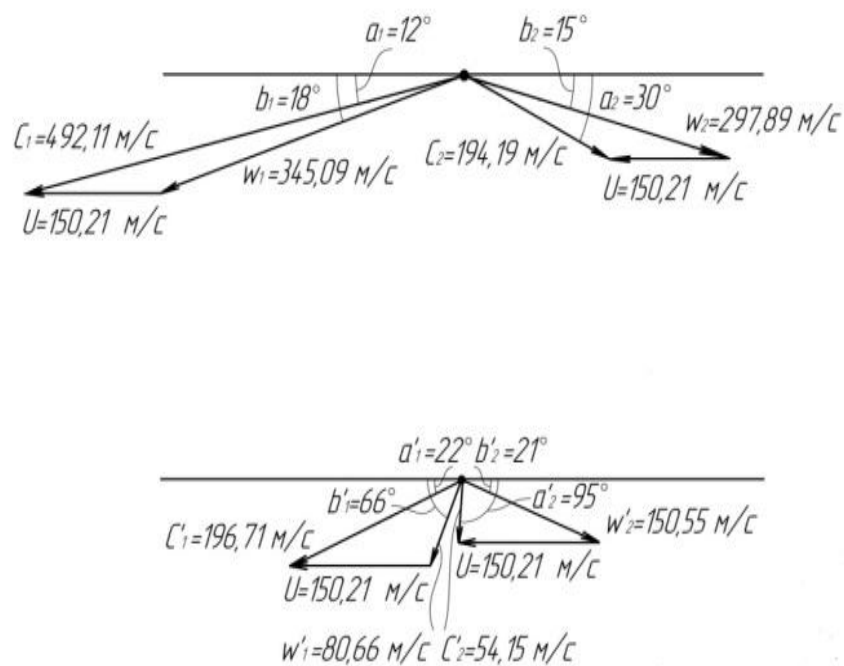


Рисунок 4.1 – Треугольники скоростей двухвечной ступени скорости (масштаб 1 мм – 5 м/с)

Определяем потери энергии с выходной скоростью, кДж/кг (4.42):

$$h_{вс} = \frac{(C'_2)^2}{2 \cdot 10^3} \quad (4.42)$$

$$h_{вс} = (54,15)^2 / (2 \cdot 10^3) = 1,46 \text{ кДж/кг}$$

При построении процесса в  $is$  – диаграмме  $h_{6c}$  откладывается последней после  $h_{mp} + h_{нарц}$ .

Выбираем профили лопаточных решеток производиться по известным углам  $\beta_1$  и  $\beta_{2э}$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha'_{1э}$ ,  $\beta'_1$  и  $\beta'_{2э}$  и числам Маха. При  $M < 1$   $\beta_2 = \beta_{2э}$ ,  $\alpha'_1 = \alpha'_{1э}$  и  $\beta'_2 = \beta'_{2э}$  по формуле (4.43):

$$M_{2It} = \frac{\omega_{2t}}{a_{2t}} \quad (4.43)$$

$$M_{2II} = \frac{C'_{1t}}{a'_{1t}}$$

$$M_{2III} = \frac{\omega'_{2t}}{a'_{2t}}$$

$$M_{2It} = \frac{352,53}{662,87} = 0,531$$

$$M_{2II} = \frac{204,37}{659,92} = 0,309$$

$$M_{2III} = \frac{178,16}{667,75} = 0,266$$

Определяем скорость звука в изоэнтропном процессе на выходе из решеток: первого венца, м/с (4.44):

$$\alpha_{2t} = \sqrt{k \cdot P_I \cdot V_{2t}^I}, \quad (4.44)$$

$$\alpha_{2t} = \sqrt{0,065 \cdot 1,3 \cdot 5,2 \cdot 10^6} = 662,87 \text{ м/с}$$

Определяем скорость звука в изоэнтропном процессе на выходе из решеток: поворотной решетки, м/с (4.45):

$$\alpha'_{1t} = \sqrt{k \cdot P_{II} \cdot V_{2t}^{II}}, \quad (4.45)$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha'_{1t} = \sqrt{0,067 \cdot 1,3 \cdot 5,0 \cdot 10^6} = 659,92 \text{ м/с}$$

Определяем скорость звука в изоэнтропном процессе на выходе из решеток: второго венца, м/с (4.46):

$$\alpha'_{2t} = \sqrt{k \cdot P_{II} \cdot V_{2t}^{II}}, \quad (4.46)$$

$$\alpha'_{2t} = \sqrt{0,07 \cdot 1,3 \cdot 4,9 \cdot 10^6} = 667,75 \text{ м/с}$$

где  $k = 1,3$  (для перегретого пара), значение давлений в паскалях.

Двухвенечные ступени скорости МЭИ даны в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Двухвенечные ступени скорости МЭИ

Тип ступени	Решетки		Углы входа		Отношение площадей	
					$F_2/F_1$	
КС-ОА для малых $G_V$ и $0,7 > \varepsilon > 0,45$	сопловая	С-90-12А	$\alpha_{19}$	$11^\circ - 13^\circ$	$F_2/F_1$	1,52-1,56
	I-я рабочая	Р-23-14А	$\beta_{29}$	$14^\circ - 16^\circ$	$F_{II}/F_1$	2,4-2,5
	поворотная	Р-30-21Ак	$\alpha'_{19}$	$20^\circ - 22^\circ$		
	II-я рабочая	Р-46-29А	$\beta'_{29}$	$28^\circ - 30^\circ$	$F'_2/F_1$	3,5-3,6

Определяем окружное усилие, действующее на лопатки, Н (4.47):

$$R_u^I = G \cdot (\omega_1 \cdot \cos \beta_1 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2) \quad (4.47)$$

$$R_u^I = 32,8 \cdot (345,09 \cdot \cos 18^\circ + 297,89 \cdot \cos 15^\circ) = 20202,5 \text{ Н}$$

Определяем изгибающее напряжение, МПа (4.48):

$$\sigma_{изг}^I = \frac{R_u^I \cdot l_{2I}''}{2 \cdot z_{2I} \cdot e \cdot w_{\min}} \cdot 10^6 \quad (4.48)$$

$$\sigma_{изг}^I = \frac{20202,5 \cdot 1,14}{2 \cdot 178 \cdot 0,89 \cdot 0,34} \cdot 10^6 = 20,3 \text{ МПа,}$$

где  $l_{2I}''$  – значение высоты лопатки;

$e$  – степень парциальности ступени;

$w_{\min}$  – минимальный момент сопротивления профиля – берется из таблицы по выбранному профилю:

$$\text{P-23-14A} \quad w_{\min} = 0,34 ,$$

$$\text{P-46-29A} \quad w_{\min} = 0,112 ;$$

Определяем окружное усилие действующее на лопатки, Н (4.49):

$$R_u'' = G \cdot (\omega_1' \cdot \cos \beta_1' + \omega_2' \cdot \cos \beta_2') , \quad (4.49)$$

$$R_u'' = 32,8 \cdot (80,66 \cdot \cos 66^\circ + 150,21 \cdot \cos 21^\circ) = 5675,38 \text{ Н}$$

Определяем изгибающее напряжение, МПа (4.50):

$$\sigma_{изг}'' = \frac{R_u'' \cdot l_{2II}''}{2 \cdot z_{2II} \cdot e \cdot w_{\min}} \cdot 10^6 \quad (4.50)$$

$$\sigma_{изг}'' = \frac{5675,38 \cdot 1,71}{2 \cdot 225 \cdot 0,89 \cdot 0,112} \cdot 10^6 = 20,4 \text{ МПа}$$

Определяем По относительным шагам решеток  $\bar{t}$  шаги  $t$ , мм (4.51):

$$t = b \cdot \bar{t} \quad (4.51)$$

где  $b$  – хорда выбранного профиля решетки – берется из таблицы по выбранному профилю.

Характеристики профилей МЭИ даны в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Характеристики профилей МЭИ

Наименование	Относительный шаг $\bar{t}_{\text{ном}}$	Хорда профиля, мм $b$
1. P-23-14A	0,60 – 0,75	2,59

2. P-46-29A	0,45 – 0,58	2,56
-------------	-------------	------

$$t_{2II} = 25,6 \cdot 0,52 = 13,3 \text{ мм}$$

$$t_{2I} = 25,9 \cdot 0,65 = 16,8 \text{ мм}$$

Определяем количество лопаток для любой решетки, шт (4.52):

$$z = \frac{\pi d^{pc}}{t} \quad (4.52)$$

Определяем количество лопаток для I-ой рабочей решетки:

$$z_{2I} = \frac{3,14 \cdot 956}{16,8} = 178 \text{ шт}$$

Определяем количество лопаток для II-ой рабочей решетки:

$$z_{2II} = (3,14 \cdot 956) / 13,3 = 225 \text{ шт}$$

Определяем относительный лопаточный КПД ступени:

1) по потерям энергии в проточной части по формуле (4.53):

$$\eta_{ол}^{pc} = \frac{h_0^{pc} - (h_1 + h_{2I} + h_{2II} + h_{2II} + h_{вс})}{h_0^{pc}}, \quad (4.53)$$

$$\eta_{ол}^{pc} = \frac{146 - (10,3 + 2,92 + 5,11 + 6,57 + 1,46)}{146} = 0,838$$

2) по проекциям скоростей по формуле (4.54):

$$\eta_{ол}^{pc} = \frac{U \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 + C_2 \cdot \cos \alpha_2 + C'_1 \cdot \cos \alpha'_1 + C'_2 \cdot \cos \alpha'_2)}{10^3 \cdot h_0^{pc}} \quad (4.54)$$

$$\eta_{ол}^{pc} = \frac{150,21 \cdot (492,11 \cdot \cos 12^\circ + 194,19 \cdot \cos 30^\circ + 196,71 \cdot \cos 22^\circ + 54,15 \cdot \cos 95^\circ)}{10^3 \cdot 146} = 0,851$$

										Лист
										43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					



Если тепловой расчет ступени выполнен правильно, то величины КПД, вычисленные по данным формулам, должны совпасть.

Расхождение допустимо не более 2% (0,01).

Для подсчета  $\eta_{oi}$  берется среднее значение.

