

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Амурский государственный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой энергетики
_____ Ю.В. Мясоедов
« ____ » _____ 2012 г.

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ

УЧЕБНО – МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Для специальности 140106 – “Энергообеспечение предприятий”

Составитель: доцент, канд. техн. наук Кудряшов А.Н.

Благовещенск
2012 г.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Амурский государственный университет»



РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

Тепловые двигатели и нагнетатели

по специальности: 140106.65 – Энергообеспечение предприятий

Квалификация выпускника - инженер

Курс 4

Семестр 7

Лекции	48 (час.)	Экзамен – 7 семестр
Практические занятия	16 (час.)	
Самостоятельная работа	56 (час.)	
Общая трудоемкость дисциплины	120 (час.)	

Составитель А.Н. Козлов, доцент, канд. тех. наук

Факультет энергетический
Кафедра энергетики

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ

Цель дисциплины - изучить тепловые двигатели и нагнетатели, применяемые в промышленности; овладеть современными методами технологических расчетов и выбором энергетического оборудования для промышленных установок с различным целевым направлением; способствовать расширению кругозора, проявлению самостоятельности при выполнении расчетов и технико-экономического обоснования принятых технических решений.

Основные задачи дисциплины – приобретение студентами знаний о типах и конструкциях основных нагнетателей и тепловых двигателей, применяемых в промышленных установках; изучение технических характеристик тепловых двигателей и нагнетателей, а также методы выбора их для энергетических установок; освоение способов регулирования производительности тепловых двигателей и нагнетателей; приобретение навыков пользования методическими нормативными материалами, технической и технологической документацией, современными информационными средствами и технологиями.

Базовыми для данной дисциплины являются курсы «Механика», «Гидрогазодинамика», «Теоретические основы теплотехники».

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП ВПО:

Дисциплина «Тепловые двигатели и нагнетатели» является для специальности 140106.65 специальной дисциплиной и предусмотрена Государственным образовательным стандартом в разделе СД под шифром СД.Ф.7.

Изложение содержания дисциплины базируется на математической и общей электро- и теплотехнической подготовке и знаниях, полученных при изучении дисциплин:

«Теоретические основы теплотехники. Термодинамика»: основные законы и термодинамические процессы идеальных и реальных газов; I, II законы термодинамики; таблицы, h,s - и p,v - диаграммы водяного пара; истечение и процесс дросселирования газов и паров.

«Тепломассообменное оборудование предприятий»: способы передачи теплоты: теплопроводность, конвективный теплообмен, теплообмен при изменении агрегатного состояния, теплообмен излучением, теплопередача; теплообменные аппараты, виды и порядок теплового расчета.

«Гидрогазодинамика»: физические свойства жидкостей, режимы движения жидкости, потери напора, особенности двухкомпонентных и двухфазных течений.

«Механика»;

«Материаловедение: технология конструкционных материалов».

В свою очередь знания и умения, полученные в курсе, являются необходимыми для изучения дисциплин «Технологические энергосистемы предприятий», а также для выполнения дипломных проектов и работ.

2.1 Содержание дисциплины СД.Ф.7 «Тепловые двигатели и нагнетатели» согласно ГОС ВПО:

место и роль нагнетателей и тепловых двигателей в системах теплоэнергоснабжения промышленных предприятий; типы коммуникаций в системах промышленной теплоэнергетики; классификация нагнетателей и тепловых двигателей; анализ влияния начальных условий, охлаждения и подвода тепла, сжимаемости и типа рабочего тела на работу сжатия и расширения; определение мощности машины, понятие о КПД нагнетателя и теплового двигателя; классификация и область применения нагнетателей объемного действия и поршневых детандеров; предельная степень повышения давления в ступени, распределение давления между ступенями, КПД компрессора; схемы поршневых компрессоров; нормализованные базы; принцип работы поршневого детандера; холодопроизводительность, КПД и отводимая мощность поршневого детандера; принцип работы и область применения нагнетателей кинетического действия; понятие удельной работы, напора и

давления; газодинамические основы расчета турбомашин; теоретическая характеристика нагнетателя; общая классификация потерь в нагнетателях; учет потерь и переход к действительной характеристике; понятие о рабочей зоне характеристики; условия работы нагнетателя на сеть; классификация вентиляторов; область применения; способы изменения характеристики вентилятора; классификация насосов; особенности работы насосов в сети; центробежные и осевые компрессоры; области применения; основные способы изменения характеристики компрессора; сопоставление показателей и обоснование преимущественных зон применения центробежных и осевых компрессоров; область применения различных типов тепловых двигателей; классификация; типы паровых турбин; стандартные параметры пара; работа и мощность турбинной ступени; типы потерь в проточной части турбины; баланс энергии и структура КПД турбинной ступени; анализ потерь в характерных сечениях турбины; работа турбинной ступени в переменном режиме; понятие о диаграмме переменных режимов паровой турбины; основы регулирования мощности паровых турбин; принципиальные схемы паротурбинных установок; принцип работы и схемы газотурбинных установок; особенности работы высокотемпературных ступеней газовой турбины; работа газовой турбины в составе энергетических и приводных газотурбинных установок; область применения, классификация и особенности работы турбодетандеров; характеристика турбодетандера; принцип работы, классификация и область применения двигателей внутреннего сгорания, двигателей Стирлинга; схемы двигателей, основные показатели работы двигателей.

3. ТРЕБОВАНИЯ К РЕЗУЛЬТАТАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

В результате изучения дисциплины студенты должны **знать**:

- место и роль тепловых двигателей и нагнетателей в системах теплоснабжения промышленных предприятий;
- классификацию тепловых двигателей и нагнетателей;
- основы теории лопастных и объемных насосов и нагнетателей;
- основные характеристики тепловых двигателей и нагнетателей и формулы пересчета их по частоте вращения и диаметру рабочего колеса;
- конструкции паровых и газовых турбин;
- эксплуатационные расчеты тепловых двигателей и нагнетателей;
- конструкции поршневых компрессов и турбокомпрессоров;
- классификацию и особенности работы детандеров.

Уметь:

- выбирать нагнетатель или тепловой двигатель для заданной теплоэнергетической установки;
- рассчитывать основные рабочие параметры активной и реактивной ступеней паровой турбины;
- разработать мероприятия по повышению экономичности и надежности турбины путем совершенствования и реконструкции отдельных узлов и схем регулирования;
- выполнять тепловой и конструкторский расчеты турбины и ее элементов, а также вспомогательного оборудования (подогреватели, деаэраторы и т.д.).

Владеть навыками:

- проведения расчетов по типовым методикам и проектирования отдельных деталей и узлов с использованием стандартных средств автоматизации проектирования;
- организации рабочих мест, их технического оснащения, размещения технологического оборудования в соответствии с технологией производства;
- соблюдения норм техники безопасности и производственной санитарии, пожарной безопасности и охраны труда;
- проведения предварительного технико-экономического обоснования проектных решений по стандартным методикам.

4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ»

Общая трудоемкость дисциплины составляет 120 часов.

№ п/п	Раздел дисциплины	Виды учебной работы				Формы текущего контроля
		Лекции (час.)	Практ. занят. (час.)	Лабор. работы (час.)	СРС (час.)	
<i>Семестр 7</i>						
1	Раздел 1 «Динамические насосы» 1.1 Общие сведения о гидромашинах 1.2 Основы теории динамических насосов 1.3 Вопросы эксплуатации динамических насосов 1.4 Вихревые и струйные насосы	12	-		12	Посещение лекций. Подготовка рефератов.
2	Раздел 2 «Вентиляторы и газодувки. Турбокомпрессоры» 2.1 Вентиляторы и газодувки 2.2 Турбокомпрессоры	8	-		12	Посещение лекций. Подготовка рефератов.
3	Раздел 3 «Объемные насосы» 3.1 Насосы возвратно-поступательного действия 3.2 Роторные насосы	8	4		10	Посещение лекций. Отчеты по выполнению практических работ.
4	Раздел 4 «Поршневые компрессоры. Детандеры» 4.1 Поршневые компрессоры 4.2 Детандеры	8	6		10	Посещение лекций. Отчеты по выполнению практических работ.
5	Раздел 5 «Тепловые двигатели» 5.1 Классификация тепловых двигателей 5.2 Понятия активных и реактивных турбин 5.3 Конструкции приводных турбин 5.4 Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии.	12	6		12	Посещение лекций. Отчеты по выполнению практических работ.

5. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ И ТЕМ ДИСЦИПЛИНЫ

5.1 ЛЕКЦИИ

Семестр 7

Раздел 1 «Динамические насосы»

Тема 1. Общие сведения о гидромашинах. Место и роль нагнетателей и тепловых двигателей в системах теплоэнергоснабжения промышленных предприятий. Типы коммуникаций в системах промышленной теплоэнергетики. Нагнетатели и тепловые двигатели. Классификация нагнетателей и тепловых двигателей. Принцип действия динамических и объемных машин. Определение мощности машины, понятие о КПД нагнетателя и теплового двигателя.

Тема 2. Основы теории динамических насосов. Анализ влияния начальных условий, охлаждения и подвода тепла, сжимаемости и типа рабочего тела на работу сжатия и расширения. Центробежные насосы. Схемы центробежных насосов. Уравнение Эйлера для насосов и турбины. Теоретический напор. Полезный напор. Потери энергии в насосе. Влияние конструкции лопаток на теоретический напор. Степень реактивности. Характеристики насосов. Основы теории подобия насосов. Формулы для перерасчета параметров насоса по частоте вращения и диаметру рабочего колеса. Коэффициент быстроходности. Классификация насосов по коэффициенту быстроходности.

Тема 3. Вопросы эксплуатации динамических насосов. Насосная установка. Совместная работа насосов и гидролинии. Регулирование подачи. Неустойчивая работа насоса (помпаж). Последовательное и параллельное соединение насосов. Кавитация в насосах и допускаемая высота всасывания.

Тема 4. Вихревые и струйные насосы. Схема вихревого насоса, принцип действия, характеристика, область применения. Схема струйного насоса, принцип действия, классификация, области применения.

Раздел 2 «Вентиляторы и газодувки. Турбокомпрессоры»

Тема 5. Вентиляторы и газодувки. Классификация вентиляторов. Область применения. Способы изменения характеристики вентилятора. Дутьевые вентиляторы и дымососы. Газодувки, область применения.

Тема 6. Турбокомпрессоры. Центробежные и осевые компрессоры. Области применения; основные способы изменения характеристики компрессора. Сопоставление показателей и обоснование преимущественных зон применения центробежных и осевых компрессоров. Термодинамический процесс сжатия в многоступенчатом турбокомпрессоре. Характеристики турбокомпрессоров. Методика расчета центробежного компрессора. Приближенный расчет ступени. Конструкция центробежных компрессоров. Ступень осевого компрессора. Конструктивные формы. Метод расчета основных размеров ступени.

Раздел 3 «Объемные насосы»

Тема 7. Насосы возвратно-поступательного действия. Классификация насосов; особенности работы насосов в сети. Области применения. Устройство и области применения поршневых, плунжерных и диафрагменных насосов. Индикаторная диаграмма. Графики подачи и способы ее выравнивания. Регулирование подачи. Характеристики поршневых насосов.

Тема 8. Роторные насосы. Общие свойства, классификация и области применения роторных насосов. Подача роторных насосов и ее равномерность, регулирование подачи. Характеристики роторных насосов и их работа на трубопровод. Устройство и особенности роторных насосов различных типов: шестеренных, пластинчатых, роторно-поршневых.

Раздел 4 «Поршневые компрессоры. Детандеры»

Тема 9. Поршневые компрессоры. Классификация и область применения нагнетателей объемного действия и поршневых детандеров. Процессы сжатия и расширения газа в

поршневом компрессоре. Многоступенчатое сжатие. Предельная степень повышения давления в ступени, распределение давления между ступенями, КПД компрессора. Индикаторная диаграмма. Регулирование подачи. Конструкции компрессоров. Схемы поршневых компрессоров. Нормализованные базы. Расчет основных размеров ступеней компрессора.

Тема 10. Детандеры. Классификация и области применения. Особенности работы и характеристика турбодетандера. Принцип работы поршневого детандера, хладопроизводительность, КПД и отводимая мощность поршневого детандера. Принцип работы и область применения нагнетателей кинетического действия. Понятие удельной работы, напора и давления. Газодинамические основы расчета турбомашин. Теоретическая характеристика нагнетателя; общая классификация потерь в нагнетателях. Учет потерь и переход к действительной характеристике. Понятие о рабочей зоне характеристики. Условия работы нагнетателя на сеть.

Раздел 5 «Тепловые двигатели»

Тема 11. Классификация тепловых двигателей. Область применения различных типов тепловых двигателей. Классификация. Типы паровых турбин. Стандартные параметры пара. Работа и мощность турбинной ступени. Классификация и область применения двигателей внутреннего сгорания (ДВС), двигателей Стирлинга. Схемы двигателей, основные показатели работы двигателя.

Тема 12. Понятия активных и реактивных турбин. Принцип действия активной турбины Лавалля и реактивной турбины Парсонса. Типы потерь в проточной части турбины. Баланс энергии и структура КПД турбинной ступени. Анализ потерь в характерных сечениях турбины. Работа турбинной ступени в переменном режиме. Понятие о диаграмме переменных режимов паровой турбины. Основы регулирования мощности паровых турбин. Принципиальные схемы паротурбинных установок. Принцип работы и схемы газотурбинных установок. Особенности работы высокотемпературных ступеней газовой турбины. Классификация паровых и газовых турбин по цели использования, по характеру теплового процесса, по числу часов использования в году, по конструктивным особенностям. Понятия номинальной и максимальной мощности турбины. Конструкции конденсационных и теплофикационных турбин и турбин с противодавлением.