Определяем относительный внутренний КПД ступени, % (4.55):

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \xi_{mp} - \xi_{парц} , \quad (4.55)$$

$$\eta_{oi} = (0,8445 - 0,00255 - 0,0312) \cdot 100\% = 81,7\%$$

где  $\xi_{mp}$  – относительная величина потри на трение, (4.56);

$\xi_{парц}$  – относительная потеря от парциального подвода пара (4.57).

$$\xi_{mp} = k_{mp} \cdot \frac{(d^{pc})^2}{F_1} \cdot \left( \frac{U}{C_\phi} \right)^3 \quad (4.56)$$

$$\xi_{mp} = 0,65 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{(0,956)^2}{0,005} \cdot (0,278)^3 = 0,00255$$

$$k_{mp} = 0,45 \cdot 10^{-3} \div 0,8 \cdot 10^{-3}$$

$$\xi_{парц} = \xi_\epsilon + \xi_{сегм} , \quad (4.57)$$

$$\xi_{парц} = 0,00584 + 0,0254 = 0,0312$$

где  $\xi_\epsilon$  – относительная величина потери от вентиляции (4.58);

$\xi_{сегм}$  – относительная величина потери на концах дуг сопловых сегментов (4.59).

$$\xi_\epsilon = \frac{0,065}{\sin \alpha_{13}} \cdot \frac{1 - e - 0,5 \cdot e_{кож}}{e} \cdot \left( \frac{U}{C_\phi} \right)^3 \cdot m , \quad (4.58)$$

$$\xi_\epsilon = \frac{0,065}{\sin 12^\circ} \cdot \frac{1 - 0,89 - 0,5 \cdot (0,01)}{0,89} \cdot (0,278)^3 \cdot 2 = 0,00584$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

где  $e_{\text{кож}} = [(0,9 \div 0,8) - e^{\text{онм}}] = [0,9 - 0,89] = 0,01$  ;

$e = e^{\text{онм}} = 0,89$  ;

$m$  – число венцов в ступени.

$$\xi_{\text{сезм}} = 0,25 \cdot \frac{B_I \cdot l''_{2I} + 0,6 \cdot B_{II} \cdot l''_{2II}}{F_1} \cdot \frac{U}{C_\phi} \cdot n \cdot \eta_{\text{ол}} , \quad (4.59)$$

$$\xi_{\text{сезм}} = 0,0025 \cdot \frac{0,025 \cdot 1,14 + 0,6 \cdot 0,025 \cdot 1,71}{0,005} \cdot 0,278 \cdot 4 \cdot 0,8445 = 0,0254$$

где  $B_I$  ,  $B_{II}$  ,  $l''_{2I}$  ,  $l''_{2II}$  – ширина и высота первого и второго ряда рабочих решеток;

$n$  – число групп сопл (обычно  $n = 4$ ).

Откладывая в *is* – диаграмме потери на трение диска, кДж/кг (4.60):

$$h_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \cdot h_0^{\text{pc}} \quad (4.60)$$

$$h_{\text{тр}} = 0,00255 \cdot 146 = 0,372 \text{ кДж/кг}$$

Определяем потери, вызванные парциальным подводом пара, кДж/кг (4.61):

$$h_{\text{парц}} = \xi_{\text{парц}} \cdot h_0^{\text{pc}} \quad (4.61)$$

$$h_{\text{парц}} = 0,0312 \cdot 146 = 4,555 \text{ кДж/кг}$$

Определенные ранее потери с выходной скоростью  $h_{\text{вс}}$  находится использованный теплоперепад  $h_i^{\text{pc}}$  (4.62). На *is* – диаграмме сумма  $h_{\text{тр}} + h_{\text{парц}}$  равны отрезку *rx* ;  $h_{\text{вс}}$  отрезку *yz* . Точка *O* – точка конца процесса в ступени определяем по формуле (4.62):

$$h_i^{\text{pc}} = h_0^{\text{pc}} - \sum h_{\text{потерь}} , \quad (4.62)$$

где  $\sum h_{\text{потерь}}$  складывается из следующих потерь, кДж/кг (4.63):

$$\sum h_{\text{потерь}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{парц}} + h_{\text{вс}} + h_1^{\text{pc}} + h_2^{\text{I}} + h_2^{\text{II}} + h_2^{\text{II}} \quad (4.63)$$

						Лист
					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sum h_{\text{потерь}} = 0,372 + 4,555 + 1,46 + 10,3 + 1,77 + 3,64 + 4,53 = 26,62 \text{ кДж/кг}$$

Определяем теплоперепад, по формуле (4.64):

$$h_i^{pc} = 146 - 26,62 = 119,38 \text{ кДж/кг} \quad (4.64)$$

Определяем внутреннюю мощность ступени, МВт (4.65):

$$P_i = G \cdot h_i^{pc} \quad (4.65)$$

$$P_i = 32,8 \cdot 119,38 = 3915,6 \text{ кВт} = 3,9 \text{ МВт}$$

Процесс расширения пара в *is* – диаграмме для двухвечной ступени скорости показан на рисунке 4.2.

					<i>13.03.01.2018.555.04.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						46
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Энтальпия  $i$ , кДж/кг

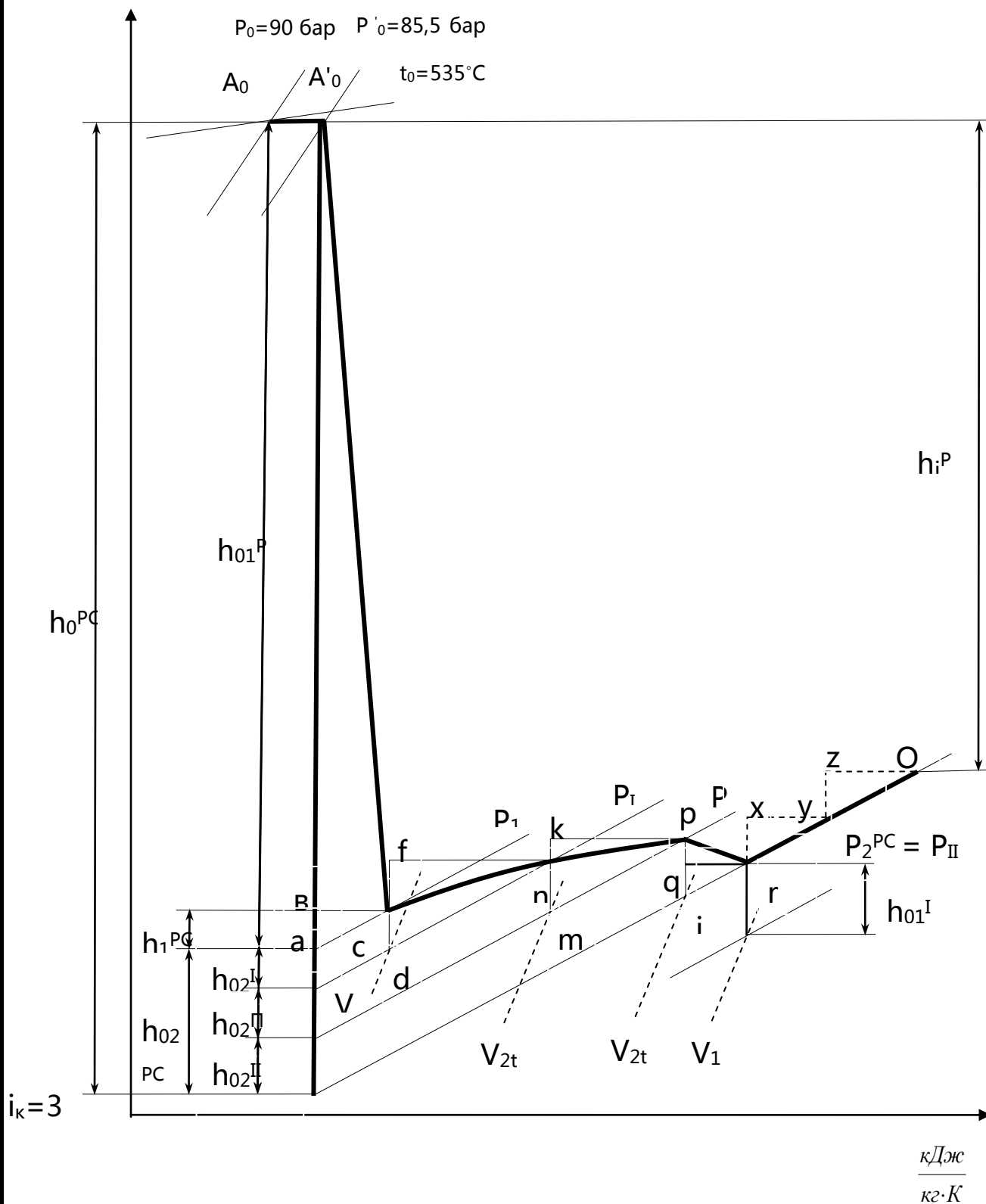


Рисунок 4.2 - Процесс расширения пара в  $is$  – диаграмме для двухвенечной ступени скорости

4.4 Сводная таблица расчета двухвенечной ступени скорости

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист 47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Расчет двухвенечной ступени сводится в таблицу (4.3).

Таблица 4.3 – Сводная таблица расчета

Наименование	Ед. измер.	Решетки			
		сопловая	I-го венца	поворотная	II-го венца
1	2	3	4	5	6
1. Расход пара $G$	кг/с	32,8	32,8	32,8	32,8
2. Средний диаметр $d$	м	0,956	0,956	0,956	0,956
3. Окружная скорость $U$	м/с	150,21	150,21	150,21	150,21
4. Начальное давление $P_0$	МПа	8,8	5,7	5,2	5,0
5. Начальная температура $t_0$	°C	535	475	472	470
6. Отношение скоростей $\frac{U}{C_\phi}$	-	0,278	0,278	0,278	0,278
7. Располагаемый теплоперепад ступени $h_0$	кДж/кг	146	-	-	-
8. Степень реакции $\rho$	-	0,1	0,02	0,035	0,045
9. Располагаемый теплоперепад решетки	кДж/кг	131,4	2,92	5,11	6,57
10. Скорость входа	м/с	540,35	492,11	194,19	196,71
11. Теоретическая скорость выхода $C_{1t}, \omega_{2t}, C'_{1t}, \omega'_{2t}$	м/с	512,62	352,53	204,37	178,16
12. Давление пара за решеткой $P_1^{pc}, P_I, P_{II}, P_2^{pc}$	МПа	5,7	5,2	5,0	4,9
13. Удельный объем пара за решеткой $V_{2t}^I, V_{2t}^{II}, V_{2t}^{II}, V_{1t}$	м <sup>3</sup> /кг	0,065	0,067	0,07	0,075

Продолжение таблицы 4.3

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

1	2	3	4	5	6
14. Число $M_{1t}, M_{2It},$ $M_{2III}, M_{2III}$	-	0,85	0,531	0,309	0,266
15. Коэффициент расхода $\mu$	-	0,97	0,94	0,94	0,94
16. Выходная площадь $F_1, F_2$	м <sup>2</sup>	0,005	0,006	0,011	0,013
17. Эффективный угол выхода $\alpha_{1Э}, \beta_{2Э}$	град	12	15	95	21
18. Угол входа $\alpha_0, \beta_1$	град	90	18	22	66
19. Профиль решетки	-	C-90-12A	P-23-14A	P-30-21Ак	P-46-29A
20. Степень парциальности $e$	-	0,89	0,89	0,89	0,89
21. Выходная высота лопаток $l$	мм	856	1142	1426	1712
22. Хорда профиля $b$	мм	62,5	25,9	25,6	25,6
23. Относительный шаг $\bar{t}$	-	0,8	0,65	-	0,52
24. Число лопаток $z$	шт	56	178	-	225
25. Коэффициент скорости $\gamma, \psi$	-	0,96 -	0,96 0,845	0,96 0,85	0,96 0,845
26. Действительная скорость выхода $C_1, \omega_2, C'_1, \omega'_2$	м/с	492,11	297,89	196,71	150,55

Окончание таблицы 4.3

						Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

13.03.01.2018.555.04.ПЗ

1	2	3	4	5	6
27. Угол выхода $\alpha_1, \beta_2, \alpha'_1, \beta'_2$	град	12	15	22	21
28. Потеря энергии в решетке $h$	кДж/кг	10,3	1,77	3,64	4,53
29. Потеря с выходной скоростью $h_{вс}$	кДж/кг	1,46	1,46	1,46	1,46
31. Потери на трение диска $\xi_{тр}$	-	0,00255	0,0025 5	0,00255	0,00255
32. Доля окружности, занятая кожухом, $e_{кож}$	-	0,01	0,01	0,01	0,01
33. Число групп сопел	-	4	4	4	4
34. Потеря от парциальности $\xi_{парц}$	-	0,0312	0,0312	0,0312	0,0312
35. Относительный внутренний КПД $\eta_{oi}$	%	81,7	81,7	81,7	81,7
36. Использованный теплоперепад $h_i$	кДж/кг	119,3	2,3	4,2	5,3
37. Внутренняя мощность ступени $P_i$	кВт	3945,8	75,4	137,7	173,8

Таким образом, регулирующая ступень по условиям работы турбины является самой нагруженной ступенью.

Регулирующая ступень определяет условия работы остальных семи ступеней давления.

На основании проведенных расчетов, изменение высот лопаточных решеток двухвенечной ступени показан на рисунке 4.3.

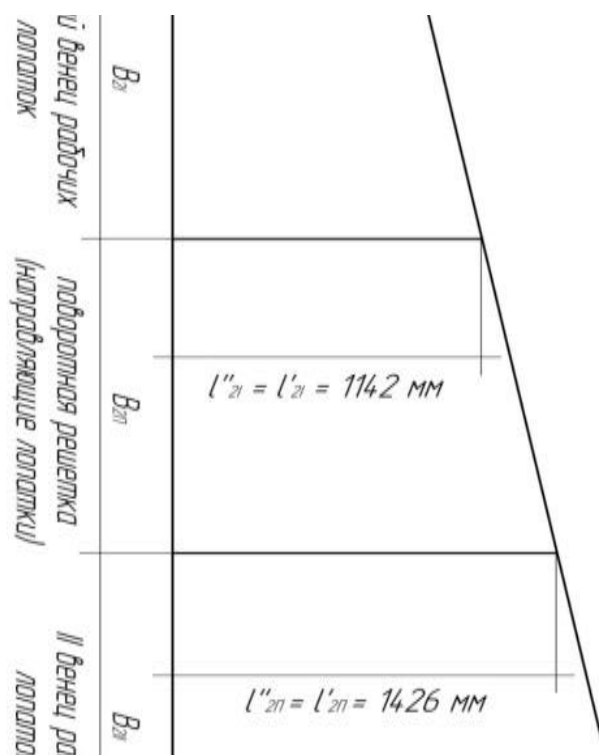


Рисунок 4.3 – Изменение высот лопаточных решеток двухвенечной ступени

В результате расчета регулирующей ступени проверены реальные скорости ротора и пара (они получились в допустимых пределах по условиям прочности и надежности), были выбраны профили сопловых и рабочих лопаток, соответственно определены их геометрические размеры. Вычислены основные потери в ступени и определены относительные лопаточный и внутренний КПД ступени 81,7% и 84,4%. На основании проведенных расчетов можно сказать что, двухвенечная ступень работает эффективно и выдаваемая внутренняя мощность составляет 3,9 МВт, при расходе свежего пара 32,8 кг/с.

### 5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Рыночная экономика стимулирует рациональное энергоиспользование, поскольку при высоких ценах очень сильно выросли затраты на энергию в себестоимости промышленной продукции. Очевидно, энергосбережение в промышленности становится важнейшей и первоочередной экономической задачей, решение которой не только повысит конкурентоспособность предприятий на рынке при стабилизации российской экономики, но и может помочь многим предприятиям выйти из нынешней кризисной ситуации.

Самым успешным образом проблему передачи тепла от одной среды другой без их смешивания решает теплообменник. В последние годы в России все активнее производится замена старых кожухотрубных теплообменников (бойлеров) на разборные пластинчатые. Преимущество агрегатов данного типа главным образом заключается в более интенсивном



теплообмене: коэффициент теплопередачи пластинчатых теплообменников в 3 – 4 раза больше, чем у кожухотрубных, что позволяет значительно уменьшить поверхность теплообмена.

Конструкционные преимущества пластинчатых теплообменников:

Компактность.

По сравнению с кожухотрубными пластинчатые теплообменники, за счет возможности достижения высоких коэффициентов теплопередачи и, соответственно, возможности передачи тепла на меньших поверхностях нагрева, значительно более компактны. Габариты эквивалентных по мощности пластинчатого и кожухотрубного теплообменников могут отличаться в 2 – 5 раз.

Меньшие затраты на монтаж оборудования.

При строительстве новых объектов компактность пластинчатых теплообменников, их малый вес позволяют обеспечить существенную экономию на создании помещений и фундаментов, необходимых для их установки. Подвод трубопроводов с одной стороны во многом упрощает процедуру обвязки теплообменников.

При реконструкции уже существующих объектов использование пластинчатых теплообменников позволяет освободить часть помещений, ранее предназначенных для установки кожухотрубных теплообменников.

В некоторых случаях, когда технологические проходы для замены кожухотрубных теплообменников затруднены или полностью отсутствуют, пластинчатые теплообменники могут быть единственно возможным техническим решением, так как возможна их сборка непосредственно в помещении, предназначенном для их установки.

Металлоемкость.

В соответствующее количество раз отличается и металлоемкость, то есть при всех одинаковых параметрах работы оборудования вес пластинчатого теплообменника будет в 2-6 раз меньше веса кожухотрубного теплообменника. В заполненном состоянии эта разница в весе будет еще больше, так как в силу конструктивных особенностей пластинчатого теплообменника объем теплоносителей, находящихся в его каналах, в 3-8 раз меньше, чем объем теплоносителей в кожухотрубном теплообменнике.

Маневренность, скорость выхода на расчетные параметры.

Малый объем жидкости в каналах пластинчатого теплообменника обеспечивает ему исключительную маневренность и очень малое время достижения проектных параметров работы.

Стойкость к циклическим нагрузкам, вибрации.

Отсутствие сварных швов в конструкции пластинчатого теплообменника, резиновые уплотнения каналов, играющие роль демпферов при термических расширениях, сжатиях пластин и при циклах изменения давления, позволяют утверждать, что пластинчатый теплообменник в сравнении с традиционным

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

кожухотрубным значительно более надежен по отношению к циклам изменения температур и давлений, устойчив при работе в условиях повышенной вибрации.

Визуальный контроль состояния теплообменной поверхности.

В отличие от кожухотрубного теплообменника, где визуальный контроль теплопередающей поверхности затруднен, а зачастую и невозможен, конструкция пластинчатого теплообменника обеспечивает возможность визуального контроля 100 % теплообменной поверхности.

Визуальное определение течи.

Конструкция пластинчатого теплообменника при своевременном и квалифицированном обслуживании позволяет свести к минимуму возможность возникновения внутренней, межконтурной течи. Внешние течи для пластинчатых теплообменников определяются визуально, с точным определением дефектного канала, подлежащего замене. Для производств, где непрерывность цикла является приоритетной задачей эксплуатирующей организации, а простои оборудования являются недопустимыми и влекущими за собой большие финансовые потери, пластинчатые теплообменники позволяют минимизировать время простоев, так как дефектный канал сразу после его визуального определения может быть изъят из общего пакета пластин теплообменника. После изъятия дефектного канала работа теплообменника может быть продолжена до получения эксплуатирующей организацией запасных частей от предприятия – поставщика.

Потери в теплосъеме при отсутствии одного из каналов будут столь незначительными, что ими можно пренебречь. Потери тепла во внешнюю среду, отсутствие у пластинчатого теплообменника, по сравнению с кожухотрубным, развитых внешних поверхностей, а также воздушные зазоры между плитами теплообменника и пакетом пластин обеспечивают исключительно малые потери тепла в окружающую среду.

По некоторым оценкам тепло, теряемое во внешнюю среду на пластинчатом теплообменнике, в 10 раз меньше того же значения для кожухотрубного теплообменника.

Скорость возникновения отложений.

Пластинчатый теплообменник имеет сечение канала для прохода теплоносителей меньше, чем у кожухотрубного теплообменника, но несмотря на это засоряется значительно меньше. Это обусловлено, прежде всего, высокими, в 6 раз большими, скоростями движения теплоносителя в каналах пластинчатого теплообменника.

Касательные напряжения, создаваемые потоком на поверхностях пластин, обеспечивают пластинчатому теплообменнику свойство самоочистки; загрязнения, попадающие на поверхности нагрева теплообменника, вымываются потоком. Не последнюю роль в защите пластинчатого теплообменника от загрязнений играет отсутствие застойных зон в его каналах.

Равномерное распределение потока по поверхности пластины физически не оставляет мест для образования отложений.

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2018.555.04.ПЗ

Опасность для пластинчатого теплообменника представляют лишь частицы, превышающие сечение канала для прохода теплоносителей. Считается достаточной защита теплообменника механическими фильтрами, размер фильтрационной ячейки которых примерно в два раза меньше сечения канала пластинчатого теплообменника, то есть при среднем сечении канала пластинчатого теплообменника от 4 до 6 мм величина ячейки фильтра должна быть от 2 до 3 мм.

Возможность механической очистки и восстановления поверхности.

Для кожухотрубных теплообменников механическая очистка поверхности сильно затруднена, а зачастую и вовсе невозможна. Химическая же очистка теплообменника не дает возможности на 100% восстанавливать его поверхность. Поэтому, несмотря на периодические очистки оборудования, со временем поверхность кожухотрубного теплообменника становится недостаточной для обеспечения заданного теплосъема.

Для пластинчатых разборных теплообменников возможна механическая очистка 100 % теплообменной поверхности. Пластинчатый теплообменник может быть разобран, полностью промыт и собран буквально за несколько часов.

Простота эксплуатации.

Пластинчатые теплообменники просты в обслуживании и ремонте. Отсутствие сварных швов в конструкции пластинчатого теплообменника и резиновые уплотнения каналов, играющие роль демпферов при термических расширениях/сжатиях пластин и при перепадах давления, делают его в сравнении с традиционным кожухотрубным более надежным по отношению к значительным изменениям рабочих параметров (температуры, давления) и повышенной вибрации во время эксплуатации.

Сегодня понятия «энергоэффективность», «энергоресурсосбережение» настолько прочно вошли в обиход, что мы уже перестали задумываться об их значении. Энергоэффективность – это не экономия, это качественное и эффективное использование энергии. Качество энергоэффективной системы зависит от выполнения следующих этапов:

- проектирование;
- выбор оборудования и материалов;
- монтажные работы;
- грамотная эксплуатация;
- сервисное обслуживание.

Недостатки, возникшие на любом из этих этапов, неизбежно скажутся на эффективности мероприятия в целом.