Тема 13. Конструкции приводных турбин. Конструкции газовых турбин. Работа газовой турбины в составе энергетических и приводных газотурбинных установок. Область применения, классификация и особенности работы турбодетандеров. Характеристика турбодетандера. Конструкции компрессоров. Особенности конструкций. Принципиальные схемы турбинных установок: паротурбинных, газотурбинных и парогазовых. Основные элементы конструкции паровой и газовой турбины. Схема простейшей ПТУ.

Тема 14. Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии. Идеальный цикл Ренкина для ПТУ на насыщенном и перегретом паре. Понятие термического КПД цикла. Процесс расширения пара в турбине в $(h-s)$ -диаграмме. Понятие располагаемого и действительного теплоперепадов и их определение. Эффективность работы турбоустановки. Пути повышения экономичности турбоустановки. Влияние начальных и конечных параметров на КПД идеального цикла. Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии. Регенеративный подогрев питательной воды. Тепловые схемы турбоустановок АЭС. Газотурбинные и парогазовые установки.

5.2 ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Практические занятия предусматривают изучение конструкций паровых турбин, отдельных узлов, деталей, практическую значимость применяемых способов решения технических проблем и задач.

В рамках часов отведенных эти занятия, могут быть выполнены следующие практические работы:

1. Расчет тепловых циклов и изучение схем турбинных установок.

2. Расчет профилей решеток.
3. Расчет и проектирование ступени по параметрам на среднем диаметре ступени.
4. Расчет двухвенечной ступени.
5. Расчет и проектирование ступени с учетом изменения параметров потока по радиусу.
6. Многоступенчатые турбины.
7. Переменный режим работы турбинной ступени.
8. Переменные режимы работы турбоустановок.
9. Турбины для комбинированной выработки тепла и электроэнергии.
10. Расчет на прочность лопаток турбины.

6. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

Самостоятельная работа предусматривает подготовку студентов к лекционным и практическим занятиям.

№ п/п	№ раздела (темы) дисциплины	Форма (вид) самостоятельной работы	Трудоемкость в часах
<i>Семестр 7</i>			
1	<i>Раздел 1 «Динамические насосы»</i>	Подготовка рефератов.	12
2	<i>Раздел 2 «Вентиляторы и газодувки. Турбокомпрессоры»</i>	Подготовка рефератов.	12
3	<i>Раздел 3 «Объемные насосы»</i>	Подготовка отчетов по выполнению практических работ.	10
4	<i>Раздел 4 «Поршневые компрессоры. Детандеры»</i>	Подготовка отчетов по выполнению практических работ.	10
5	<i>Раздел 5 «Тепловые двигатели»</i>	Подготовка отчетов по выполнению практических работ.	12

7. ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Наилучшей гарантией глубокого и прочного усвоения дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели» является заинтересованность студентов в приобретении знаний. Поэтому для поддержания интереса студентов к материалу дисциплины необходимо использовать различные образовательные технологии и задействовать все атрибуты процесса научного познания.

При преподавании дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели» используется технология блочного обучения.

При чтении лекций по данной дисциплине используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция». Перед изучением раздела обозначается проблема, на решение которой будет направлен весь последующий материал раздела.

При выполнении практических работ используется прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: задание студентам для подготовки к выполнению практической работы имитирует реальное событие; с преподавателем обсуждаются цели работы и ход ее выполнения; при защите работы - обсуждение и анализ полученных результатов; обсуждение теоретических положений, справедливость которых была установлена в процессе выполнения практической работы.

8. ОЦЕНОЧНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ, ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ПО ИТОГАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ И УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

В процессе изучения дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели» предусмотрены следующие виды промежуточного контроля знаний студентов:

Входной контроль по дисциплине – тестирование.

К промежуточным формам контроля знаний относятся выполнение и защита отчетов по практическим занятиям и рефератов.

8.1. Подготовка рефератов по темам на самостоятельное изучение:

1. Осевые компрессоры.
2. Центробежные компрессоры.
3. Дутьевые вентиляторы.
4. Кавитация в насосах.
5. Дымососы.
6. Тепловое загрязнение и вопросы экологии.

8.2 Вопросы к экзамену.

1. Место и роль нагнетателей и тепловых двигателей в системах теплоэнергоснабжения промышленных предприятий.
2. Типы коммуникаций в системах промышленной теплоэнергетики.
3. Классификация нагнетателей и тепловых двигателей.
4. Анализ влияния начальных условий, охлаждения и подвода тепла, сжимаемости и типа рабочего тела на работу сжатия и расширения.
5. Классификация насосов.
6. Определение мощности машины, понятие о КПД нагнетателя и теплового двигателя.
7. Понятие удельной работы, напора и давления.
8. Влияние конструкции лопаток рабочего колеса на напор.
9. Газодинамические основы расчета турбомашин.
10. Классификация и область применения нагнетателей объемного действия и поршневых детандеров.
11. Теоретическая характеристика нагнетателя.
12. Общая классификация потерь в нагнетателях.
13. Учет потерь и переход к действительной характеристике. Понятие о рабочей зоне характеристики.
14. Условия работы нагнетателя на сеть.
15. Особенности работы насосов в сети.
16. Способы регулирования подачи динамических гидромашин.
17. Неустойчивая работа насоса (помпаж).
18. Последовательное и параллельное соединение насосов.
19. Кавитация в насосах и допустимая высота всасывания.
20. Принцип работы и область применения нагнетателей кинетического действия.
21. Полная характеристика вихревого насоса и области его применения.
22. Струйные насосы. Классификация и принцип действия.
23. Схема струйного насоса и области его применения.
24. Вентиляторы и газодувки. Классификация, характеристики и область применения.

25. Классификация, потери, КПД и мощность турбокомпрессоров.
26. Термодинамический процесс сжатия в многоступенчатом турбокомпрессоре в диаграмме.
27. Центробежные компрессоры. Конструкция. Область применения.
28. Основные способы изменения характеристики компрессора.
29. Осевые компрессоры. Конструкция. Область применения.
30. Сопоставление показателей и обоснование преимущественных зон применения центробежных и осевых компрессоров.
31. Объемные насосы, классификация и принцип действия.
32. Устройство и области применения поршневых, плунжерных и мембранных насосов.
33. Индикаторная диаграмма поршневых насосов.
34. Графики подачи поршневых насосов и способы ее выравнивания.
35. Характеристики поршневых насосов.
36. Роторные насосы. Классификация и области применения.
37. Характеристики роторных насосов и их работа на трубопровод.
38. Устройство и особенности шестеренных, пластинчатых и винтовых насосов.
39. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора.
40. Предельная степень повышения давления в ступени, распределение давления между ступенями, КПД компрессора.
41. Многоступенчатое сжатие в поршневом компрессоре.
42. Регулирование подачи поршневых компрессоров.
43. Схемы и конструкции поршневых компрессоров. Нормализованные базы.
44. Расчет основных размеров ступеней компрессора.
45. Классификация и область применения детандеров.
46. Принцип работы поршневого детандера, холодопроизводительность, КПД и отводимая мощность поршневого детандера.
47. Классификация вентиляторов. Область применения. Способы изменения характеристики вентилятора
48. Область применения различных типов тепловых двигателей. Классификация.
49. Принцип действия работы турбины (на примере активной одноступенчатой турбины Лавалья).
50. Типы паровых турбин. Стандартные параметры пара.
51. Работа и мощность турбинной ступени.
52. Конструкция паровой турбины.
53. Принципиальные схемы паротурбинных установок.
54. Идеальный цикл Ренкина для ПТУ, работающей на перегретом паре; понятие термического КПД цикла.
55. Процесс расширения пара в турбине в (h-s)-диаграмме; понятие располагаемого теплоперепада и его определение.
56. Действительный процесс расширения пара в турбине в (T-s) - диаграмме; понятие использованного теплоперепада.
57. Типы потерь в проточной части турбины. Баланс энергии и структура КПД турбинной ступени.
58. Анализ потерь в характерных сечениях турбины. Влияние параметров пара на КПД идеального цикла (понятие T_3 ; влияние начальных и конечных параметров).
59. Комбинированная выработка теплоты и электроэнергии; понятие теплофикации.
60. Промежуточный перегрев пара.

61. Понятие регенерации; схема турбоустановки с одной ступенью регенеративного подогрева питательной воды (РППВ).
62. Уравнение теплового баланса подогревателя питательной воды; определение доли отбираемого пара на регенерацию.
63. Оптимальное количество отборов на РППВ; КПД регенеративного цикла с промперегревом и без него.
64. Повышение экономичности в идеальном регенеративном цикле.
65. Тепловые схемы турбоустановок АЭС (одно-, 2-х и 3-х контурные). Преимущества и недостатки.
66. Основные уравнения одномерного движения сжимаемой жидкости. Понятие конфузорного и диффузорного течения в каналах.
67. Параметры полного торможения потока; их определение с помощью (h-s)- диаграммы.
68. Геометрические характеристики турбинной решетки и профилей.
69. Понятие турбинной ступени; ее характеристики, устройство.
70. Преобразование энергии в турбинной ступени.
71. Построение треугольников скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток при расчете турбинной ступени.
72. Понятие потери энергии с выходной скоростью турбинной ступени и степени реактивности.
73. Усилия, действующие на рабочие лопатки со стороны потока.
74. Мощность турбинной ступени; удельная работа.
75. Относительный лопаточный КПД ступени (активного и реактивного типа).
76. Двухвенечная ступень; треугольники скоростей.
77. Потери энергии в турбинных решетках.
78. Определение размеров турбинных ступеней (сопловой и рабочей решеток).
79. Относительный внутренний КПД ступени.
80. Потери на трение диска и лопаточного бандажа.
81. Потери, связанные с парциальным подводом пара.
82. Потери от утечек; лабиринтовые уплотнения.
83. Потери от влажности.
84. Конструктивное выполнение сопловых и рабочих лопаток.
85. Тепловой процесс в многоступенчатой турбине; преимущества и недостатки.
86. Коэффициент возврата теплоты.
87. Эрозия деталей паровых турбин; защитные мероприятия.
88. Осевые усилия, действующие на ротор турбины; их снижение.
89. Влияние изменения расхода пара на распределение давлений и теплоперепадов по ступеням турбины; формула Стодола-Флюгеля.
90. Работа турбинной ступени в переменном режиме. Понятие о диаграмме переменных режимов паровой турбины.
91. Способы парораспределения (дрессельное, сопловое, обводное); выбор системы парораспределения.
92. Основы регулирования мощности паровых турбин.
93. Расчет проточной части многоступенчатых турбин; особенности расчета.
94. Приближенная оценка процесса течения пара в проточной части турбины.
95. Оценка диаметров, числа ступеней и распределение теплоперепадов по ступеням турбины.
96. Турбины для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии.
97. Турбины с противодавлением.
98. Турбины с промежуточным регулируемым отбором пара.
99. Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара.

100. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара.
101. Турбины с двумя отопительными отборами пара.
102. Встроенные пучки в конденсаторах теплофикационных турбин.
103. Диаграммы режимов турбин с противодавлением.
104. Диаграммы режимов турбин с одним регулируемым отбором пара.
105. Диаграммы режимов турбин с двумя регулируемыми отборами пара.
106. Диаграммы режимов турбин с двумя отопительными отборами пара.
107. Конденсационные установки паровых турбин; устройство конденсатора.
108. Тепловые процессы в конденсаторе; тепловой баланс конденсатора.
109. Конструкции конденсаторов; воздухоотсасывающие устройства; воздушная и гидравлическая плотность.
110. Простейшая система регулирования частоты вращения. Статическая характеристика.
111. Параллельная работа турбоагрегатов.
112. Механизм управления турбоагрегатом.
113. Схема регулирования с гидравлическими связями и быстроходным регулятором скорости.
114. Гидродинамические системы регулирования.
115. Требования к системам регулирования и их дополнительные элементы.
116. Защита турбины от разгона.
117. Системы маслоснабжения паровых турбин.
118. Принцип работы и схемы газотурбинных установок.
119. Особенности работы высокотемпературных ступеней газовой турбины.
120. Работа газовой турбины в составе энергетических и приводных газотурбинных установок.
121. Область применения, классификация и особенности работы турбодетандеров.
122. Характеристика турбодетандера.
123. Принцип работы, классификация и область применения двигателей внутреннего сгорания, двигателей Стирлинга.
124. Схемы двигателей, основные показатели работы двигателей.

9. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ»

а) основная литература:

1. Теплотехника [Текст] : учеб. / под ред. А. П. Баскакова. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : БАСТЕТ, 2010. - 326 с.
2. Тихомиров, Константин Васильевич. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция [Текст] : учеб. / К. В. Тихомиров, Э. С. Сергеев. - 5-е изд., репр. - М. : БАСТЕТ, 2009. - 480 с. : рис., табл. - Библиогр. : с. 472 .
3. Карелин, Владимир Яковлевич. Насосы и насосные станции [Текст] : учеб. / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : БАСТЕТ, 2010. - 447 с.

б) дополнительная литература:

1. Теплотехника [Текст] : учеб.: рек. Мин. обр. РФ / под ред. В.Н. Луканина. - 5-е изд., стер. - М. : Высш. шк., 2006. - 671 с.
2. Турбины тепловых и атомных электрических станций [Текст] : учеб.: Рек. Мин. обр. РФ / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Изд-во Моск. энергет. ин-та, 2001. - 488 с.

3. Назмеев, Юрий Гаязович. Теплообменные аппараты ТЭС [Текст] : учеб. пособие: рек. Мин. обр. РФ / Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин. - 3-е изд., стер. - М. : Изд-во Моск. энергет. ин-та, 2005. - 260 с.
4. Немцев, Зенон Филимонович. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение [Текст] : учеб. пособие: доп. Мин. высш. и сред. спец. обр. СССР / З. Ф. Немцев, Г. В. Арсеньев. - М. : Энергоиздат, 1982. - 400 с.
5. Сборник распорядительных документов по технике безопасности при обслуживании тепломеханического оборудования электростанций, тепловых сетей и объектов, подконтрольных Госгортехнадзору России [Текст]. - М. : НЦ ЭНАС, 1999. - 261с.
6. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок [Текст] : обязательны для всех потребителей электроэнергии независимо от их ведомственной принадлежности и форм собственности / М-во энергетики РФ. - Введ. с 1 октября 2003 г. - М. : НЦ ЭНАС, 2004. - 206 с.
7. Турбины паровых и атомных электростанций [Текст] : учеб.-метод. комплекс для спец. 140101 - Тепловые электрические станции / АмГУ, Эн.ф. ; сост. А. И. Яшин. - Благовещенск : Изд-во Амур. гос. ун-та, 2007. - 24 с.
8. Цуранов, Олег Алексеевич. Холодильная техника и технология [Текст] : учеб.: рек. УМО / О. А. Цуранов, А. Г. Крысин. - СПб. : Питер, 2004. - 447 с.
9. Парогазовые и газотурбинные установки тепловых электрических станций [Электронный ресурс] : учеб.-метод. комплекс для спец. 140101 "Тепловые электрические станции" / АмГУ, Эн.ф. ; сост. Н. Н. Храмцова. - Благовещенск : Изд-во Амур. гос. ун-та, 2007. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).
10. Трухний, Алексей Данилович. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] : учеб. пособие: доп. Мин. обр. РФ / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. - М. : Изд-во Моск. энергет. ин-та, 2002. - 540 с.

в) периодические издания:

1. «Электричество».
2. «Электрические станции».
3. «Энергетик».
4. «Промышленная энергетика».
5. «Электротехника».
6. «Электрика».
7. «Энергохозяйство за рубежом».
8. «Electrical Power and Energy Systems».
9. «IEEE Transactions. Power systems».
10. «Energy Policy».
11. «Вестник ИГЭУ».
12. «Вестник Московского энергетического института».
13. «Известия вузов. Электромеханика».
14. «Известия РАН. Энергетика».
15. «Новости электротехники»
16. «Амурский дилижанс».
17. «Вестник Амурского государственного университета».
18. «Энергетика. Сводный том».
19. «Электротехника. Сводный том»
20. «Теплоэнергетика»
21. «Энергосбережение»

г) программное обеспечение и Интернет-ресурсы:

№	Наименование ресурса	Краткая характеристика
1	http://www.iqlib.ru/	Интернет-библиотека образовательных изданий, в которой собраны электронные учебники, справочные и учебные пособия. Удобный поиск по ключевым словам, отдельным темам и отраслям знаний.

**10. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ
«ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ»**

№ п/п	Наименование лабораторий, ауд.	Основное оборудование
1	2	3
1	105 (6) Лаборатория Гидрогазодинамики	Лабораторный комплекс для изучения тепловых процессов и процессов в газах
2	205(6) Лаборатория теплотехники	Лабораторный комплекс для изучения теплотехнического оборудования
3	107а (6) Пристройка к высоковольтной лаборатории	Учебная установка – паровая турбина и вспомогательное оборудование

2. КРАТКИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

Введение

Современное состояние теплоэнергетики и перспективы ее развития. Значимость тепловых, атомных и газотурбинных электростанций. Предмет и содержание дисциплины. Обоснование необходимости изучения паровых и газовых турбин как профилирующей дисциплины для подготовки инженера - теплоэнергетика.

Динамические насосы

Общие сведения о гидромашинах.

Нагнетатели и тепловые двигатели. Классификация нагнетателей и тепловых двигателей. Принцип действия динамических и объемных машин. Основные параметры, характеризующие гидромашину: подача (расход), напор (давление), мощность, КПД.

Основы теории динамических насосов.

Центробежные насосы. Схемы центробежных насосов. Уравнение Эйлера для насосов и турбины. Теоретический напор. Полезный напор. Потери энергии в насосе. Влияние конструкции лопаток на теоретический напор. Степень реактивности. Характеристики насосов. Основы теории подобия насосов. Формулы для перерасчета параметров насоса по частоте вращения и диаметру рабочего колеса. Коэффициент быстроходности. Классификация насосов по коэффициенту быстроходности.

Вопросы эксплуатации динамических насосов.

Насосная установка. Совместная работа насосов и гидролинии. Регулирование подачи. Неустойчивая работа насоса (помпаж). Последовательное и параллельное соединение насосов. Кавитация в насосах и допускаемая высота всасывания.

Вихревые и струйные насосы.

Схема вихревого насоса, принцип действия, характеристика, область применения. Схема струйного насоса, принцип действия, классификация, области применения.

Вентиляторы и газодувки

Классификация вентиляторов. Дутьевые вентиляторы и дымососы. Газодувки, область применения.

Турбокомпрессоры

Классификация турбокомпрессоров. Потери, КПД и мощность турбокомпрессоров. Термодинамический процесс сжатия в многоступенчатом турбокомпрессоре в диаграмме. Характеристики турбокомпрессоров. Центробежные компрессоры. Методика расчета центробежного компрессора. Приближенный расчет ступени. Конструкция центробежных компрессоров.

Осевые компрессоры. Ступень осевого компрессора. Конструктивные формы. Метод расчета основных размеров ступени.

Объемные насосы

Общие сведения, принцип действия, основные свойства и классификация, области применения.

Насосы возвратно-поступательного действия

Устройство и области применения поршневых, плунжерных и диафрагменных насосов. Индикаторная диаграмма. Графики подачи и способы ее выравнивания. Регулирование подачи. Характеристики поршневых насосов.

Роторные насосы.

Общие свойства, классификация и области применения роторных насосов. Подача роторных насосов и ее равномерность, регулирование подачи. Характеристики роторных насосов и их работа на трубопровод. Устройство и особенности роторных насосов различных типов: шестеренных, пластинчатых, роторно-поршневых.

Поршневые компрессоры

Индикаторная диаграмма. Процессы сжатия и расширения газа в поршневом компрессоре. Многоступенчатое сжатие. Регулирование подачи. Конструкции компрессоров. Расчет основных размеров ступеней компрессора.

Детандеры

Классификация и области применения. Особенности работы и характеристика турбодетандера. Принцип работы, хладопроизводительность, КПД и отводимая мощность поршневого детандера.

Тепловые двигатели

Классификация тепловых двигателей. Классификация и область применения двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Принцип действия турбины и ее место в энергетической установке

Понятия активных и реактивных турбин. Принцип действия активной турбины Лаваля и реактивной турбины Парсонса. Основные определения курса. Обтекание тел потоком газа и возникновение аэродинамических сил. Схемы турбинных ступеней. Конструктивные схемы осевых турбин. Одноступенчатые и многоступенчатые турбины, одноцилиндровые и многоцилиндровые турбины. Классификация паровых и газовых турбин по цели использования, по характеру теплового процесса, по числу часов использования в году, по конструктивным особенностям. Понятия номинальной и максимальной мощности турбины. Конструкции конденсационных и теплофикационных турбин и турбин с противодавлением. Конструкции приводных турбин. Конструкции газовых турбин. Конструкции компрессоров. Особенности конструкций. Принципиальные схемы турбинных установок: паротурбинных, газотурбинных и парогазовых. Основные элементы конструкции паровой и газовой турбины. Схема простейшей ПТУ. Идеальный цикл Ренкина для ПТУ на насыщенном и перегретом паре. Понятие термического КПД цикла. Процесс расширения пара в турбине в (h-s)-диаграмме. Понятие располагаемого и действительного теплоперепадов и их определение. Эффективность работы турбоустановки. Пути повышения экономичности турбоустановки. Влияние начальных и конечных параметров на КПД идеального цикла. Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии. Регенеративный подогрев питательной воды. Тепловые схемы турбоустановок АЭС. Газотурбинные и парогазовые установки.

Методические указания

В начале курса студенту необходимо познакомиться с основными узлами и конструкцией паровой турбины, рассматривая агрегат как совокупность отдельных ступеней, изучая отдельно детали ротора, статора (корпуса) турбины. Затем внимательно изучить понятия «ступень турбины», «сопловая» и «рабочая решетка», вникая в физическую сущность процессов в сопловой (преобразование тепловой энергии пара в кинетическую энергию) и рабочей решетках (преобразование кинетической энергии пара в механическую работу по преодолению сил сопротивления приводной машины).

С конструкцией турбин проще всего познакомиться на примере агрегата К-50-8,8 ЛМЗ / 3 /. Очень важно при изучении классификации и маркировки паровых турбин разобрать принципиальные тепловые схемы различных типов конденсационных и теплофикационных турбин всех известных марок с регенерацией и без нее / 3, 10 /. При изучении вопроса о показателях работы энергетических установок и влиянии параметров рабочего тела на КПД турбинной установки следует рассмотреть идеальный и реальный циклы ПТУ в (T-S)-диаграмме и эквивалентный циклу Ренкина цикл Карно, показать на них возможные пути повышения экономичности: увеличение начальных параметров пара, снижение давления в конденсаторе, комбинированная выработка теплоты и электроэнергии, использование промпрегрева и регенерации / 3, 8 / .

Типоразмеры и основные технико-экономические показатели турбин приведены в / 3, 8, 10, 12 / .

Рекомендуется произвести анализ формулы абсолютного электрического КПД, %:

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{э.г.}},$$

по которой проанализировать условия повышения или понижения абсолютного электрического КПД $\eta_{\text{э}}$ при изменении термического $\eta_{\text{т}}$ и внутреннего относительного КПД η_{oi} с точки зрения надежности и стоимости оборудования / 3 /.

Вопросы для самопроверки

1. Что представляет собой паротурбинный агрегат?
2. Почему тепловой цикл ТЭС выполняют замкнутым?
3. Что характеризует термический КПД турбоустановки и относительный внутренний КПД турбины?
4. Почему в ПТУ начальное давление пара необходимо увеличивать одновременно с начальной температурой?
5. Чем определяется минимальное давление пара в конденсаторе?
6. В чем преимущество регенеративного цикла Ренкина?
7. Когда используются ПТУ с конденсационными турбинами, турбинами с противодавлением и регулируемыими отборами пара? Нарисуйте принципиальные тепловые схемы указанных типов турбин.
8. Определить состояние пара в конце процесса расширения, располагаемый и использованный теплотерпады, термический КПД турбоустановки, если $P_0 = 13$ МПа, $t_0 = 540$ °С, $P_{\text{к}} = 5$ кПа, $\eta_{\text{oi}} = 0,85$.

Течение рабочего тела в турбинных решетках

Основные уравнения одномерного движения сжимаемой жидкости. Понятие конфузрного и диффузионного течения в каналах. Параметры полного торможения потока и их определение с помощью (h-s)-диаграммы. Кольцевые турбинные решетки. Формы межлопаточных каналов и профилей решеток. Определение выходной скорости при расширении газа в неподвижном канале (сопловой решетке). Критические параметры и критическая скорость при течении без потерь и с потерями. Коэффициент потери энергии и коэффициент скорости. Определение выходной относительной скорости из вращающегося канала рабочей решетки. Суживающиеся и расширяющиеся каналы. Формы каналов турбинных решеток. Осевые и радиальные турбинные решетки. Расширение в косом срезе решеток, отклонение потока в косом срезе. Обтекание потоком профиля в решетке. Распределение скоростей и давлений по обводу профиля в зависимости от геометрических и режимных факторов. Понятие турбинной ступени. Геометрические характеристики ступени. Построение процесса расширения рабочего тела в турбинной ступени в (h-s)-диаграмме. Треугольники скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток при расчете турбинных ступеней. Потери энергии в турбинных решетках и ступени (профильные, концевые, волновые). Потери от нестационарности потока.

Рабочие решетки. Усилия, действующие на рабочие лопатки со стороны потока. Вычисление работы, совершаемой потоком при обтекании рабочей решетки. Уравнение Эйлера для определения момента, мощности, удельной работы на рабочих лопатках турбинной ступени. Треугольники скоростей для ступени турбины. Потери в рабочих решетках. Влияние угла атаки на коэффициент потерь рабочей решетки, определение основных размеров рабочих и сопловых решеток. Определение размеров сопловых и рабочих лопаток для одновенечных и двухвенечных ступеней. Особенности расчета одно- и двухвенечных ступеней. Особенности расчета размеров решеток при дозвуковых и сверхзвуковых скоростях. Выбор профилей лопаток, шага установки и их числа. Нормали на профили лопаток сопловых и рабочих решеток.