Пластинчатые теплообменники применимы во всех областях промышленности, где присутствует тепловой обмен между средами. Их очень широко используют в области ЖКХ, пищевой, химической, текстильной промышленности, в металлургии и т.д. За счет эргономичной конструкции такие аппараты позволяют с минимальными эксплуатационными затратами обеспечивать требуемую тепловую мощность для отопления и горячего

водоснабжения. Применяемые для производства пластинчатых теплообменников материалы позволяют работать и с агрессивными средами – нефть и продукты нефтепереработки, аммиак, различные кислоты. Благодаря уникальной конструкции, обеспечивающей высокий коэффициент теплопередачи и высокую надежность, пластинчатые теплообменники оптимальны для бесперебойного охлаждения высокотехнологичных систем.

Таким образом, опираясь на перечисленные выше достоинства и на проделанные расчеты можно сделать вывод, что эффективнее использовать пластинчатые теплообменные аппараты, чем кожухотрубные. Они обладают лучшими теплотехническими свойствами, и меньшей поверхностью теплообмена.

## 6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

### 6.1 Тепловое загрязнение водоемов

При производстве электроэнергии выделяется большое количество тепла, которое необходимо отвести. Количество охлаждающей конденсаторы воды превышает количество конденсирующего пара примерно в 40 – 70 раз. Температура охлаждающей воды при этом повышается на 8 – 10 °С.

Существует две принципиально различных схемы охлаждения циркуляционной воды:

- прямая, при которой вода для охлаждения конденсаторов забирается из близлежащего водоема, а затем сбрасывается в него уже с более высокой температурой;

					<i>13.03.01.2018.555.04.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						55
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

- оборотная или замкнутая, с использованием градирен, брызгальных бассейнов, прудов-охладителей и т. п.

Тепловое загрязнение водоемов происходит при использовании прямой схемы охлаждения. Температура – один из наиболее важных факторов, влияющих на выживание растений и животных. Для каждого вида существует благоприятный для жизни интервал температур. Температура оказывает воздействие на все водные сообщества организмов. Приток избыточного тепла в водоем приводит к упрощению структуры сообществ т. е. сокращается число видов организмов, хотя количество представителей отдельных видов может быть достаточно велико. При температуре 31 °С число видов вдвое меньше, чем при 26 °С. В первую очередь гибнут ценные породы рыб, в последнюю – сине-зеленые водоросли. В зоне теплового загрязнения способно существовать меньшее количество видов, причем более опасное воздействие на экосистемы оказывают электростанции, расположенные в более теплых климатических зонах.

Для предотвращения вредного теплового воздействия на естественные водные объекты могут быть использованы следующие средства.

Утилизация тепловых отходов:

- использование воды в сельском хозяйстве на орошение и защиту от заморозков;
  - обеззараживание питьевой воды с использованием тепла вместо химических реагентов;
  - использование нагретой циркуляционной воды в качестве нижнего источника тепла тепловых насосов;
    - разведение теплолюбивых пород рыб в северных районах;
    - создание подогреваемых прудов для защиты водоплавающей птицы;
    - получение энергии с помощью термоэлементов.

Уменьшение нагрева охлаждающей воды в конденсаторах турбогенераторов.

Забор более холодной воды из глубинных слоев и поверхностный выпуск подогретой воды.

Обеспечение интенсивного перемешивания сбросной теплой воды с основной массой холодной воды в водном объекте на достаточно коротком и малом по площади участке акватории.

Охлаждение подогретой в конденсаторах воды до допустимой температуры перед сбросом ее в водоем.

Непосредственное охлаждение конденсаторов турбин атмосферным воздухом.

Переход на замкнутые и оборотные системы водоснабжения.

Оборотные системы водоснабжения требуют строительства различных охладительных сооружений, но в гораздо меньшей степени влияют на экологическую обстановку, чем прямые

- не возникает теплового загрязнения водоемов;
- количество воды, забираемое из природного источника в десятки раз

меньше.

В системах оборотного водоснабжения для охлаждения воды используют водохранилища, брызгальные бассейны и градирни. Их действие основано на том, что при испарении воды большое количество тепла отдается в окружающую среду. Охлаждение циркуляционной воды составляет 12-15 °С.

Наиболее распространены два типа градирен:

- с естественной рециркуляцией (башенные, «влажные»);
- с принудительной рециркуляцией (вентиляторные).

При установке первого типа градирен требуются большие капитальные, затраты на строительство сооружений. Градирни с естественной рециркуляцией на крупных ТЭС достигают 120 м. Потери за счет испарения достигают 2,5 % от общего расхода воды на охлаждение. Поэтому в зоне работы «влажных» градирен постоянно находится туман, что особенно заметно в холодное время года.

При установке второго типа градирен капитальные затраты меньше т. к. они более компактны, но увеличивается потребление на собственные нужды станции электроэнергии, которая затрачивается на привод вентилятора.

Для предотвращения теплового загрязнения окружающей среды на ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» оборудована система оборотного водоснабжения, которая состоит из:

- 10 градирен башенного типа;
- 4 брызгальных бассейнов;
- циркуляционной насосной № 1, с 10 насосами;
- циркуляционной насосной № 2, с 8 насосами;
- 8 циркуляционных насосов турбогенераторов № 3, 5, 6, 7 турбинного цеха №1;
- циркуляционные насосы турбокомпрессоров цеха компрессии воздуха;
- колодцы, тоннели подземных сооружений циркуляционных водоводов.

Характеристика градирен и брызгальных бассейнов.

Градирни башенного типа, капельно-пленочные. На всех градирнях, для уменьшения наледи, на конструкциях градирен при низких температурах, по периметру смонтированы противообледенительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами.

Благодаря наличию нескольких контуров система водоснабжения ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел-Энерго» отличается высокой надежностью.

## 6.2 Загрязнение сточных вод нефтепродуктами

При эксплуатации турбоустановок масло, используемое в системе регулирования и смазки, обводняется. Это происходит, в основном, вследствие проскока пара из камер лабиринтовых уплотнений цилиндров под корпуса подшипников скольжения.

										Лист
										57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

Поэтому с маслобака турбогенератора периодически сливают отстой – эмульсию, содержащую воду и масло. Вода может также загрязняться нефтепродуктами при наличии неплотностей в системе маслоснабжения, при обмывках различных элементов турбоустановки. Содержание нефтепродуктов в воде зависит от характеристик оборудования, качества его эксплуатации и ремонта, может составлять от 20 - 30 мг/л до 200 - 300 мг/л.

Существует несколько методов очистки сточных вод от рассматриваемого вида загрязнения:

- отстаивание;
- флотация;
- фильтрование;
- сепарация.

При отстаивании происходит самопроизвольное разделение воды и нефтепродуктов. В основе процесса отстаивания лежит принцип выделения нефтепродуктов под воздействием разностей плотности воды и частиц нефтепродуктов.

Отстаивание происходит в нефтеловушках. Сточная вода подается в приемную камеру. Пройдя под полупогруженной перегородкой попадает в отстойную камеру. В камере происходит разделение воды и нефтепродуктов. Очищенная вода, пройдя под второй полупогруженной перегородкой выводится из нефтеловушки.

Нефтяная пленка на поверхности удаляется нефтесборными трубами. На эффективность работы нефтеловушки оказывает влияние температура воды. Увеличение этой температуры приводит к снижению вязкости и улучшает условия выделения частиц. Эффективность очистки зависит от исходной концентрации нефтепродуктов и составляет 60-70%.

При отстаивании всплытие капелек нефтепродуктов идет очень медленно. При флотации этот процесс идет более интенсивно. Флотационная очистка заключается в образовании комплексов частица нефтепродукта – пузырек воздуха и выделении этих комплексов на поверхность. Скорость всплытия этих комплексов от 100 до 1000 раз превышает скорость всплытия частиц нефтепродуктов.

Чаще всего применяют напорную флотацию, при которой пузырьки воздуха выделяются из пересыщенного раствора воздуха в воде, и безнапорную, при которой пузырьки воздуха образуются с помощью специальных устройств. Основной частью флотационных установок являются флотоотстойники или флотаторы, где происходит непосредственно процесс очистки. Для очистки сточных вод ТЭС применяются многокамерные флотаторы типа ЦНИИ-5 и радиальные флотаторы. Эффективность улавливания нефтепродуктов составляет 60%.

Фильтрование используется на заключительной стадии очистки сточных вод, загрязненных нефтепродуктами. Процесс фильтрования основан на прилипанию эмульгированных частиц нефтепродуктов к поверхности зерен фильтрующего

							13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				58

материала.

Главным фактором, определяющим процесс фильтрования, является дисперсный состав частиц нефтепродуктов. Во время предшествующей очистки из сточной воды удаляются наиболее крупные частицы, поэтому в воде остаются преимущественно мелкие частицы.

Вода представляет собой очень разбавленную эмульсию, мелкие частицы довольно трудно отделить от воды.

При фильтровании частицы нефтепродуктов выделяются из потока воды на поверхности зерен фильтрующего материала и заполняют наиболее узкие каналы. Важное значение имеет характер поверхности фильтрующего материала в начальный период фильтрования.

При фильтровании для продления фильтроцикла нужно максимально использовать весь объем фильтрующего слоя. На практике основное снижение концентрации нефтепродуктов в воде происходит на верхнем участке слоя, высотой 0,2 м. Остальная часть, около 0,8 м. Значительно меньше принимает участие в процессе улавливания частиц. При низких температурах воды порядка 15 °С вязкость частиц велика. Они быстро заполняют начальный участок слоя. Если увеличить температуру воды, то распределение по высоте слоя будет более равномерным.

Чаще всего для загрузки фильтров используют кварцевый песок, антрацит и сульфуголь.

Регенерация фильтров производится подачей водяного пара с давлением 0,03-0,04 МПа. Пар разогревает нефтепродукты и они вытесняются из фильтрующего слоя. Эффективность очистки в фильтрах составляет 80%.

Целью сепарации является удаление воды из отстоя маслобака турбогенератора. Одновременно происходит процесс очистки воды от нефтепродуктов. Разделение эмульсии возможно благодаря разности плотностей частиц воды и масла. Исходная смесь подается в цилиндр сепаратора с мелкими боковыми отверстиями. Цилиндр вращается внутри металлической обечайки, имеющей сверху цилиндрическую форму; снизу - перевернутого конуса. Под действием центробежной силы частицы воды и масла переходят от центра цилиндра к периферии. Частицы воды, имеющие большую плотность, отбрасываются более интенсивно. Масло стекает ниже и собирается в специальную емкость, а вода через боковой отвод в цилиндрической части обечайки уходит из сепаратора. Степень очистки зависит от скорости вращения сепаратора, чистоты боковых отверстий вращающегося цилиндра и дисперсного состава исходной смеси.

На ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел-Энерго» для очистки воды от нефтепродуктов применяются:

- осветлители воды;
- механические двухкамерные фильтры, установленные в химическом цехе;
- установленные в турбинных цехах № 1, 2, 3 центробежные сепараторы фирмы «Де – Лавайс» с приводом от электродвигателя.

						13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			59



Характеристика очистительного оборудования представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Характеристика очистительного оборудования

Наименование оборудования	Основные параметры	Количество
1. Осветлители воды типа ЦНШ-МПС системы Курчаева	П=200 т/ч	3
2. Осветлители воды типа ВТИ-250Н	П=250 – 315 т/ч	1

### 6.3 Обратное водоснабжение турбинного цеха №1

К обратному водоснабжению турбинного цеха №1 относятся:

- градирни №1,2,5,6;
- брызгальные бассейны №1,2,3,4;
- циркуляционные водоводы с арматурой, приемными камерами, подпиточная арматура;
- колодцы, тоннели подземных сооружений циркуляционных водоводов, самотечные каналы;
- хлораторная установка;
- циркуляционная насосная с 10 насосами.

Характеристика градирен и брызгальных бассейнов.

Градирни башенного типа, капельно-пленочные.

На всех градирнях, для уменьшения наледи, на конструкциях градирен при низких температурах, по периметру смонтированы противообледенительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами.

Бассейны брызгального типа, сопла эвалентные.

### 6.4 Обслуживание обратного водоснабжения

Для обслуживания турбогенераторов №3,5,6,7 имеются четыре градирни. Вода на них подается циркуляционными насосами, а охлажденная по самотечному каналу поступает в приемные колодцы на всас циркуляционных насосов турбогенераторов №3,5,6,7, кроме градирен охлаждение воды возможно на брызгальных бассейнах через перемычку.

Принцип работы градирни №5:

- нагретая вода в конденсаторах по двум водоводам подается на водораспределительную башню и по каналам попадает через отверстия на дне каналов на разбрызгивающие сопла из полиэтилена, далее вода проходит через четыре ряда блоков орошения в чашу градирни.

Вода проходит сверху вниз, а воздух за счет естественного перепада (башня градирни) поднимается вверх. Охлаждение происходит за счет испарения воды (80-90%) и в незначительной степени за счет непосредственной теплоотдачи воздуху.

Принцип работы градирен №1,2,6:

- вода подается по двум водоводам  $\varnothing$  800 мм попадает на разводку водоводов меньшего диаметра по всей площади градирен, в верхней части водоводов находятся сопла из полиэтилена с разбрызгивающими чашечками. Далее процесс охлаждения происходит аналогично, как и в градирне №5.

Температура охлажденной воды в градирне зависит от гидравлической нагрузки, тепловой нагрузки и температуры наружного воздуха.

Удельная гидравлическая нагрузка выражается плотностью дождя, т.е. количеством воды в  $\text{м}^3/\text{час}$  приходящимся на  $1\text{м}^2$  площади занимаемой оросительным устройством, а удельная тепловая нагрузка определяется как произведение плотности дождя на перепад температуры воды.

## 7 АВТОМАТИЗАЦИЯ

### 7.1 Система автоматического регулирования турбины

Система регулирования предназначена для удержания заданного режима работы турбины с необходимой степенью автоматичности. Система регулирования турбины гидродинамическая.

Управление турбиной при пуске и синхронизации осуществляется через единый орган – механизм управления турбиной (МУТ), а при изменении нагрузки – через МУТ или регулятор противодавления воздействуя на их электродвигатели или от руки.

										Лист
										61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

При работе турбоагрегата в общую электрическую сеть система регулирования обеспечивает следующие режимы эксплуатации:

- по электрическому графику – посредством регулятора скорости поддерживает заданную электрическую нагрузку на турбоагрегате;
- по тепловому графику – посредством регулятора противодавления поддерживает заданную тепловую нагрузку или давление пара в сети, при этом электрическая мощность определяется величиной тепловой нагрузки.

Система автоматического регулирования обеспечивает:

- степень неравномерности регулирования частоты вращения при номинальных параметрах пара 4-5 % номинальной;
- диапазон синхронизации частоты вращения 47,5-52,5 с<sup>-1</sup> (2850-3150 об./мин.);
- степень нечувствительности системы регулирования частоты вращения не более 0,3 % номинальной;
- степень неравномерности регулирования давления пара за турбиной –9 % номинального;
- устойчивое удержание на холостом ходу и возможность изменения частоты вращения при синхронизации генератора с электрической сетью;
- устойчивое выдерживание электрической нагрузки и возможность её изменения при работе турбоагрегата под управлением регулятора скорости на общую электрическую сеть;
- устойчивое выдерживание заданной тепловой нагрузки и возможность её изменения при работе турбоагрегата под управлением регулятора давления на общую тепловую сеть;
- быстрое действие, достаточное для удержания частоты вращения ротора на уровне ниже срабатывания автомата безопасности при внезапном сбросе номинальной мощности с отключением генератора от сети при номинальных параметрах и номинальной частоте вращения;
- закрытие регулирующих клапанов от воздействия реле в случае срабатывания любого из элементов защиты.

Все элементы системы регулирования, за исключением реле закрытия регулирующих клапанов, размещены в одном сварном корпусе блока регулирования, который устанавливается на крышке переднего подшипника.

Реле закрытия регулирующих клапанов устанавливается в крышке переднего подшипника.

## 7.2 Система автоматической защиты турбины

Система защиты предназначена для автоматического останова турбины при достижении параметрами защиты предельных значений. Действие защит сопровождается сигнализацией.

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Исполнительными механизмами при срабатывании того или иного устройства системы защиты являются быстрозапорные устройства стопорных клапанов, при срабатывании которых стопорные клапаны мгновенно закрываются, отключая подвод пара в турбину.

При этом одновременно с закрытием стопорных клапанов происходит автоматическое закрытие регулирующих клапанов механизма парораспределения от воздействия реле закрытия клапанов.

К быстрозапорным устройствам стопорных клапанов подаётся масло из линии нагнетания главного масляного насоса (от пускового электронасоса – при пуске и останове турбины) через автоматический затвор и дистанционный выключатель.

Срабатывание любого из устройств системы защиты приводит к закрытию подвода масла через это устройство и, одновременно, к сливу масла из линии защиты после него, что вызывает автоматическое закрытие стопорных клапанов от воздействия быстрозапорных устройств.

К линии защиты после дистанционного выключателя подключено реле закрытия регулирующих клапанов.

Стопорные клапаны обеспечивают останов турбины путём мгновенного прекращения подвода свежего пара в турбину при падении давления масла в рабочих полостях быстрозапорных устройств до величины менее 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>).

Такое падение давления масла в быстрозапорных устройствах происходит:

- при срабатывании автоматического затвора от воздействия регулятора безопасности, либо кнопки ручного выключателя автоматического затвора;
- при срабатывании дистанционного выключателя от электрического сигнала, поступающего на отключающий электромагнит от элементов защиты, либо со щита от кнопки управления.

Реле закрытия регулирующих клапанов закрывает регулирующие клапаны одновременно со срабатыванием быстрозапорных устройств стопорных клапанов, что обеспечивает прекращение поступления свежего пара в турбину, в случае неплотного закрытия или заедания стопорных клапанов.

Автомат безопасности обеспечивает срабатывание автоматического затвора при увеличении частоты вращения ротора турбины до 55,5 с<sup>-1</sup> (3330 об/мин.), вызванному неисправными действия органов регулирования скорости (в том числе при сбросе нагрузки с турбоагрегата).

Для автомата безопасности предусмотрено специальное приспособление, при помощи которого можно осуществлять опробование перемещения бойка автомата безопасности на ходу турбины без повышения частоты вращения ротора и без срабатывания стопорных клапанов. При этом на период такого опробования маховичок автоматического затвора следует установить в положение "испытание".

Дистанционный выключатель с электромагнитным приводом обеспечивает отсечку поступления силового масла и одновременно слив масла из рабочих

											Лист
											63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ						

полостей быстрозапорных устройств стопорных клапанов, вызывая этим срабатывание стопорных клапанов и реле закрытия регулирующих клапанов в случае:

- повышения частоты вращения ротора до  $55,5 \text{ с}^{-1}$  (3330 об/мин.) – электрический сигнал от измерителя параметров вращения;
- осевого сдвига ротора от рабочего положения на 0,8 мм по ходу, либо против хода пара – электрический сигнал от устройства контроля осевого смещения ротора;
- снижения давления в смазочной системе до 0,025 МПа ( $0,25 \text{ кгс/см}^2$ ) – от электрического сигнала от прибора замера давления;
- понижения температуры свежего пара ниже  $465^\circ\text{C}$  – электрический сигнал от измерителя температуры свежего пара;
- повышения температуры свежего пара свыше  $545^\circ\text{C}$  – электрический сигнал от измерителя температуры свежего пара;
- превышения перепада давления на последней ступени свыше 0,98 МПа ( $9,8 \text{ кгс/см}^2$ );
- внутренних повреждений генератора;
- нажатия отключающей кнопки на щите управления турбины.

## 8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

### 8.1 Анализ вредных и опасных производственных факторов

В данной выпускной квалификационной работе рассматривается реконструкция турбинного цеха ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго». Турбинный цех предназначен для выработки тепловой и электрической энергии.

В составе цеха 7 турбогенераторов общей установленной электрической мощностью 212 МВт, 6 бойлерных установок, электромостовые краны грузоподъемностью 100/20 т., 60/15 т., циркуляционная насосная станция №1 с 10-ю насосами, система охлаждения циркуляционной воды в составе 4-х градирен и 4-х бассейнов, масляное хозяйство.

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

На данном рабочем месте рассматривается должность старшего машиниста турбинного цеха №1.

В соответствии с ГОСТ 12.0.002. – 80 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» [29] вредными факторами определяются факторы, воздействие которых на рабочего приводит к заболеванию или снижению работоспособности.

Если же производственный фактор приводит к травме или резкому внезапному ухудшению здоровья, то его считают опасным.

В помещении турбинного цеха на старшего машиниста могут воздействовать следующие опасные производственные факторы.

Физические факторы:

- повышенная температура воздуха рабочей зоны (вблизи работающего оборудования );
- повышенная влажность воздуха;
- повышенная температура нагретых поверхностей подогревателей, трубопроводов пара и горячей воды;
- повышенные производственные шумы, (основные источники: паровая турбина, питательные и другие насосы, паропроводы и др.);
- повышенный уровень общей вибрации на рабочем месте;
- инфразвук, возникающий при работе насосов;
- недостаточная освещенность рабочей зоны.

Химические факторы:

- утечки газа;
- масляные пары, хлор.

Психофизиологические факторы:

- тяжесть труда: умеренные физические нагрузки (категория 1б);
- перенапряжение анализаторов;
- ответственность за оборудование и руководство подчиненными.

Травмоопасные факторы:

- движущиеся, вращающиеся и грузоподъемные механизмы: насосы, электромостовой кран, центрифуги, вентиляторы, фильтр – прессы.
- электрический ток: электродвигатели с системой электрокабелей и щитов контрольно-измерительных приборов;
- агрессивные и ядовитые химические вещества: природный газ, хлор, масляные пары.
- нагретые элементы оборудования: паропроводы, водопроводы питательной воды, конденсатопроводы, корпусы турбин.
- повреждения, полученные при падениях: возможность падения на человека различных предметов и падения человека в результате

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

подскользывания, запинания, падения с высоты или внезапного ухудшения здоровья.