Методические указания

При изучении материала необходимо обратить внимание не только на физический смысл уравнений, положенных в основу теплового расчета проточной части ступеней турбины, а также на уравнения состояния рабочих тел, неразрывности, сохранения

энергии, на конкретное использование каждого уравнения. Уравнение состояния используется при тепловых расчетах в виде таблиц и (h-s)-диаграммы водяного пара. Уравнение неразрывности дает возможность рассчитать живые сечения потока рабочего тела и, следовательно, высоту лопаток, диаметр и степень парциальности ступени.

Следует четко представлять себе разницу между активной и реактивной ступенями турбины, различие в протекании процессов в (h-s)-координатах, изменении параметров пара и треугольниках скоростей.

На практике турбинные ступени со степенью реактивности до 0,2-0,25 относят к активному типу, а со степенью реактивности 0,4-0,6 – к реактивному.

Активная ступень

1. Канал между рабочими лопатками имеет постоянное живое сечение по ходу пара.
2. Относительная скорость пара на рабочих лопатках постоянна при отсутствии потерь $W_{2t} = W_1$, где W_1 – относительная скорость входа на рабочие лопатки; W_{2t} – теоретическая скорость выхода пара из рабочей решетки.
3. Давление пара на рабочей решетке постоянно, расширение пара происходит только в сопловой решетке, то есть $P_1 = P_2$, где P_1 – давление на входе на рабочие лопатки; P_2 – давление на выходе из рабочей решетки.
4. Степень реактивности ступени – отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток

$$\rho = \frac{N_{op}}{N_{oc} + N_{op}} = 0$$

5. Усилие, действующее на рабочую лопатку, в основном представляет собой равнодействующую центробежных сил пара.

Реактивная ступень

1. Канал между рабочими лопатками конфузурного типа.
2. Относительная скорость пара на рабочих лопатках возрастает $W_{2t} > W_1$.
3. Расширение пара происходит в сопловой и в рабочей решетке $P_1 > P_2$.
4. Степень реактивности в классической реактивной ступени $\rho = 0,5$.

5. Усилие, действующее на рабочую лопатку, равно сумме равнодействующей центробежных сил, силы реакции потока и осевого усилия, возникающего при $P_1 > P_2$

При изучении характеристик турбинных решеток необходимо обратить внимание на результаты их экспериментального исследования, определение потерь в проточной части и их анализ, определение относительного лопаточного КПД ступени.

При рассмотрении построения треугольников скоростей и определения размеров сопловых и рабочих решеток следует изучить пример расчета одновенечной ступени.

Вопросы для самопроверки

1. Давление перед ступенью $P_0 = 3$ МПа, температура $t_0 = 480^\circ\text{C}$. Определите параметры торможения перед ступенью, если скорость пара $C_0 = 140$ м/с.
2. Какие потери учитывает относительный лопаточный КПД?
3. Для чего строят треугольники скоростей?
4. Запишите уравнения неразрывности для выходных (горловых) сечений сопловой и рабочей решеток и объясните их смысл.
5. Что такое степень реактивности ступени?
6. Какое сопло следует применять для полного превращения потерь энергии в кинетическую при изэнтропийном расширении перегретого пара от параметров $P_0 = 3$ МПа и $t_0 = 350^\circ\text{C}$ до давления $P_1 = 1$ МПа? Какова при этом будет скорость истечения?

7. Чем отличаются ступени активного и реактивного типов? Изобразите графики изменения параметров в сопловой и рабочей решетках, процесс в (h-s)-диаграмме, треугольники скоростей для активной и реактивной ступеней.

8. В каких случаях происходит расширение пара в косом срезе турбинной решетки и чем определяется предел расширения в нем?

9. Почему в многоступенчатых турбинах степень реактивности растет от первых ступеней к последним?

10. От каких факторов зависят потери в сопловой решетке?

11. От каких факторов зависят потери на рабочей решетке?

12. Что называют геометрическими характеристиками турбинной решетки?

13. Что относится к газодинамическим характеристикам решеток?

14. Как маркируются стандартные профили сопловой и рабочих решеток?

Примечание: Геометрические характеристики сопловых и рабочих решеток смотри в / 3, 8 /, а конструктивное их выполнение в / 3, 5, 8 /.

Теория процессов в ступени турбины

Относительный лопаточный КПД. Процессы расширения рабочего тела. Зависимость КПД на лопатках от отношения скоростей u/C_{ϕ} . Оптимальное значение этого отношения. Энергетический баланс ступени турбины.

Внутренний относительный КПД ступени. Классификация потерь ступени. Потери от утечек, трения и вентиляции, от влажности пара. Течение пара во внутренних уплотнениях. Определение потерь от влажности пара и их влияние на экономичность турбинной ступени и турбины АЭС в целом. Эрозия деталей паровых турбин. Способы защиты рабочих лопаток от эрозионного разрушения.

Течение пара в ступенях с длинными лопатками. Распределение степени реактивности и давлений по длине лопатки. Целесообразность закрутки длинных лопаток. Непосредственный механизм возникновения усилия на лопатках. Ступени скорости. Оптимальные условия получения работы в турбине со ступенями скорости. Выбор характеристик ступени турбины при проектировании.

Методические указания

Для облегчения усвоения материала тем 3 и 4 ниже приводится краткое обобщение методики расчета ступени турбины. На рис.1, 2 изображены расчетные схемы процессов расширения пара для одновенечной и двухвенечной ступеней в (h-s)-диаграмме и соответствующие им треугольники скоростей. Здесь и далее для одновенечной ступени использованы следующие обозначения:

H_0, H_{oc}, H_{op} - располагаемые теплоперепады в ступени, в сопловой и рабочей решетках, причем $H_{oc} = H_0 (1-\rho)$ (здесь ρ - степень реактивности ступени), $H_{op} = \rho H_0$, Дж/кг;

$P_0, t_0, U_0, h_0, P_1, t_1, U_1, h_1, P_2, t_2, U_2, h_2$ - давление, температура, удельный объем, энтальпия пара перед сопловой решеткой, перед и за рабочей решеткой, Па, °С, м³/кг, Дж/кг;

$U_{1t}, U_{2t}, h_{1t}, h_{2t}$ - теоретические удельные объемы и энтальпии пара за сопловой и рабочей решетками, м³/кг, Дж/кг;

P_0, t_0, U_0, h_0 - параметры полного торможения потока перед ступенью, Па, °С, м³/кг, Дж/кг;

$C_0^2 / 2$ - кинетическая энергия пара на входе в сопловую решетку, Дж/кг;

$\Delta H_c, \Delta H_p, \Delta H_{в.с.}$ - потери энергии в сопловой и рабочей решетках и с выходной скоростью, Дж/кг;

$\Delta H_{вл}, \Delta H_{ут}, \Delta H_T, \Delta H_B, \Delta H_K$ - дополнительные потери в ступени, связанные, соответственно, с влажностью пара, с утечками пара помимо сопловых и рабочих лопаток, с трением дисков о пар, с парциальным подводом пара, потери вентиляционные и концевые, Дж/кг;

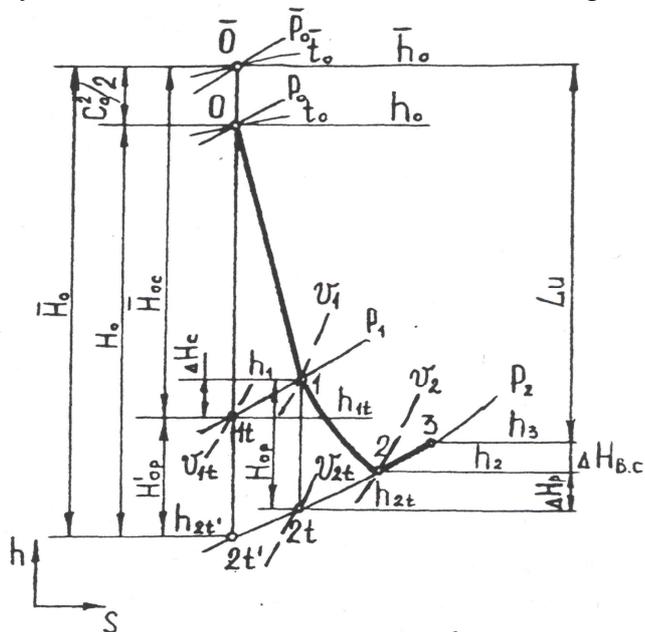
$\Delta H_{bc} = C_0^2 / 2$ - потери энергии с выходной скоростью, Дж/кг;

$\chi_{bc} \cdot \Delta H_{bc}$ - часть энергии выходной скорости, используемая в следующей ступени, Дж/кг;

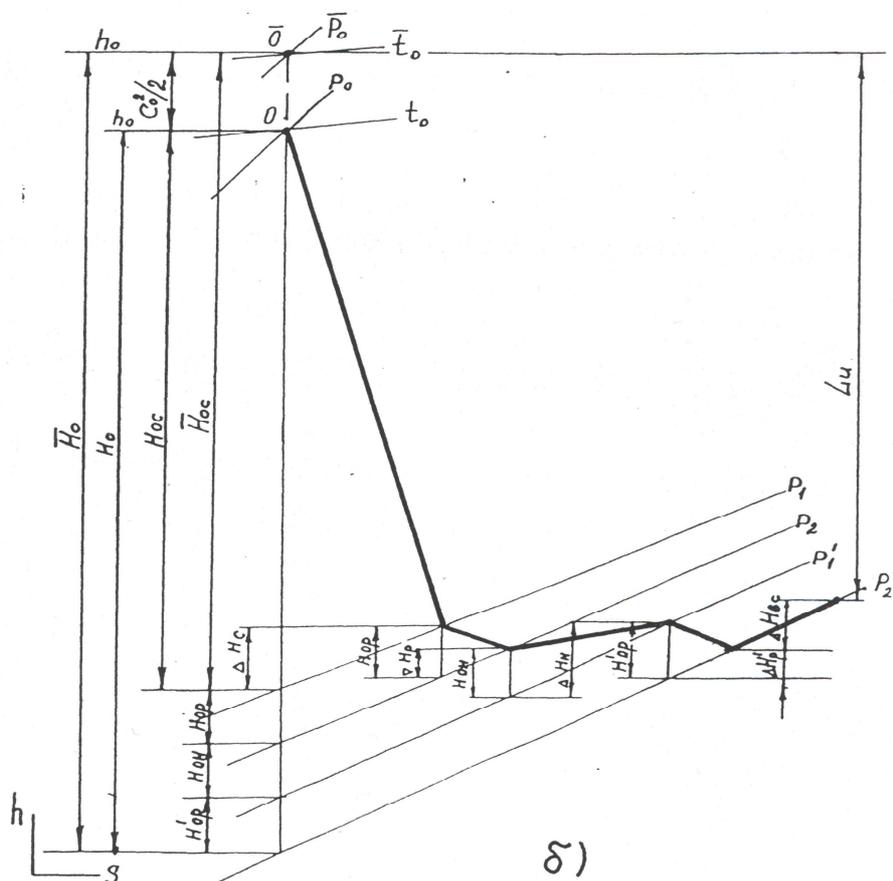
L_u - работа 1 кг пара на рабочих лопатках (удельная работа) ступени, Дж/кг;

C_1, W_1, C_2, W_2 - абсолютные и относительные скорости перед и за рабочей решеткой, м/с;

$\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ - углы абсолютных и относительных скоростей потока;



a)



b)

Рис. 1. Процессы расширения в (h-s)-диаграмме:
 а – для одновенечной ступени; б – для двухвенечной ступени

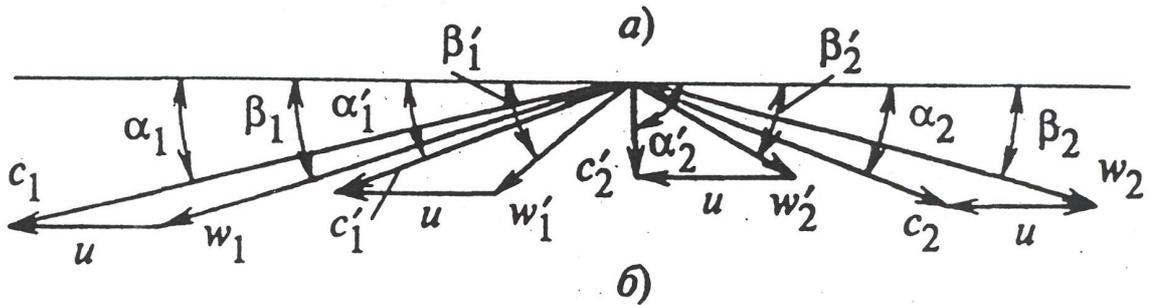
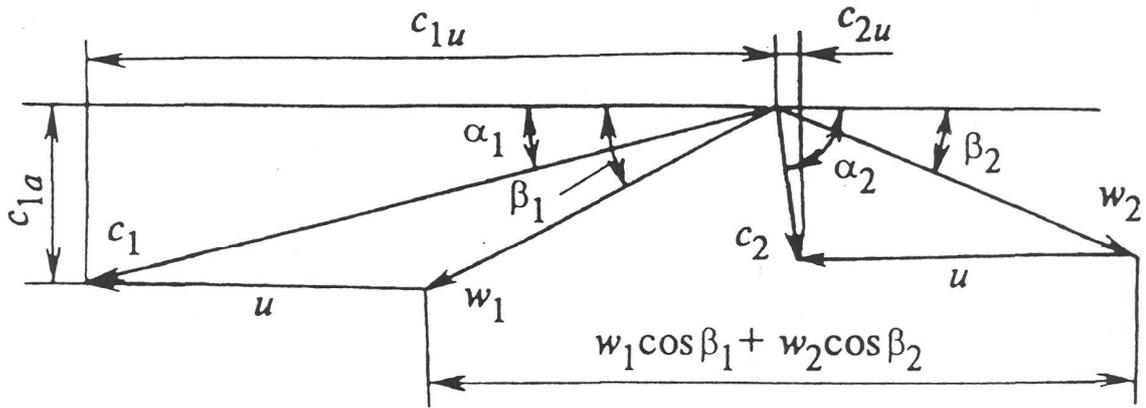


Рис. 2. Треугольники скоростей:
 а – для одновенечной ступени; б – для двухвенечной ступени

$C_{1u}, C_{2u}, W_{1u}, W_{2u}$ – проекции соответствующих скоростей на направление окружающей скорости, м/с.