Возможны следующие аварийные ситуации, представляющие опасность для жизни:

- разрыв паропроводов;
- разрыв трубопроводов питательной воды;
- разрывы газопроводов с возгораниями и без возгораний;
- возгорание масла или водорода на турбоустановке;
- взрыв водорода;
- набор оборотов турбины сверхпределных.

## 8.2 Нормирование факторов рабочей среды и трудового процесса

### 8.2.1 Воздух рабочей зоны

#### Микроклимат

Параметры микроклимата определяют теплообмен организма человека и оказывают существенное влияние на функциональное состояние различных систем организма, самочувствие, работоспособность и здоровье. Высокие температуры оказывают отрицательное воздействие на здоровье человека. Работа в условиях высокой температуры сопровождается интенсивным потоотделением, что приводит к обезвоживанию организма, потере минеральных солей и водорастворимых витаминов, вызывает серьезные и стойкие изменения в деятельности сердечно-сосудистой системы, увеличивает частоту дыхания, а также оказывает влияние на функционирование других органов и систем – ослабляется внимание, ухудшается координация движений, замедляются реакции и т.д. Длительное воздействие высокой температуры, особенно в сочетании с повышенной влажностью, может привести к значительному накоплению тепла в организме (гипертермии). При гипертермии наблюдается головная боль, тошнота, рвота, временами судороги, падение артериального давления, потеря сознания. Действие теплового излучения на организм имеет ряд особенностей, одной из которых является способность инфракрасных лучей различной длины проникать на различную глубину и поглощаться соответствующими тканями, оказывая тепловое действие, что приводит к повышению температуры кожи, увеличению частоты пульса, изменению обмена веществ и артериального давления, заболеванию глаз. Допустимые микроклиматические условия установлены по критериям допустимого теплового и функционального состояния человека на период 8-часовой рабочей смены. Они не вызывают повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут приводить к возникновению общих и локальных ощущений теплового дискомфорта, напряжению механизмов терморегуляции, ухудшению самочувствия и понижению работоспособности. Допустимые величины интенсивности теплового облучения работающих от источников излучения, нагретых до белого

									Лист
									66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ				

и красного свечения (раскаленный или расплавленный металл, стекло, пламя и др.) не должны превышать  $140 \text{ Вт/м}^2$ . При этом облучению не должно подвергаться более 25% поверхности тела и обязательным является использование средств индивидуальной защиты, в том числе средств защиты лица и глаз.

#### Вредные вещества

Наличие различных газов в атмосфере цеха обусловлено нарушением технологического режима, неисправностью и несовершенством оборудования. К источникам выделения удушающих газов (природный газ) относят непосредственно газопроводы с арматурой и газораспределители. Природный газ не имеет цвета, запаха, легче воздуха. Для придания запаха на газогенераторных станциях добавляется пахучее вещество с запахом перегоревшего чеснока. Повышенная концентрация в воздухе вызывает удушье. Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК) [30].

Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны даны в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны

Наименование вещества	Величина ПДК, $\text{мг/м}^3$	Преимущественно агрегатное состояние	Класс опасности	Особенности действия на организм
1	2	3	4	5
1. Диоксид азота ( $\text{NO}_2$ )	2	П	III	О
2. Оксид азота ( $\text{NO}$ )	5	П	III	О

Окончание таблицы 8.1

1	2	3	4	5
3. Оксид углерода ( $\text{CO}$ )	20	П	IV	О
4. Метан ( $\text{CH}_4$ )	7000	П	IV	-

где П – пары и/или газы,

О – вещества с остронаправленным механизмом действия, требующие автоматического контроля за их содержанием в воздухе.

#### Вибрация

Работа промышленных установок, оборудования сопровождается колебаниями



их фундаментов, элементов, конструкций, которые называются вибрацией.

Промышленные вибрации имеют широкий диапазон частот от 1,2 до 3000 Гц), а наиболее опасный диапазон от 1 до 25 Гц.

При воздействии общей вибрации более выражены изменения со стороны ЦНС: головокружение, шум в ушах, сонливость. Ухудшается память, нарушается координация движений, наблюдается возрастание энергозатрат и похудение. Со стороны сердечно-сосудистой системы наблюдается неустойчивость артериального давления, появление гипертонии. Поражения костно-суставного аппарата локализуется преимущественно в ногах и позвоночнике.

Воздействие вибрации на человека нормируется по виду, по способу передачи, по направлению.

Показатели вибрационной нагрузки на старшего машиниста должны

формироваться из следующих параметров: время воздействия вибрации, диапазон частот, виброускорение (виброскорость).

Норму вибрационной нагрузки на старшего машиниста устанавливают для длительности 8 ч, соответствующей длительности рабочей смены, в зависимости от временной структуры рабочей смены.

Нормируемый диапазон частот устанавливается для общей вибрации – октавных и 1/3 октавных полос со среднегеометрическими частотами: 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80 Гц.

Рабочим, работающим на машинах и агрегатах, передающих вибрацию на рабочие места, рекомендуется работать в виброгасящей обуви, в случае необходимости применять наколенники. Передача вибрации на руки при работе пневматическим инструментом может быть ослаблена применением специальных виброзащитных рукавиц.

Пожаровзрывобезопасность

Турбинный цех по пожарной безопасности относится к категории «Г». По огнестойкости строительных конструкций степень огнестойкости здания «П».

Применяемые меры по ограничению масштабов пожаров: разделение зданий противопожарными средствами – это перегородки, разделяющие здание цеха на секции; устройство противопожарных преград (гребни, бортики, козырьки, пояса и т.д.). устройство противопожарных дверей и ворот. Противопожарные перекрытия примыкают к наружным стенам, выполненным из огнестойких материалов без зазоров.

Для борьбы с пожаром турбинный цех оборудован противопожарным инвентарем по существующим нормам противопожарной охраны. В состав этого инвентаря входят: пенные химические огнетушители; порошковые огнетушители; углекислотные огнетушители; гидранты; ящики с песком; лопаты, ведра.

Весь инвентарь расположен в доступном месте. Для быстрого вызова пожарной службы в цехе установлены извещатели и телефон.

В здании предусмотрено четыре выхода с разных сторон.

Во взрывоопасных помещениях разрешается применение только взрывобезопасной осветительной аппаратуры, а также временная установка дополнительных светоточек открытого типа на расстоянии вне зоны распространения газа.

						13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			68

Отыскание мест утечек газа производить только с помощью мыльного раствора, а проверку присутствия газа в помещении – газоанализатором. Во избежание искрообразования во время ремонта должен применяться инструмент из цветного металла, кроме ключей, зубил, которые смазываются солидолом.

До начала работ в местах проведения газоопасных работ должны быть подготовлены первичные средства пожаротушения.

Отогревание любых газопроводов и газовых аппаратов производить паром или теплой водой. Возле газопроводов, газовых установок, помещений, где имеется оборудование или газоаппаратура, заполненная газом, не допускать разведения огня, установку электронагревательных приборов, курение, хранение легковоспламеняющихся жидкостей, лесоматериалов и других материалов.

Тушение электроустановок и электропроводки производить углекислотными огнетушителями.

Тушение легковоспламеняющихся жидкостей производить пенными огнетушителями и песком.

Во всех случаях после окончания работ на газопроводах, аппаратах и оборудовании, с применением деревянных лесов, щитов и мостиков, последние должны быть немедленно сняты.

При появлении опасности воспламенения газа или возникновение пожара немедленно сообщить в пожарную команду по телефону 01, назвать точное место пожара, свою фамилию и цех. До прибытия пожарной команды тушение производить имеющимися под руками средствами пожаротушения и с целью предотвращения дальнейшего распространения огня.

К средствам пожаротушения относятся: пар, пена, углекислота, азот, аргон, песок, глина.

Пенные огнетушители содержат щелочной раствор двууглекислой соды и серную кислоту, которая, вступая во взаимодействие со щелочью, образует пену. Пенные огнетушители применяются для тушения дерева, легковоспламеняющихся жидкостей, бензина, керосина.

Углекислотные огнетушители дают наибольший эффект при тушении пожара в закрытых помещениях и электроустановках. Углекислота для тушения применяется в газообразном состоянии, она не электропроводна, не портит предметов, подвергающихся тушению, и не изменяет своих качеств во время хранения.

При тушении загоревшегося газа нужно иметь ввиду, что с прекращением горения газа будет отравляться атмосфера, поэтому необходимо обеспечить себя средствами газозащиты, убрать лишних людей, вызвать газоспасателя и принять меры по устранению утечки газа.

При обнаружении горящего газа на газопроводе необходимо:

- если имеется небольшая утечка горящего газа на фланцевых соединениях необходимо убрать находящиеся рядом с пламенем другие сгораемые материалы, после чего произвести обтяжку и чеканку фланцев;
- если факел горения небольшой, сбить его войлоком, фуфайкой, вязкой глиной, после чего произвести ликвидацию утечки газа.

										Лист
										69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

- если горение газа обнаружено в местах разрыва газопроводов на длине не более 200 мм, пламя необходимо тушить струей из огнетушителя или паром с последующим наложением бандаж с сальниковой набивкой на месте утечки газа с обваркой бандаж электросваркой.

При пожаре на газопроводе немедленно вывести из цеха людей, не связанных с ликвидацией аварии, и, не ожидая прибытия пожарной команды, принять следующие меры:

- снизить давление газа на аварийном участке газопровода до 0,5 кПа (50 мм в ст.), о снижении давления газа предупредить начальника смены станции.

- подать пар в газопровод через все паропродувочные штуцера с целью вытеснения газа паром и прекращения огня, после потухания пламени газопровод должен быть выключен с целью наложения бандаж на щель и ее уплотнения.

Взрывоопасность определяется физическими свойствами газа и соотношением количества воздуха и газа. Минимальное содержание газа в воздухе, при котором возможен взрыв, называется нижним пределом взрываемости. Максимальное содержание газа в воздухе, выше которого смесь не взрывоопасна, называется верхним пределом взрываемости.

Нижний предел взрываемости для природного газа соответствует приблизительно 5%, верхний предел взрываемости соответственно 15%. При наличии взрывоопасной смеси газа с воздухом любой источник воспламенения (зажженная спичка, искра, горящая папироса, факел) вызывает взрыв. Температура воспламенения взрывоопасной смеси 550 – 650 °С. Температура может быть понижена до 300 °С за счет катализаторов, которыми могут быть водяные пары, сернистая медь, отложения углерода, горячая шамотная поверхность.

Меры по предупреждению взрывов делятся на 2 группы:

- не допускать образования смеси воздуха с газом (надежная герметизация всех газовых установок и поддержания в них положительного давления не ниже 0,5 кПа);

- не допускать соприкосновения газа с каким – либо источником воспламенения.

## 9 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

### 9.1 Технико – экономический расчет

В данной выпускной квалификационной работе рассматривается реконструкция турбинного цеха ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел-Энерго» с установкой противоаварийной турбины типа Р-12-90/18 М.

В связи с увеличением потребности энергоресурсов в производственных целях, а так же в коммунально – бытовых был предложен данный проект увеличения тепловой и электрической мощности.

Для обоснования экономической эффективности проекта необходимо составить смету капитальных затрат, произвести расчет капитальных затрат на реконструкцию и срок окупаемости проекта [20].

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

### 9.1.1 Расчет капитальных затрат

Капитальные затраты (расходы) – капитал, который используется компаниями для приобретения или модернизации (реконструкции) физических активов (жилой и промышленной недвижимости, оборудования, технологий).

Капитальные затраты на реконструкцию, тыс. руб. рассчитываются по формуле (9.1):

$$K_{\text{кап.затр}} = K_m + K_{m, \text{вс}} + K_{\text{эз}} + K_{nm} + K_{nm, \text{вс}} + K_{np} + K_{m, \text{см}} + K_{mp} + K_{\text{дем}}, \quad (9.1)$$

где  $K_m$  - стоимость паровой турбины Р-12-90/18 М, тыс. руб.;

$K_{m, \text{вс}}$  - стоимость вспомогательного оборудования турбоустановки, тыс. руб.;

$K_{\text{эз}}$  - стоимость электрогенератора, тыс. руб.;

$K_{nm}$  - стоимость пластинчатого теплообменника, тыс. руб.;

$K_{nm, \text{вс}}$  - стоимость вспомогательного оборудования теплообменника, тыс. руб.;

$K_{np}$  - затраты на разработку проекта, тыс. руб.;

$K_{mp}$  - затраты на транспортировку оборудования, тыс. руб.;

$K_{\text{дем}}$  - затраты на демонтаж производственного помещения, тыс. руб.;

$K_{m, \text{см}}$  - затраты на строительные-монтажные работы, тыс. руб.

Цены на закупку, монтаж турбоагрегата Р-12-90/18 М, установку пластинчатых теплообменных аппаратов, вспомогательного оборудования, на разработку проекта, транспортные расходы, стоимость строительных работ по данным планового отдела ТЭЦ приведены в таблице 9.1. по данным планово-технического отдела ЧФ ООО «Мечел – Энерго» за 2017г.

Таблица 9.1 – Смета капитальных затрат на реконструкцию, тыс. руб

Наименование	Значение
1. Затраты на разработку проекта - $K_{np}$	17
2. Стоимость паровой турбины - $K_m$	150
3. Стоимость вспомогательного оборудования турбоустановки - $K_{m, \text{вс}}$	7,5

4. Стоимость электрогенератора - $K_{эг}$	130
5. Стоимость пластинчатого теплообменника - $K_{пт}$	4,5
6. Стоимость вспомогательного оборудования теплообменника - $K_{пт, вс}$	2
7. Затраты на транспортировку оборудования- $K_{тр}$	21
8. Затраты на демонтаж производственного помещения - $K_{дем}$	3
9. Затраты на строительные-монтажные работы, $K_{м, см}$	102,9

$$K_{кап.затр} = 150 + 7,5 + 130 + 4,5 + 2 + 17 + 102,9 + 3 + 21 = 437,9 \text{ тыс.руб.}$$

### 9.1.2 Расчет текущих затрат

1 Годовые затраты на газ  $I_m$ , определяем по формуле (9.2):

$$I_m = \Pi_m \cdot B_{год} \cdot 10^3, \quad (9.2)$$

где  $B_{год} = 53,33$  млн.м<sup>3</sup>/год - годовой расход доменного газа (фактические данные планово-технического отдела ЧФ ООО «Мечел – Энерго» за 2017г.);

$\Pi_m = 441$  руб/1000м<sup>3</sup> - тариф на доменный газ (по данным планово-технического отдела ЧФ ООО «Мечел – Энерго» за 2017г.).

$$I_m = 53,33 \cdot 10^3 \cdot 441 = 23,519 \text{ тыс. руб /год}$$

2 Годовые затраты на сырую воду  $I_в$ , определяем по формуле (9.3):

$$I_в = \Pi_в \cdot G_{год}, \quad (9.3)$$

где  $G_{год} = 1,5$  тыс. м<sup>3</sup>/год – годовой расход сырой воды на турбоустановку (фактические данные планово-технического отдела ЧФ ООО «Мечел – Энерго» за 2017г.);

$\Pi_в = 42,0$  руб/м<sup>3</sup> - стоимость водоподготовки (по данным планово-технического отдела ЧФ ООО «Мечел – Энерго» за 2017г.).

$$I_в = 1,5 \cdot 10^3 \cdot 42 = 63 \text{ тыс. руб /год}$$

Сумму текущих затрат на газ и сырую воду определяем по формуле (9.4):

$$I_{\Sigma} = \sum I_i, \quad (9.4)$$

где  $\sum I_i$  – текущие затраты на газ и сырую воду.

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

$$И_{\Sigma} = 23,519 + 63 = 86,519 \text{ тыс.руб./год}$$

Показатели работы паровой турбины Р-12-90/18М даны в таблице 9.2.

Таблица 9.2 – Показатели работы паровой турбины Р-12-90/18М

Наименование	Режим	
	Зимний	Летний
1. Время работы , ч/год	5500	3100
2.Электрическая мощность, МВт	12	12
3.Расход пара на промышленных потребителей, т/ч	28,6	15,7
4.Расход пара на покрытие отопительной нагрузки, т/ч	32,3	0,0

В таблице 9.3 представлены значения себестоимости готовой продукции, по данным плано-экономического отдела ЧФ ООО «Мечел – Энерго» за 2017г.

Таблица 9.3 – Значения себестоимости готовой продукции

Наименование	Обозначение	Значение
1.Себестоимость электроэнергии, руб/кВт·ч	Sэ	1,92
2.Себестоимость производственной теплоэнергии, руб/Гкал пара	Sп	522
3.Себестоимость отопительной теплоэнергии, руб/Гкал	Sтэ	810

3. Расчитаем поступление денежных средств в год, которые являются результатом внедрения объекта:

Прибыль денежных средств от выработки электроэнергии расчитаем по формуле (9.5):

$$Пэ = Nэ \cdot Sэ \cdot nз + Nэ \cdot Sэ \cdot nл, \quad (9.5)$$

где Nэ – расход пара на покрытие отопительной нагрузки;

Sэ – себестоимость готовой продукции (электроэнергия);

nз- часы работы (режим зимний);

nл- часы работы (режим летний).

$$Пэ = 12000 \cdot 1,92 \cdot 5500 + 12000 \cdot 1,92 \cdot 3100 = 188,053 \text{ тыс. руб/год}$$

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

Прибыль денежных средств от выработки производственной теплоэнергии рассчитаем по формуле (9.6):

$$Пп = Nп \cdot Sp \cdot пз + Nп \cdot Sp \cdot пл, \quad (9.6)$$

где  $Nп$  – электрическая мощность;

$Sp$  – себестоимость готовой продукции (производственная теплоэнергия);

пз- часы работы (режим зимний);

пл- часы работы (режим летний).

$$Пп = 28,6 \cdot 522 \cdot 5500 + 15,7 \cdot 522 \cdot 3100 = 38,721 \text{ тыс. руб/год}$$

Прибыль денежных средств от выработки промышленной теплоэнергии рассчитаем по формуле (9.7):

$$Птэ = Nтэ \cdot Стэ \cdot пз + Nтэ \cdot Стэ \cdot пл, \quad (9.7)$$

где  $Nтэ$  – электрическая мощность;

$Стэ$  – себестоимость готовой продукции (отопительная теплоэнергия);

пз- часы работы (режим зимний);

пл- часы работы (режим летний).

$$Птэ = 32,3 \cdot 810 \cdot 5500 = 100,728 \text{ тыс. руб/год}$$

4 Поступление денежных средств в год, которые являются результатом внедрения объекта (9.8):

$$\begin{aligned} \Delta П &= (Пэ + Пп + Птэ) - \Sigma И \\ \Delta П &= (188053 + 38721 + 100728) - 86519 = 240,983 \text{ тыс руб} \end{aligned} \quad (9.8)$$

### 9.1.3 Расчет срока окупаемости проекта

Срок окупаемости проекта реконструкции рассчитывается по формуле (9.9):

$$K_{\text{ок.рек}} = \frac{K_{\text{кап.затр.}}}{\Delta П}, \quad (9.9)$$

где  $K_{\text{кап.затр}}$  – капитальные затраты на реконструкцию, тыс. руб.;

$\Delta П$  – поступление денежных средств в год, которые являются результатом внедрения объекта, тыс. руб./год

										Лист
										74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

$$K_{\text{ок.рек}} = \frac{437900}{240983} = 1,82 \text{ года}$$

Вывод: Срок окупаемости проекта реконструкции составил 1,82 года, что меньше нормативного, который составляет на данный момент 5 лет. Следовательно, экономически оправдан проект реконструкции ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» с установкой турбины P-12-90/18M.

## 9.2 SWOT-анализ вариантов проектных решений

SWOT анализ – это метод первичной оценки текущей ситуации основанный на рассмотрении ее с четырёх сторон [20].

SWOT– анализ является одной из методик анализа сильных и слабых сторон вариантов реконструкции на предприятии, его внешних благоприятных возможностей и угроз.

SWOT– анализ включает в себя:

- Сильные стороны (Strengths) – преимущества предприятия.
- Слабые стороны (Weaknesses) – недостатки предприятия.
- Возможности (Opportunities) – факторы внешней среды, использование которых создает преимущество предприятия на рынке.
- Угрозы (Threats) – факторы, которые могут потенциально ухудшить положение предприятия на рынке.

Сильные и слабые стороны – это внутренняя среда предприятия, то, что предприятие уже имеет на текущий момент времени. Возможности и угрозы – это факторы внешней среды, они могут произойти, а могут и нет, это зависит, в том числе и от действий и решений предприятия.

Произведем оценку целесообразности реконструкции ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» с установкой турбины P-12-90/18 M.

SWOT–анализ без установки турбины в турбинном цехе №1 ЧФ ООО «Мечел - Энерго» представлен в таблице 9.4.

Таблица 9.4 – SWOT-анализ ТЭЦ без установки турбины

S: сильные стороны	W: слабые стороны
1. Налаженный метод эксплуатации имеющегося энергетического оборудования. 2. Простота тепловой схемы имеющегося оборудования. 3. Низкая металлоёмкость оборудования.	1. Большой расход топлива на выработку тепловой и электрической энергии. 2. Устаревшее морально и физически имеющееся оборудование



О: внешние благоприятные факторы	Т: внешние угрозы
1. Возросший спрос на тепловую и электрическую энергию.	1. Штрафы за неэффективное использование энергоресурсов. 2. Низкая платежеспособность потребителей.

SWOT- анализ с установкой турбины в турбинном цехе №1 ЧФ ООО «Мечел - Энерго» представлен в таблице 9.5.

Таблица 9.5 – SWOT- анализ ТЭЦ с установкой турбины

S: сильные стороны	W: слабые стороны
1. Высокий КПД турбогенератора. 2. Простота осуществления контроля за организацией и четкое разграничение ответственности персонала. 3. Удешевление производства электрической энергии. 4. Увеличение межремонтного периода. 5. Снижение себестоимости производимой тепловой энергии.	1. Высокие финансовые затраты на переоборудование. 2. Переподготовка персонала для работы на новом оборудовании. 3. Нехватка производственных площадей.
О: внешние благоприятные факторы	Т: внешние угрозы
1. Возросший спрос на тепловую и электрическую энергию.	1. Низкая платежеспособность потребителей.