Дополнительные обозначения для двухвенечной ступени:

$H_{он}, H_{ор}$ – располагаемые теплотерпады направляющей и рабочей решетки второго ряда, причем $H_{он} = \rho_n H_0$ и $H_{ор} = \rho H_0$, (Дж/кг), где ρ_n и ρ - степень реактивности направляющей и рабочей решетки второго ряда;

P_1, P_2 - давления за направляющей и рабочей решетками второго ряда, Па;

$\Delta H_p, \Delta H_n, \Delta H_r$ - потери энергии в рабочей решетке первого ряда, направляющей и рабочей решетках второго ряда, м/с;

C_1, W_1, C_2, W_2 - абсолютные и относительные скорости перед и за рабочей решеткой второго ряда, м/с;

$\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ - углы абсолютных и относительных скоростей потока в рабочей решетке второго ряда;

$e = \frac{L}{\pi d}$ - степень парциальности ступени, где L - длина дуги, занятой соплами,

d - средний диаметр ступени, м.

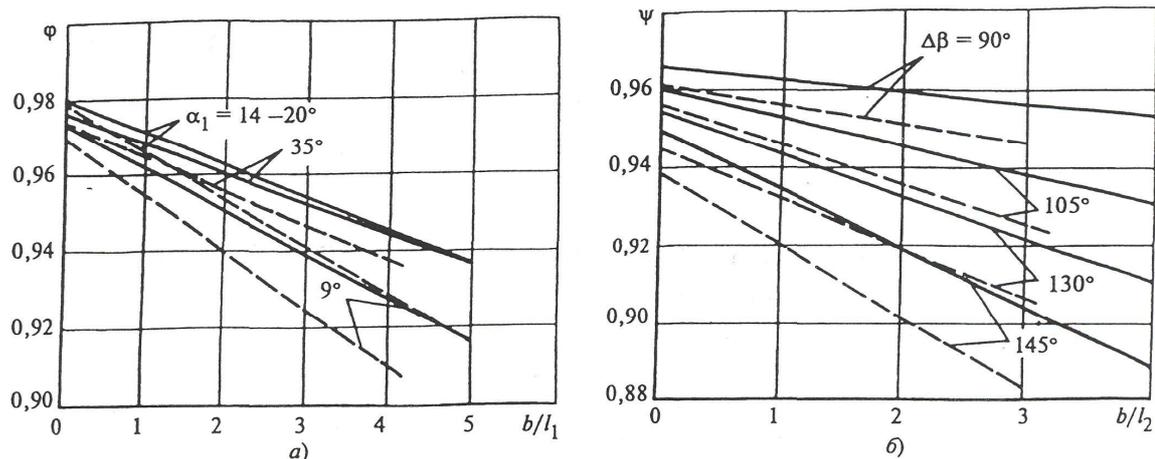


Рис. 3. Коэффициенты скорости для сопловых (а) и рабочих (б) решеток в зависимости от относительной высоты лопатки b/l , угла $\Delta\beta$ (или α_1) и d/l ($d/l > 10$ – сплошная, $d/l < 10$ – штриховая)

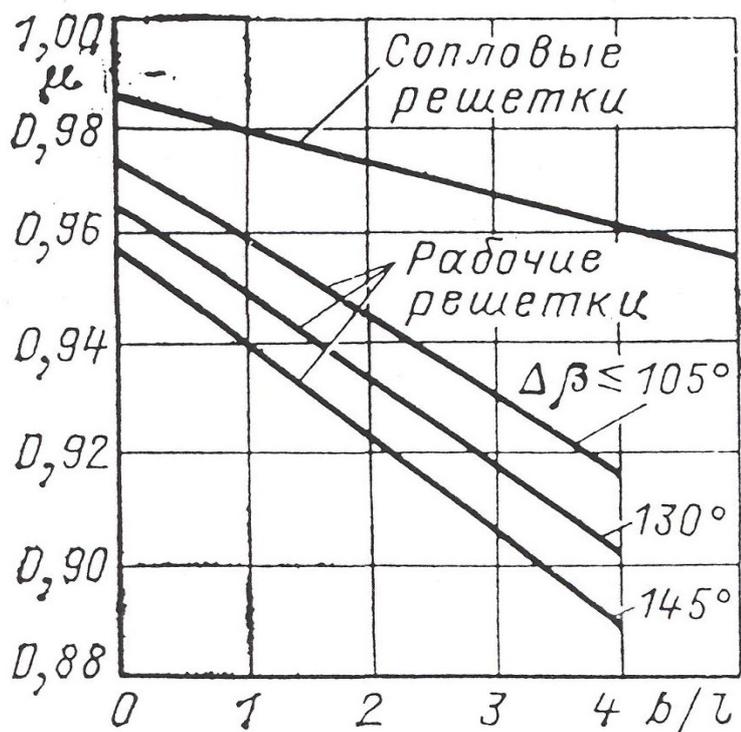


Рис. 4. Коэффициенты расхода сопловых и рабочих решеток в зависимости от относительной высоты лопатки b/l и угла поворота $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ для перегретого пара

Для построения треугольников скоростей ступени величина абсолютной скорости на выходе из сопловой решетки определяется по формуле, м/с:

$$C_1 = \varphi \sqrt{2\dot{H}_{oc}}$$

где φ – коэффициент скорости сопловой решетки, который при ориентировочных расчетах можно принимать по рис. 3; при более точных расчетах можно пользоваться методикой, изложенной в / 8 /.

Угол α_1 выбирается в пределах 11-16⁰ для промежуточных ступеней и до 20⁰ для последней ступени, причем меньшие значения принимаются при небольших объемных расходах пара.

Окружная скорость, м/с:

$$u = \pi \cdot d \cdot n$$

Величины W_1 и β_1 находятся из треугольника скоростей на входе в рабочую решетку по формулам, м/с:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2u C_1 \cos \alpha_1}; \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - u / C_1} \quad (1)$$

Относительная скорость на выходе из рабочих лопаток, м/с:

$$W_2 = \psi \sqrt{2H_{\text{оп}} + W_1^2},$$

где ψ – коэффициент скорости рабочей решетки, который при ориентировочных расчетах можно принимать по рис. 3.

Для более точной оценки следует пользоваться методикой, изложенной в / 8 /.

Угол выхода β_2 находится после определения высоты сопловой и назначения высоты рабочей решетки по формуле:

$$\operatorname{Sin} \beta_2 = \frac{F_2}{\pi d l_2 \cdot e} \quad (2)$$

Величины α_2 и C_2 находятся из геометрических соотношений для треугольника скоростей на выходе из рабочей решетки

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2u W_2 \cos \beta_2}; \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - u / W_2}$$

Величины скоростей и углов для направляющих лопаток и лопаток второго ряда двухвенечной ступени находятся по аналогичным формулам (1), (2).

Работа 1 кг пара на рабочих лопатках, Дж/кг:

для одновенечной ступени

$$L_u = u(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2);$$

для двухвенечной ступени

$$L_u = u(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2 + C_1' \cos \alpha_1' + C_2 \cos \alpha_2).$$

Усилие пара, действующее на рабочие лопатки в направлении окружной скорости, (окружное усилие), Н:

для одновенечной ступени

$$R_{u1} = G (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2);$$

для двухвенечной ступени

$$R_{u1} = G (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2);$$

$$R_{u2} = G (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2),$$

здесь G – массовый расход пара, кг/с.

Мощность, развиваемая на рабочих лопатках ступени (лопаточная мощность),

Вт:

для одновенечной ступени

$$N_u = G L_u = R_{u1} u = G u (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2);$$

для двухвенечной ступени

$$N_u = G L_u = G u (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2 + C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2).$$

Относительный лопаточный КПД :

для одновенечной ступени

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{\text{вс}} \cdot (1 - \chi_{\text{в.с.}})}{E_0};$$

для двухвенечной ступени

$$\eta_{ол} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{вс} - \Delta H_n - \Delta H'_p}{E_0},$$

где E_0 - располагаемая энергия ступени, (Дж/кг),
причем $E_0 = H_0 - \chi_{в.с.} \Delta H_{вс}$; $\Delta H_c = (1-\psi^2) H_{ос}$;

$$\Delta H_p = (1-\psi^2) W_{2t}^2 / 2; \quad \Delta H_{вс} = C_2^2 / 2; \quad \Delta H_n = (1-\psi_n^2)(C_2^2 / 2 + H_{он}).$$

Если энергия выходной скорости используется в следующей ступени, то $\chi_{в.с.} = 1,0$; если энергия не используется, то $\chi_{в.с.} = 0$.

Относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \frac{\Delta H_{ут}}{E_0} - \frac{\Delta H_{т}}{E_0} - \frac{\Delta H_{в}}{E_0} - \frac{\Delta H_{к}}{E_0} - \frac{\Delta H_{вл}}{E_0},$$

где $\Delta H_{ут}$ - потери от утечек пара в диафрагменном уплотнении (помимо сопел) и в зазорах по бандажу (помимо рабочих лопаток). При этом в активных ступенях можно учитывать только потери в диафрагменном уплотнении, используя формулу, Дж/кг:

$$\Delta H_{ут} = \frac{\mu_y \cdot F_y}{\mu_1 \cdot \sqrt{Z_r} \cdot F_1} \cdot \eta_{ол} \cdot E_0,$$

где F_y - площадь зазора в уплотнении диафрагм, м²;

μ_y - коэффициент расхода через щель в ступенчатом уплотнении, равный 0,7-0,8;

μ_1 - коэффициент расхода сопловой решетки (см. рис. 4);

Z_r - число гребней в уплотнении;

F_1 - площадь выходного (горлового) сечения сопла, м².

Потери от утечек в реактивных ступенях можно определить по приближенной формуле, Дж/кг:

$$\Delta H_{ут} \approx 3 \frac{\delta}{l_1} \cdot \eta_{ол} \cdot E_0,$$

где δ - радиальный зазор по рабочим и сопловым лопаткам, мм; l_1 - высота сопловых лопаток, мм.

Относительные потери трения, Дж/кг:

$$\xi_{т} = \frac{10^{-3} \cdot d \cdot x_{\phi}^3}{e \cdot l_1 \cdot \mu_1 \cdot \sin \alpha_1}; \quad x_{\phi} = \frac{u}{C_{\phi}}; \quad C_{\phi} = \sqrt{2 \cdot H_0},$$

где C_{ϕ} - фиктивная скорость, эквивалентная полному преобразованию без потерь располагаемой энергии ступени E_0 в кинетическую энергию.

Относительные потери от вентиляции в ступенях с парциальным подводом пара ($e < 1,0$) определяется по формуле:

$$\xi_{в} = k_{в} \cdot \frac{x_{\phi}^3}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1-e}{e} \cdot m = \frac{\Delta H_{в}}{E_0},$$

где $k_{в}$ - коэффициент, который можно приближенно принять равным 0,065 при отсутствии защитного кожуха и 0,03 - при наличии кожуха;

m - число ступеней скорости (венцов лопаток на рабочем диске).

Потери на краях дуги подвода пара (концевые потери) при $e < 1,0$, Дж/кг:

$$\Delta H_{к} = \xi_{к} E_0,$$

причем
$$\xi_{ск} = 0,135 \cdot \frac{B_2 \cdot l_2 + 0,6 \cdot B_2' \cdot l_2'}{F_1} \cdot \eta_{ол} \cdot i \cdot x$$

где B_2, l_2, B_2', l_2' - ширина и высота первого и второго ряда рабочих решеток, м; F_1 - площадь сопловых каналов, м²; i - число разделенных промежутками сопловых групп.

Относительные потери от влажности можно учитывать по формуле, Дж/кг:

$$\xi_{вл} = 2x_{ф} \cdot [1,2 \cdot (1 - x_0) + 0,6 \cdot (x_0 - x_2)],$$

причем $\Delta H_{вл} = \xi_{вл} E_0$, Дж/кг,

здесь $(1 - x_0)$ - начальная степень влажности пара перед ступенью;

$(x_0 - x_2)$ - увеличение влажности в результате расширения в ступени.

Приведенные выше формулы для дополнительных потерь в ступени, (относительных и абсолютных) $\xi_{ут}(\Delta H_{ут})$, $\xi_{в}(\Delta H_{в})$, $\xi_{т}(\Delta H_{т})$, $\xi_{к}(\Delta H_{к})$, $\xi_{вл}(\Delta H_{вл})$, справедливы для ступеней стационарных паровых турбин.

Вопросы для самопроверки

1. Какая основная характеристика турбинной ступени определяет ее экономичность?
2. Какая из ступеней (активная или реактивная) срывает при одинаковом диаметре, частоте вращения и оптимальном выполнении?
3. При ремонте турбины увеличили число гребешков диафрагменного уплотнения с четырех до шести. Как изменится утечка пара?
4. Как будут отличаться потери на трение в первых ступенях двух турбин, если для одной из них $t_1 = 500^\circ\text{C}$; $P_1 = 10\text{МПа}$, а для второй $t_1 = 500^\circ\text{C}$; $P_1 = 20\text{МПа}$; частота вращения $n = 50$ 1/с, диаметр диска $d = 1,2$ м?
5. Активная ступень перерабатывает теплоперепад $H_0 = 40$ кДж/кг. Какой теплоперепад может переработать двухвенечная ступень такого же диаметра, если частота вращения одинакова?
6. Почему в ступени с длинными лопатками последние выполняются закрученными?
7. Каковы преимущества и недостатки ступеней с несколькими венцами?
8. Каковы значения оптимальных отношений скоростей $u/C_{ф}$ и оптимальных теплоперепадов для активной ступени при $\rho = 0$ и для реактивной при $\rho = 0,5$?
9. Для чего в активных ступенях вводится небольшая степень реакции?
10. Почему относительный внутренний КПД меньше относительного лопаточного?

Многоступенчатые паровые турбины

Общие потери турбины как целого агрегата. Потери на дросселирование и в выхлопном патрубке. Потери механические, от утечек через концевые уплотнения и зазоры у штоков клапанов. Преимущества и недостатки многоступенчатых турбин. Упрощенное и детализированное изображение процесса расширения в многоступенчатой турбине в $(h-s)$ -диаграмме. Коэффициент возврата теплоты и его оценка при проектировании турбин. Порядок теплового расчета многоступенчатой паровой турбины. Определение расчетного расхода пара через ступени турбин. Выбор теплоперепада регулирующей ступени. Ориентировочный расчет первой нерегулируемой и последней ступеней турбины. Влияние расхода и давления отработавшего пара на размеры и конструкцию последней ступени турбины. Результаты технико-экономических расчетов по выбору оптимальных размеров ступени для крупных турбин. Особенности расчета газовых турбин.

Турбины с противодавлением. Турбины с промежуточным регулируемым отбором пара. Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара. Турбины с двумя отопительными отборами пара. Применение встроенных пучков в конденсаторах теплофикационных турбин. Диаграммы режимов

турбин с противодавлением и теплофикационных турбин. Особенности работы и конструкции теплофикационных турбин. Турбины АЭС. Особенности их конструкции. Определение числа ступеней турбины. Осевые усилия в многоступенчатой турбине и способы их уравнивания. Детали конструктивного устройства турбин. Концевые уплотнения. Органы парораспределения. Выходная коробка. Камеры и патрубки отборов. Эрозия рабочих лопаток и способы влагоудаления из проточной части турбины. Предельная мощность однопоточной турбины и выбор размеров последней ступени. Конструкции многоступенчатых турбин.

Методические указания

По теме рекомендуется рассмотреть, как строится упрощенное и детализированное изображение процесса расширения пара в многоступенчатой турбине на (h-s)-диаграмме с учетом потерь в стопорном и регулирующих клапанах, выхлопном патрубке, а также потерь на утечку через концевые уплотнения.

Потерю давления в стопорном и регулирующих клапанах принимают 3-5 % от давления P_0 перед стопорным клапаном и находят давление перед соплами первой ступени, (МПа):

$$P_0 = (0,95-0,97)P_0 .$$

Давление за последней ступенью выше давления в конденсаторе на величину ΔP_k - потерю давления в выхлопном патрубке, (МПа):

$$P_z = P_k + \Delta P_k ,$$

$$\text{где } \Delta P_k = \lambda \cdot \left(\frac{G_p}{100} \right)^2 \cdot P_k ,$$

λ – коэффициент, учитывающий потери в выхлопном патрубке турбины ($\lambda = 0,05-0,1$); G_p - скорость пара в выхлопном патрубке (для конденсационных турбин составляет 100-120 м/с, а для турбин с противодавлением - 50-80м/с).

К расходу пара G_0 , определенному по требуемой мощности N , с учетом отборов на регенерацию (нерегулируемых) и к потребителям тепла (регулируемых), требуется прибавить утечки пара через переднее концевое уплотнение $G_{вт}$ и зазоры штоков клапанов. Тогда расход пара через сопла регулирующей ступени, кг/с :

$$G_0 = G_0 + G_{вт} + G_{шт} .$$

Утечка пара через зазоры штоков клапанов определяется как

$$G_{шт} \approx 0,005(G_0 + G_{вт}),$$

т. е. 0,5 % от $(G_0 + G_{вт})$. Имея эти данные, можно построить приближенный процесс расширения пара в турбине, рассчитать схему регенерации и определить G_0 и G_0 . Учитывая при расчете регенерации отборы пара, можно определить расходы пара через все отсеки турбины.

Следует внимательно изучить порядок теплового расчета многоступенчатой турбины, чтобы в дальнейшем использовать полученные знания при выполнении курсового и дипломного проектирования. Важно также обратить внимание на обоснование выбора типа регулирующей ступени с учетом стоимости и экономичности турбины. Для мощных конденсационных турбин регулирующая ступень выбирается одновенечной. В теплофикационных турбинах, где расход пара изменяется в широких пределах, выбирается двухвенечная регулирующая ступень. Хотя КПД двухвенечной ступени ниже одновенечной, но он меньше снижается при изменении расходов пара.

Предельная мощность однопоточной турбины ограничена размерами последней ступени, которые выбирают по условиям прочности. Длина рабочей лопатки последней ступени конденсационной турбины со скоростью вращения ротора 50 1/с не превышает 1200 мм (турбина К-1200-23,7 ЛМЗ) во избежание чрезмерных напряжений в корневом сечении от центробежных сил.

Число цилиндров турбины зависит от мощности турбины и достигает пяти и более, при этом три или четыре цилиндра низкого давления выполняются двухпоточными. Разделение потоков перед последними ступенями на два, три, четыре, шесть потоков при допустимой длине лопаток обеспечивает большие объемные пропуски пара с умеренной окружной скоростью рабочей решетки последней ступени / 8 /.

Вопросы для самопроверки

1. Почему турбины выполняют многоступенчатыми?
 2. Максимально возможный диаметр цельнокованого ротора по ограничениям изготовления составляет $d = 1,0$ м. Какой теплоперепад может переработать одна чисто активная ступень при частоте вращения 50 1/с?
 3. Почему стремятся увеличить единичную мощность турбоагрегата? Что препятствует этому?
 4. В чем выгода использования титановых сплавов для изготовления турбинных лопаток?
 5. Почему для крупных турбин насыщенного пара целесообразен переход на пониженную частоту вращения?
 6. С какой целью устанавливаются концевые уплотнения и как используется протекающий через них пар?
 7. За счет чего в турбине возникают осевые усилия, какие конструктивные меры используются для уменьшения осевых усилий? Чем воспринимается остаточное осевое усилие и за счет чего удерживается ротор от осевого сдвига?
 8. Что такое «возврат теплоты» в многоступенчатых турбинах?
 9. Почему мощные теплофикационные турбины выполняют многоцилиндровыми?
 10. Что определяет количество ЦНД в турбине?
 11. Какие конструктивные особенности характерны для ЦВД и ЦНД современных паровых турбин со сверхкритическими параметрами?
- По теме «многоступенчатые паровые турбины» обязательным является изучение конструкций современных действующих и проектируемых паровых турбин / 3, 5, 7-10, 12 /.

Переменный режим работы паровых турбин

Работа одиночного сопла и решетки при изменении давлений перед и за решеткой. Анализ работы лабиринтового уплотнения как системы одинаковых щелей. Работа ступени турбины при режиме, отличающемся от расчетного. Изменение КПД и степени реактивности при изменении отношения скоростей u/C_{ϕ} для заданной ступени. Распределение давления в турбине при изменении пропуска пара. Конус расхода пара. Сетка расходов пара. Зависимость теплоперепадов ступени турбины от изменения пропуска пара. Влияние параметров пара на его расход через группу ступеней. Условия работы последней ступени конденсационной турбины при переменном давлении отработанного пара.

Работа турбины с дроссельным парораспределением при переменном пропуске пара. Построение процессов в (h-s)-диаграмме. Влияние степени расширения пара на потерю от дросселирования. Перегрузка турбины при помощи обводов. Сопловое парораспределение. Распределение расходов пара и давлений в группах сопел регулирующей ступени. Влияние изменения параметров пара на мощность и экономичность турбины. Формула Стодола-Флюгеля и ее использование при решении задач переменного режима. Регулирование мощности турбины способом скользящего давления. Диаграммы режимов паровых турбин.

Методические указания

Тепловой расчет предопределяет конструкцию турбинной ступени, при этом расчетный режим соответствует работе ступеней в оптимальных условиях, то есть с максимальным КПД при оптимальном отношении скоростей u/C_{ϕ} .

При работе на нерасчетных режимах (переменные режимы) условия работы сопловых решеток и рабочих решеток, ступеней, групп ступеней изменяются, что может привести к понижению КПД, изменению степеней реактивности, осевых усилий и т.д. Поэтому необходимо изучить работу турбины и ее элементов при переменных режимах, чтобы учесть отклонения параметров при конструировании и эксплуатации турбин. Для расчета сопловых решеток на переменных режимах используется сетка относительных расходов, представляющая собой графическую зависимость относительного расхода пара q от величин относительных давлений пара перед сопловой решеткой ε_0 и за ней ε_1 . Используя этот график, можно построить график зависимости давлений за клапанами от степени их открытия, то есть от относительного расхода пара. Связь между относительным расходом q и относительными давлениями перед и за сопловой решеткой ε_0 и ε_1 в пространственной системе представляют собой конус расхода. Сетка расходов - проекция конуса расхода на плоскость q - ε_1 .

В турбинах с дроссельным парораспределением регулирующая ступень отсутствует. При изменении расхода пара давления в ступенях изменяются прямо пропорционально расходу, а располагаемые теплоперепады всех ступеней, кроме последней, не изменяются. В турбинах с сопловым парораспределением конденсационного типа при изменении расхода пара через турбину изменяются теплоперепады первой регулирующей и последней нерегулируемой ступеней, а в остальных остаются постоянными.

Оценка работы на переменных режимах группы ступеней производится при помощи формулы Стодола-Флюгеля:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{10}^2 - P_{20}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{01}}{T_1}},$$

где P_{10} , T_{10} – параметры перед группой ступеней, соответствующие расчетному расходу пара G_0 ;

P_1 , T_1 – те же параметры при нерасчетном расходе G ;

P_{20} , P_2 – давление за группой ступеней при расчетном и нерасчетном режимах.

Формула упрощается для конденсационных турбин, для которых $P_2 = P_{20} \approx$

0. Если пренебречь изменением начальной температуры, то $\frac{G}{G_0} = \frac{P_1}{P_{10}}$,

таким образом, изменение давления перед ступенями прямо пропорционально изменению расхода пара. С учетом особенностей переменных режимов рассматривают изменения условий работы ступеней, в которых теплоперепад меняется (изменение экономичности, степени реактивности и т.д.). Следует обратить внимание на работу последней ступени конденсационной турбины при изменении давления в конденсаторе и связать этот вопрос с понятием «предельный вакуум».

Для мощных блочных турбин применяется регулирование мощности способом «скользящего давления». Необходимо уметь делать анализ, сравнение различных способов парораспределения. Рекомендуемая литература / 3-4, 6-8/.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите узлы и детали турбины, на надежность которых следует обращать внимание, в первую очередь, при работе турбины с переменным пропуском пара.
2. Как изменяются теплоперепады в регулирующей, промежуточных и последней ступенях при изменении расхода пара?
3. В чем принципиальное отличие дроссельного и соплового парораспределения.
4. Какие преимущества имеет режим скользящего давления для энергоблока?
5. Какие параметры связывает диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара?

6. Почему турбины с регулируемым отбором пара не эксплуатируют в чисто противодавленческом режиме, а оставляют минимальным пропуск пара через ЦНД?

7. Расход пара на номинальном режиме через группу ступеней $G_0 = 125$ кг/с, давление перед группой $P_{10} = 9$, за ней – $P_{20} = 3$ МПа. Определите расход пара при уменьшении давления перед и за группой на 0,3 МПа при неизменной температуре в проточной части.

8. Каким образом осуществляется перегрузка турбин с обводным парораспределением?

Конденсационные установки паровых турбин

Назначение конденсационной установки. Схема конденсационной установки. Типы конденсаторов. Устройство поверхностного конденсатора. Разделение трубного пучка на собственно конденсатор и воздухоохладитель. Тепловые процессы в конденсаторе. Тепловой баланс конденсатора. Тепловой расчет конденсатора. Определение геометрических характеристик. Гидравлическое и паровое сопротивление конденсатора. Водяное и паровое сопротивление конденсатора. Кратность охлаждения. Переохлаждение конденсата. Компоновка трубного пучка. Особенности конструкции современных конденсаторов крупных турбин. Тепловой расчет конденсатора. Определение поверхности охлаждения, числа ходов воды, числа трубок, их длины. Воздухоотсасывающие устройства. Воздушная и гидравлическая плотность. Основные пароструйные и водоструйные эжекторы. Пусковые и вспомогательные эжекторы. Схемы включения эжекторов. Построение тепловых характеристик конденсатора при переменном режиме работы. Основы эксплуатации конденсационных установок. Условия эксплуатации в переменных режимах. Выбор оптимального режима эксплуатации конденсационной установки.