Вывод: SWOT – анализ показал, что реализация проекта реконструкции турбинного цеха №1 с установкой турбины Р-12-90/18 М позволит эффективнее использовать энергетические ресурсы и снизить затраты на эксплуатацию оборудования, по сравнению с ныне действующей схемой работы оборудования. Так же этот вариант имеет оптимальное соотношение сильных и слабых сторон с точки зрения финансирования и эксплуатации энергетического оборудования ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел-Энерго».

### 9.3 Планирование целей проекта

#### 9.3.1 Планирование целей проекта в дереве целей

Дерево целей представляет структурную модель, показывающую подчиненность и связь целей подразделений в иерархии управления [20].

Миссия – предназначение организации в условиях постоянно меняющихся факторов внешней среды.

										Лист
										76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ					

Дерево целей позволяет выявить, какие возможные комбинации обеспечат наилучшую отдачу. Термин «дерево» предполагает использование иерархической структуры (от старшей к младшей), полученной путем деления общей цели на подцели.

Соответственно, наверху находится главная, генеральная цель организации. Поскольку достижение генеральной стратегической цели организации является достаточно сложной задачей, то производят декомпозицию цели – разложение цели на несколько более мелких целей, совокупное достижение которых приводит к достижению основной цели.

Цели сформулированы по принципу SMART, т.е. принципиально достижимы, определены количественно и по срокам выполнения, имеют отраслевую специфику, управленческие методы при их реализации должны соответствовать складывающимся в процессе деятельности организации конкретным ситуациям. При составлении дерева целей необходимо учитывать влияние внешних факторов.

При построении «дерева целей» его проектирование идет по методу «от общего к частному». Прекращение декомпозиции цели на более мелкие прекращается в тот момент, когда дальнейший процесс является нецелесообразным в рамках рассмотрения главной цели. Правильно построенное дерево целей в дальнейшем легко может быть преобразовано в план-график или диаграмму Ганта [20].

Основная ценность построения дерева целей - отображение способа достижения Генеральной цели через составление иерархического перечня понятных и достижимых целей нижнего уровня.

Если при ознакомлении с деревом целей по-прежнему неясно, как достичь главную или какую-либо из целей более низкого уровня, то дерево целей составлено абсолютно бесполезно.

Дерево целей проекта реконструкции турбинного цеха №1 ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» представлено на рисунке 9.1, которое будет реализовано к 01.06.2018 г.

## ДЕРЕВО

### 9.4 Планирование на предприятии

#### 9.4.1 План-график Гантта по реализации целей

График Гантта один из самых популярных инструментов для наглядной иллюстрации календарного плана в проектном менеджменте [20].

Использование диаграммы значительно упрощает управление проектами небольших масштабов и даёт возможность всегда держать деятельность сотрудников под контролем. Первый формат диаграммы был разработан Генри Л. Ганттом в 1910 году. По сути, диаграмма Гантта состоит из полос, ориентированных вдоль оси времени. Каждая полоса на диаграмме представляет отдельную задачу в составе проекта (вид работы), ее концы – моменты начала и завершения работы, ее протяженность – длительность работы. Вертикальной

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

осью диаграммы служит перечень задач. Кроме того, на диаграмме могут быть отмечены совокупные задачи, проценты завершения, указатели последовательности и зависимости работ, метки ключевых моментов (вехи), метка текущего момента времени «Сегодня» и другие. Ключевым понятием диаграммы Гантта является «Веха» – метка значимого момента в ходе выполнения работ, общая граница двух или более задач. Вехи позволяют наглядно отобразить необходимость синхронизации, последовательности в выполнении различных работ. Вехи, как и другие границы на диаграмме, не являются календарными датами. Сдвиг вехи приводит к сдвигу всего проекта. Поэтому диаграмма Гантта не является, строго говоря, графиком работ. Кроме того, диаграмма Гантта не отображает значимости или ресурсоемкости работ, не отображает сущности работ (области действия). Для крупных проектов диаграмма Гантта становится чрезмерно тяжеловесной и теряет всякую наглядность. Указанные выше недостатки и ограничения серьезно ограничивают область применения диаграммы. Тем не менее, в настоящее время диаграмма Гантта является стандартом де-факто в теории и практике управления проектами, по крайней мере, для отображения структуры перечня работ по проекту.

График Гантта позволяет обеспечить графическое отображение производственного плана, упрощает контроль за прогрессом в выполнении поставленных задач.

План – график Гантта позволяет:

- Визуально оценить последовательность задач, их относительную длительность и протяженность проекта в целом
- Сравнить планируемый и реальный ход выполнения задач
- Детально проанализировать реальный ход выполнения задач. На графике отображаются интервалы времени, в течение которых задача: выполнялась, была приостановлена, возвращалась на доработку и т.д.

План – график Гантта по реализации целей реконструкции турбинного цеха №1 ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» представлен в таблице 9.6.

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

## ГАНТ

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результатом выполненной работы является описание действующего оборудования ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго», с установкой противодавленческой паровой турбины типа Р-12-90/18 М с генератором электрического тока, производства Лысьвенского турбогенераторного завода серии Т-12-2УЗ. Турбина включает в себя сопловое парораспределение, выполненное в виде восьми ступеней. Первая ступень – двухвенечная, остальные – одновенечные. На основании этого были произведены расчеты двухвенечной ступени скорости, которые показали, что данная ступень дает 3,9 МВт от всей мощности турбины. Представлены графически треугольники скоростей входа и выхода пара в каждую ступень соответственно, а так же приведен процесс расширения пара в проточной части двухвенечной регулирующей ступени.

					13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Выполнен проектный тепловой расчет регулирующей ступени турбины, определен средний диаметр ступени, расчет сопловой решетки.

Кратко рассмотрена функциональная схема автоматизации паровой турбины Р-12-90/18М.

Так же в выпускной квалификационной работе были рассмотрены вопросы безопасности жизнедеятельности обслуживающего персонала включающие в себя анализ потенциально опасных и вредных производственных факторов и нормирование факторов рабочей среды и трудового процесса, рассмотрены вопросы пожаровзрывобезопасности.

В разделе вопросы экологии рассмотрены методы защиты от теплового загрязнения водоёмов. Приведено описание и обслуживание схемы оборотного водоснабжения турбинного цеха №1 ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго».

В технико – экономической части выпускной квалификационной работы приведены капитальные затраты на реконструкцию турбинного цеха №1 ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» и рассчитан срок окупаемости, который составляет 1 год 9 месяцев.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Энергосбережение [Текст] . - Изд. офиц. ; введен впервые. - М. : ИПК Издательство стандартов, 2004. - 148 с. - (Национальные стандарты).

2 Джазовский, Н.Б., Назиров Р.Р., Васильев П.В. «Энергосбережение» для высших и средних учебных заведений // Современные проблемы науки и образования. – 2012.

3 Кобелев, Н. С. Энергосберегающие технологии, трубопроводы и оборудование систем теплогазоснабжения и вентиляции [Текст] : монография / Н. С. Кобелев, Э. В. Котенко, А. Е. Полозов. - Курск : Курск ГТУ, 2005. - 200 с.

4 Александров, А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. – М.: Издательство МЭИ. 1999. – 199с.

									Лист
									81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2018.555.04.ПЗ				

5 Каргаполова, Н.Н. Тепловой расчет паровой турбины: учебное пособие для курсового проектирования. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 32с.

6 Костюк, А.Г., Фролов В.В. Турбины тепловых и атомных электрических станции. – М.: МЭИ, 2001.

7 Гиршвельд, В.Я. «Тепловая часть тепловых электрических станций и гидромеханическая часть гидроэлектростанций» Гиршвельд В.Я., Кароль Л.А. – М.: Энергия, 1970. – 272с.:ил.

8 Техпаспорт ТЭЦ ЧФ ООО «Мечел – Энерго» 2009 г.

9 Бакластов, А.М. Промышленные теплообменные процессы и установки: учебник для вузов/ А.М. Бакластов, В.А. Горбенко. – М.: Энергоатомиздат, 2005. – 328 с.: ил.

10 Краснощёков, Е.А. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов/ Е.А. Краснощёков, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 2007. – 288с.: ил.

11 Бродов, Ю. М. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / под ред. Ю. М. Бродова М.: Издательский дом МЭИ , 2008.—478с.

12 Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник/ С.Л. Ривкин, А.А. Александров. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных- 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 2008. – 80с.: ил.

13 Назмеев, Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС: учеб. Пособие для вузов / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. - М.: Издательство МЭИ, 2005. – 424 с.

14 Барановский Н.В., Коваленко Л.М. Ястребенецкий П.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменные аппараты. – М.: Машиностроение, 1973 г. – 356 с.

15 Инструкция ИЭ 02.11-04-09-2010 по эксплуатации паровой турбины P-12-90/18 М (станционный №9) и вспомогательного оборудования.

16 Федеральный закон от 23.11.2009 № 261-ФЗ «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты РФ».

17 Баранов, В.Я. Промышленные приборы и средства автоматизации: справочник / А.Я. Баранов, Т.Х. Безновская, В.А. Бек. – Л.: Машиностроение, 1987. – 847 с.: ил.;

18 Волошенко, А.В. Проектирование функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования: учебное пособие / А.В. Волошенко, Д.Б. Горбунов. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2008. – 109 с.;

19 Алабугина, Р.А. Выпускная квалификационная работа: структура, требования к оформлению и нормоконтролю: методические указания / Р.А. Алабугина. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2017. – 43 с.

20 Алабугин, А.А. Экономико-управленческая часть дипломного проекта: учебное пособие по выполнению дипломного проекта для студентов

							13.03.01.2018.555.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				82

энергетического факультета / А.А. Алабугин, Р.А. Алабугина. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2011. – 46 с.

21 Багиев, Г.Л., Златопольский, А.Н. Экономика, организация и планирование теплосилового хозяйства: Учебник для ВУЗов: -М. Энергоатомиздат, 1993-240с.

22 Алексеев, Ю.П., Кузьмин, В.Г., Мелехин, В.Г. Организация, планирование и управление в энергетике: Учебник /.-М.: Высшая школа, 1982.-408с.

23 ГОСТ 12.1.005-88\* ССБТ. Общие санитарно – гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.

24 Р 2.2.2006-05 Руководство по оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда.

25 СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – М.: Минздрав России, 1997 г.

26 ГОСТ 12.1.046-85 ССБТ. Естественное и искусственное освещение. Общие требования.

27 СНиП 23-05-95\*. Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования.

28 ГОСТ 12.0.002. – 80 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»

29 ГОСТ 12.4.026-2001 ССБТ. Цвета сигнальные и знаки безопасности и разметка сигнальная.

30 Грибанов, А.И. Экологическая безопасность в теплоэнергетике: учебное пособие / А.И. Грибанов, Л.М. Киселева, И.П. Палатинская. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 70 с.

31 Паровые турбины Парсона. - [urkg.ru/Паровые-Турбины](http://urkg.ru/Паровые-Турбины).

32 Уральская историческая энциклопедия. - [ural.academic.ru](http://ural.academic.ru).