Методические указания

При изучении этого раздела следует обратить внимание на сущность тепловых процессов в конденсаторе, составление теплового баланса конденсатора, на методику теплового расчета конденсатора и определение основных геометрических размеров конденсатора, количества трубок, конструктивное оформление со встроенными пучками. Особое внимание уделить основам эксплуатации конденсационных установок / 3,7 /.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные функции конденсатора.
2. Назовите основные устройства конденсационной установки и их назначение. Почему компоновку основного пучка конденсатора выполняют ленточной? . Почему в конденсаторе образуется глубокий вакуум? Что такое «переохлаждение конденсата», каковы его причины и чем оно вредно? Почему конденсаторы крупных турбин крепят к корпусу ЦНД только посредством сварки? Почему конденсатор не крепят к фундаменту жестко, а устанавливают его на пружинах? Для каких целей служит встроенный пучок в конденсаторах теплофикационных турбин? В каком ходе охлаждающей воды конденсатора и почему размещают воздухоохладитель? Что такое кратность охлаждения? Как проверить плотность вакуумной и водяной плотности конденсатора?

Регулирование паровых турбин

Простейшая система регулирования частоты вращения. Принципиальная схема устройства системы регулирования паровых турбин. Командующие органы. Передаточно-усилительные органы. Исполнительные органы. Статическая характеристика. Степени не-

равномерности и нечувствительности системы регулирования. Параллельная работа турбоагрегатов. Механизм управления турбоагрегатом. Масляное регулирование конденсационной турбины с рычажной передачей импульсов от регулятора скорости к исполнительным органам. Уравнение моментов на валу турбины. Схема регулирования с гидравлическими связями и быстроходным регулятором скорости. Гидродинамические системы регулирования. Требования к системам регулирования и их дополнительные элементы. Нагружение и разгрузка. Стопорный клапан, способы его закрытия. Отсечные клапаны ЦСД. Автомат безопасности, его воздействие на стопорный и отсечной клапаны при сбросе нагрузки. Реле осевого сдвига, реле падения вакуума. Защита турбины от понижения давления масла в системе смазки и регулирования. Регулирование паровых турбин с отбором пара. Связанная система регулирования конденсационной турбины с отбором пара. Характеристики регулирования скорости и давления. Характеристики саморегулирования турбин.

Методические указания

Выработка электроэнергии турбоагрегатами всегда должна совпадать с ее потреблением. Только при таком условии можно поддерживать постоянной частоту вращения ротора и частоту электрического тока.

Поддержание частоты вращения является главной функцией системы автоматического регулирования (САР) конденсационной турбины. Вместе с тем, имеются турбины, главной задачей которых является снабжение потребителей теплотой (турбины с противодавлением), отдаваемой потребителю в виде пара определенного давления. Главной задачей САР таких турбин является поддержание в определенных пределах давления отработавшего пара.

В энергосистемах, где значительную долю составляют ТЭЦ с турбинами с регулируемыми отборами пара, возникает необходимость работы по независимым электрическому и тепловому графикам. Поэтому системы регулирования таких турбин должны допускать независимое управление и поддержание как постоянной частоты вращения, так и давления отбираемого пара, и работу как по электрическому, так и по тепловому графикам. От правильной работы системы регулирования и защиты турбины зависит экономичность и безаварийность работы турбоагрегата.

Качественную оценку работы САР дают статическая и динамическая характеристики. Первая представляет собой зависимость частоты вращения ротора от нагрузки турбины при установившихся режимах, вторая - при полном сбросе нагрузки.

В качестве регуляторов скорости используются центробежный без-шарнирный регулятор (на турбинах ЛМЗ) и гидродинамический регулятор, представляющий собой сочетание импеллерного насоса с мембранно-ленточным регулятором (на турбинах ТМЗ). Бесшарнирный регулятор управляет турбиной за счет своих упругих деформаций, гидродинамический - за счет изменения давления рабочей жидкости в напорном патрубке импеллерного насоса при изменении частоты вращения ротора.

При изучении темы необходимо ознакомиться по схемами САР паровых турбин ЛМЗ с промперегревом, регулируемые отборами пара (турбин ЛМЗ: К-300-23,7, ПТ-60-12,7/1,27 ; турбин ТМЗ: Т-100/110-12,7 / 1, 3, 7, 9 /.

Вопросы для самопроверки

1. Для чего турбина снабжается системой автоматического регулирования?
2. Что изображает статическая характеристика регулирования и как она строится?
3. Определите степень неравномерности системы регулирования при $n_0 = 50$ 1/с, если частота вращения на холостом ходу равна $n_{хх} = 51$ 1/с, а при максимальной нагрузке $n_{мн} = 49$ 1/с?
4. Может ли статическая характеристика иметь горизонтальные участки? Почему в областях малых и максимальных нагрузок ее делают более крутой?

5. Определите возможный диапазон самопроизвольных колебаний нагрузки для турбины мощностью 1200 МВт со степенью неравномерности $\delta = 4,5\%$ и степенью нечувствительности $\varepsilon = 0,2\%$.

6. Какие функции выполняет синхронизатор? Как он влияет на статическую характеристику регулирования?

7. В чем преимущества гидравлических связей перед рычажными?

8. В чем основное отличие гидродинамических САР от других систем?

9. Как должна работать САР при отключениях электрогенератора от сети?

10. Для чего САР снабжают дифференциатором и каков принцип его работы?

11. В чем состоит отличие электрогидравлической САР от гидромеханической?

12. В чем преимущества быстроходного безшарнирного регулятора ЛМЗ?

13. Назовите исполнительные органы системы аварийной защиты турбины от разгона? Почему на линии промперегрева устанавливают стопорные, а на линиях отборов - обратные клапаны?

14. Чем опасен осевой сдвиг ротора и что конструктивно представляет собой реле осевого сдвига?

15. Чем опасно возрастание давления в выхлопном патрубке?

Масляное хозяйство паровой турбины. Подшипники.

Принципиальные схемы масляного хозяйства турбины. Аварийная смазка подшипников. Масляные баки. Влияние условий смазки на срок службы масла. Кратность циркуляции, элементы расчета опорных и упорных подшипников и их конструкции. Масляные насосы паровой турбины. Маслоохладители. Меры противопожарной безопасности. Применение синтетических масел и конденсата в системах регулирования паровых турбин.

Методические указания

Надежная работа подшипников турбины и генератора возможна только при непрерывной подаче смазки, в качестве которой применяют органические или синтетические масла.

В тех случаях, когда масло, используемое в системах смазки, одновременно применяется и в качестве рабочей жидкости системы регулирования, система смазки становится частью общей системы маслоснабжения. В современных мощных турбинах из соображений пожаробезопасности в качестве рабочей жидкости в САР используют негорючие синтетически жидкости или воду, а в системах смазки - органические масла, тогда система смазки является автономной.

В блочных ПТУ в общую систему смазки входят также подшипники приводной турбины питательного насоса. На ТЭС с поперечными связями по пару и конденсату смазка подшипников автономна.

К системам смазки предъявляется ряд требований. Первое из них - высокая надежность системы. Для ее обеспечения применяют дублирование и резервирование элементов, а также несколько независимых контуров защит. Второе требование - пожаробезопасность. Органическое масло возгорает при температуре 370°C . Поэтому в процессе эксплуатации должно быть исключено попадание масла на горячие части турбины, паропроводы и т.д. Третье требование - система должна обеспечивать возможность длительного использования масла (8-10 лет). Высокая стоимость масла (особенно негорючих жидкостей) не позволяет производить его частую замену. Поэтому контроль качества масла и эксплуатация масляной системы должны производиться так, чтобы обеспечить сохранение пригодности масла к эксплуатации в течение длительного времени.

Следует обратить внимание на то, что по уровню давления масляные системы можно разделить на две группы: низкого давления для смазки уплотнения генератора

(с водородным охлаждением) и питания гидромурфт и высокого давления - для регулирования. Давление масла в системе смазки превышает 0,295 МПа, а в системе уплотнения генератора – 0,392 МПа. Давление в системе регулирования зависит от мощности, параметров и конструктивных особенностей турбоагрегата. В современных мощных турбогенераторах оно доходит до 4,5 МПа, а в турбинах малой и средней мощности составляет 0,49-0,98 МПа / 2-3, 7 /.

Вопросы для самопроверки

1. Какие основные требования предъявляются к системам смазки паровых турбин и каковы основные функции масла в подшипниках?
2. Почему при расположении главного центробежного масляного насоса на валу турбины маслобак располагают также на одном уровне с турбиной? Каковы недостатки расположения маслобака выше и ниже уровня турбины?
3. Что такое «инжектор» и для чего он применяется в системе смазки турбины?
4. Какие агрегаты обеспечивают надежную работу системы маслоснабжения?
5. Нужны ли аварийные масляные бачки в системах смазки с главным масляным насосом, расположенным на валу турбины?
6. Чем определяются размеры масляного бака?
7. Почему масло из подшипников сливается в верхние слои маслобака, а из системы регулирования – под уровень масла?
8. С какой целью маслобак снабжается эксгаустерами?
9. Почему в маслобак сливают нагретое масло, а не охлаждают его предварительно в маслоохладителях?
10. Какие функции в системе смазки выполняет реле давления?
11. Перечислите основные характеристики органических и неорганических масел.
12. Как определить давление масла, необходимое для системы регулирования?

Конструкции и расчеты на прочность деталей турбин

Надежность и безопасность работы турбины как основное требование при проектировании паровой турбины, условия механической и вибрационной прочности турбинных элементов. Общие условия выбора материалов для турбины с точки зрения прочности, ползучести и усталости. Усилия, действующие на лопатки турбины. Колебания лопаток. Определение частоты собственных колебаний лопаток. Резонанс. Построение вибрационной диаграммы. Лопатки переменного сечения. Материалы лопаток и допускаемые напряжения. Барабаны и диски турбин. Влияние центробежных сил лопаток на прочность барабана. Расчет диска постоянной толщины и произвольного профиля. Способы посадки дисков на вал. Конструкции роторов. Критическое число оборотов. Балансировка роторов. Обеспечение тепловых расширений корпуса турбины. Связь между корпусом и подшипниками турбины. Мертвая точка корпуса. Относительные деформации корпуса и ротора турбины при различных режимах. Диафрагмы паровой турбины. Напряжения в диафрагме. Конструктивные типы концевых уплотнений. Расчет на прочность деталей конденсатора / 3, 7-8 /.

Методические указания

Надежность такой сложной конструкции, как паровая турбина, определяется условиями работы ее элементов и свойствами материалов, из которых они изготовлены. На элементы турбины действуют постоянные и переменные силы. Эти элементы подвергаются коррозии при высокой температуре во влажной среде и эрозионному износу под слоем отложений. Для повышения экономичности и в целях экономии топлива давление и температура пара увеличиваются, при понижении металлоемкости узлы и детали турбины оказываются более нагруженными. Поэтому требуются прочные материалы, обеспечивающие надежность конструкции.

Для оценки надежности элементов конструкций необходим расчет напряжений и деформаций, возникающих в деталях паровой турбины при эксплуатации. Для расчета этих величин используются методы теорий упругости, пластичности и ползучести. В теории упругости предполагается однозначная зависимость между напряжениями и деформациями (закон упругости): после снятия нагрузок деформация тела исчезает. В реальных конструкционных материалах связь между напряжениями и деформациями не является однозначной при нагрузке и разгрузке. Такие материалы называются пластическими.

В теории пластичности используются гипотезы о связи между напряжениями и деформациями, подкрепленные экспериментальными данными. Так же, как и теория упругости, теория пластичности не может определить условия разрушения материалов, вследствие чего используются дополнительные условия - гипотезы прочности.

При высокой температуре начинают проявляться специфические свойства металлов, когда при постоянной нагрузке деформация металла непрерывно увеличивается вплоть до разрушения. Такое свойство материала называется ползучестью. Теория ползучести позволяет определить не только напряжения и деформации (как теории упругости и пластичности), но и время, в течение которого конструкция будет работоспособна.

При работе турбин практически всегда возникает вибрация роторов при самой совершенной технологии изготовления, качественной балансировке и монтаже. Поэтому «Правилами технической эксплуатации» ограничивается максимальная амплитуда колебаний, которую измеряют специальными приборами либо на крышках подшипников, либо на самом роторе (более совершенный способ). Причиной вибрации ротора может быть небаланс, появляющийся вследствие плохой балансировки или монтажа, обрыва рабочих лопаток, искривления оси ротора из-за неравномерного прогрева и охлаждения и т.д.

В некоторых турбинах при эксплуатации наблюдалась так называемая низкочастотная вибрация с частотой примерно в два раза меньшей, чем рабочая частота вращения. Причинами этого типа колебаний является аэродинамическое возбуждение автоколебаний ротора на масляной пленке подшипников скольжения. Частота таких колебаний не зависит от неуравновешенности ротора и ее характера. Этим же свойством обладает и так называемая высокочастотная вибрация, которая связана с неравножесткостью ротора. Если жесткость на изгиб ротора в различных плоскостях не одинакова, то при вращении под действием сил тяжести прогиб его меняется за один оборот. Так, если ротор в поперечном сечении имеет форму прямоугольника, то дважды за один оборот меняется его прогиб, что приводит к появлению высокочастотной вибрации с частотой вдвое большей, чем рабочая частота вращения. Такая форма ротора характерна, например, для двухполюсных генераторов.

При определенных частотах вращения линия статического прогиба ротора перестает быть формой устойчивого равновесия. Даже если ротор идеально сбалансирован, то, получив при этой частоте вращения прогиб под действием какого-либо импульса, он не возвращается в первоначальное состояние. В изогнутом состоянии его ось начинает вращаться вокруг линии статического прогиба с той же частотой, с какой сам ротор вращается вокруг собственной изогнутой оси. Частоты вращения, на которых наблюдается это явление, называются критическими. При достижении критической частоты амплитуды колебаний ротора резко возрастают, что может привести к разрушению ротора.

Роторы паровых турбин имеют рабочую частоту вращения большую, чем критическая. Такие валы называются гибкими. При пуске турбины необходимо как можно быстрее проходить критические частоты. При проработке материала данной темы следует обратить внимание на причину выполнения роторов высокого давления цельноковаными, а роторов низкого давления - с насадными дисками или сварными;

проследить влияние механической и вибрационной прочности на конструкцию в материале рабочих лопаток; выяснить назначение и устройство ленточных и проволочных бандажей рабочих лопаток, периферийных надбандажных уплотнений. Обратить внимание на недопустимость резонанса низкочастотных лопаток последних ступеней конденсационных турбин и задержки на критической частоте вращения, внимательно изучить вибрационную диаграмму.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте основные требования, которыми руководствуются при создании, эксплуатации и ремонте турбин.
2. В корневом сечении рабочей лопатки последней ступени площадью 30 см^2 действует центробежная сила $1,3 \text{ МН}$. Определите коэффициенты запаса по пределу текучести, если лопатку выполнить из сталей 2Х13 и МН-802.
3. Почему надежность деталей паровых турбин оценивают по пределу текучести, а не до предела прочности?
4. С какой целью в цельнокованом роторе высверливается центральное отверстие?
5. Какие силы препятствуют прогибу ротора при переходе критической частоты?
6. Почему в ступенях с парциальным подводом пара допустимое напряжение изгиба лопаток примерно в два раза меньше, чем при полном подводе?
7. Что такое «фикс-пункт турбины» и почему его выполняют в конденсационных турбинах всегда в области конденсатора?
8. Какова роль сферической поверхности вкладыша упорного подшипника?
9. Назовите отрицательные последствия повышения вибрации турбоагрегата.

Газотурбинные и парогазовые установки

Циклы газотурбинных установок. Зависимость экономичности ГТУ от параметров рабочего тела, температуры, степени повышения давления. Роль промежуточного охлаждения воздуха и промежуточного сжигания топлива в ГТУ. Одновальные и многовальные ГТУ. Камеры сгорания ГТУ. Расчет газовых турбин и компрессоров. Работа ГТУ в переменном режиме. Экономичность при переменных нагрузках ГТУ. Парогазовые установки, их достоинства и недостатки. Экономичность ПГТУ при переменных нагрузках. Перспективы развития газовых и паровых установок / 3, 8 /.

Методические указания

Результатом изучения темы должно явиться общее представление о газотурбинных и парогазовых установках и их особенностях. ГТУ имеют ряд достоинств по сравнению с паротурбинными: более компактны (топливо сжигается не в громоздком котле, а в небольшой по размерам камере сгорания, расположенной вблизи газовой турбины; кроме того, в ГТУ нет конденсационной установки); обеспечивают быстрый запуск и нагружение (0,5-30 мин); проще по конструкции и в обслуживании; менее емки в затратах металлов и других материалов при одинаковой с паровой турбиной мощности; имеют более низкую стоимость; почти не требуют воды для охлаждения.

Низкая стоимость, быстрый запуск и высокая маневренность ГТУ позволяют широко применять их для покрытия пиковой и полупиковой части графика электрической нагрузки и в резервных установках. ГТУ уступают ПТУ в следующем: по единичной мощности; на современном этапе развития имеют более низкий КПД; менее долговечны в эксплуатации; более требовательны к сортам топлива. Так, проблема использования твердого топлива в ГТУ до сих пор еще находится в стадии разработки, а применение тяжелых мазутов связано со значительными осложнениями как конструкции, так и эксплуатации установок.

В ряде случаев ГТУ используют как базовые агрегаты с утилизацией теплоты уходящих газов для теплофикации, а также на передвижных и транспортабельных электростанциях на полуприцепах-фургонах и в виде энергопоездов. Для отдельных районов в стране созданы и успешно эксплуатируются довольно мощные плавучие газотурбинные электростанции типа «Северное сияние». Дальнейшее развитие ГТУ направлено на повышение их единичной мощности, экономичности, надежности и долговечности, что определяется прогрессом в области создания жаропрочных материалов и разработкой эффективных способов охлаждения проточной части газовых турбин.

Большое будущее имеют атомные энергоустановки с газовыми турбинами и ядерными реакторами с газовыми теплоносителями как более простые по устройству, экономичности и компактности, чем атомные установки, работающие по пароводяному циклу.

Вопросы для самопроверки

1. Почему установленный киловатт мощности ГТУ дешевле, чем в ПТУ?
2. Что дает многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением и ступенчатый подвод тепла в ГТУ?
3. Что ограничивает предельную мощность ГТУ?
4. Чем объясняется лучшая маневренность ГТУ по сравнению с ПТУ?
5. Назовите значения начальных давлений и допустимых начальных температур для газовых турбин.
6. Перечислите внутренние и внешние потери в ГТУ.
7. Нарисуйте принципиальную тепловую схему газотурбинной установки и укажите ее элементы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ СРС

Контрольное задание 1

З а д а ч а 1. Как изменится расход перегретого пара через группу суживающихся сопел, если давление перед соплами P_0 снизится до P_{01} , а давление пара за соплами P_1 поднимется до P_{11} ? Температуру пара перед соплами считать неизменной.

Данные для расчета приведены в табл.1.

Таблица 1

Давление, МПа	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
P_{01}	0,8	1,2	1,8	2,2	2,5	3,4	3,6	3,6	4,2	4,8
P_1	0,5	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
P_{11}	0,6	1,1	1,6	1,7	2,1	2,3	2,8	3,1	3,8	4,4

Задача может быть решена с помощью сетки относительных расходов А.Н. Щегляева. К решению необходимо прилагать рисунок с графическим решением.

З а д а ч а 2. Произвести расчет сопловой решетки одной из промежуточных ступеней активной турбины с помощью аэродинамических характеристик решетки по следующим данным: расход пара G , кг/с; давление пара перед ступенью P_0 , МПа; температура пара перед ступенью t_0 , °С; давление пара за соплами P_1 , МПа; угол выхода пара из сопловой решетки α_1 , °; отношение скоростей $\frac{u}{C_1} = 0,45$; скорость пара на входе в решетку $C_0 = 0,15 C_1$.

Значения исходных данных приведены в табл.2.

Таблица 2

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G	60	60	60	60	60	50	50	50	50	50
P ₀	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
t ₀	350	400	450	500	550	350	400	450	500	550
P ₁	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
α ₁	13	13	13	13	13	14	14	14	14	14

Необходимо приложить эскиз процесса расширения пара в сопловой решетке в (h-s)-координатах.

З а д а ч а 3. Произвести тепловой расчет однодисковой активной турбины с двумя ступенями скорости по следующим данным:

мощность эффективная N_э, кВт;

число оборотов n, 1/с;

давление свежего пара P₀, МПа;

температура свежего пара t₀, °С;

противодавление P₁, МПа.

Значение исходных данных приведены в табл. 3.

Таблица 3

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
N _э	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	6000
n	100	100	100	83,3	83,3	83,3	83,3	50	50	50
P ₀	1,8	2,0	2,5	2,9	2,9	3,2	3,5	4,0	4,5	6,0
t ₀	350	350	350	375	375	400	400	425	425	425
P ₁	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0

К расчету необходимо приложить: сводную таблицу результатов расчета; выкопировку процесса из (h-s)-диаграммы; треугольники скоростей (в масштабе); схему проточной части (в масштабе).

Контрольное задание 2

З а д а ч а 1. Произвести предварительный расчет активной турбины по следующим данным:

номинальная мощность турбогенератора N_э, кВт;

число оборотов турбогенератора n, 1/с;

давление свежего пара перед турбиной P₀, МПа;

температура свежего пара перед турбиной t₀, °С;

давление пара при входе в конденсатор P_к, МПа;

турбина однокорпусная с сопловым парораспределением с двухвенечной активной регулирующей ступенью.

Значение исходных величин приведены в табл.4.

Таблица 4

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
N _э	1500	2500	4000	6000	12000	25000	50000	2500	4000	6000
n	133,3	100	83,3	50	50	50	50	100	83,3	50
P ₀	3,0	3,0	3,0	3,0	6,0	6,0	9,0	9,0	9,0	9,0
t ₀	450	450	450	450	460	460	435	435	435	539
P _к	0,006	0,006	0,006	0,005	0,005	0,004	0,004	0,006	0,005	0,005

Требуется определить предполагаемый расход пара, установить диаметр и оценить КПД регулирующей ступени, рассчитать первую и последнюю нерегулируемые ступени,

наметить профиль проточной части, выбрать число ступеней и произвести разбивку теплотерпада по ступеням.

Экономическую мощность принять равной 0,8 от номинальной.

З а д а ч а 2. Для рассчитанной выше турбины установить распределение потока между группами сопел и распределение давлений за регулирующими клапанами в зависимости от пропуска пара. Для расчета принять, что турбина имеет три регулирующих клапана и один перегрузочный. Полное открытие первого клапана отвечает 40 % экономической мощности, первого и второго – 70 %, открытие трех клапанов – 100 % нагрузки. Перегрузочный клапан осуществляет перегрузку турбины дл номинальной мощности.

Привести все расчетные формулы, таблицу итогов расчета, построить клапанную диаграмму.

Контрольное задание 3

З а д а ч а. Для турбины, рассчитанной в первом задании /задача 3/, наметить конструктивные размеры лопаток и диска и произвести их механический расчет (рассчитывается лопатка первого венца).

К расчету необходимо приложить сводную таблицу результатов расчета ступени из решения задачи 3 в первом контрольном задании.

Контрольное задание 4

З а д а ч а 1. Произвести тепловой расчет двухходового конденсатора с боковым потоком пара и с раздельным током воды по следующим условиям:

расход конденсируемого пара G_k , кг/с;

абсолютное давление в конденсаторе P_k , кПа;

степень сухости при входе в конденсатор x_k ;

расчетная температура воды $t_{в1}$, °С.

Недостающие значения исходных величин приведены в табл. 5.

Таблица 5

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G_k	8,33	11,11	13,89	22,22	27,78	38,89	44,44	50	55,55	61,11
P_k	6	5	4	5	4,5	3,5	4	3,5	4	3
x_k	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
$t_{в1}$	20	15	10	20	15	10	15	10	15	10

Требуется определить поверхность охлаждения конденсатора, его главные размеры, а также величину гидравлического сопротивления.

К расчету необходимо приложить вычерченный в масштабе эскиз конденсатора. Поверочный расчет конденсатора можно опустить. Для рассчитанного конденсатора построить его приближенную характеристику для пределов изменения удельной нагрузки (40 – 140)% от номинальной и температуры охлаждающей воды от 5 до 25 °С.

З а д а ч а 2. Определить КПД действительного цикла, удельный расход газа и удельную (отнесенную к 1 кВт мощности) поверхность регенератора для газотурбинной установки, работающей по циклу с постоянным давлением сгорания и с регенерацией тепла.

Данные для расчета:

начальная температура рабочего газа t_0 , °С;

температура засасываемого воздуха $t_{в}$, °С;

степень регенерации σ ;

относительный внутренний КПД турбины η_{oi} ;

внутренний КПД компрессора η_k .

Недостающие значения исходных величин приведены в табл. 6.

Таблица 6

Величины	Варианты
----------	----------

ны	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t_0	600	650	700	750	800	800	750	700	650	600
t_b	10	10	10	10	10	15	15	15	15	15
σ	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

Теплоемкость рабочего газа и воздуха необходимо принять одинаковыми и равными 1,05 кДж/кг град (зависимость от температуры не учитывать). Наивыгоднейшая степень повышения давления устанавливается вариантными расчетами или по соответствующей формуле / 8 /. Потерями давления по трактам пренебречь.

3. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

3.1. Методические рекомендации по проведению практических занятий

Практические занятия предусматривают изучение конструкций паровых турбин, отдельных узлов, деталей, практическую значимость применяемых способов решения технических проблем и задач. В данный объем входит решение задач по рассматриваемым разделам курса.

В начале практического занятия следует вспомнить необходимые для решения задач теоретические сведения (работа с аудиторией). Далее разбираются несколько (три, четыре – в зависимости от объема) типовых задач. Приводится (если это необходимо) алгоритм решения типовых задач. Разбираются примеры типовых ошибок. Далее для решения предлагаются более сложные задачи (одна, две), требующие креативного подхода.

Выдается домашнее расчетное задание (если оно предусмотрено по данной теме), анализируется выполнение предыдущего домашнего задания, разбираются типовые ошибки.

3.2. План проведения практического занятия

Тема занятия: Приобретение навыков в построении процесса расширения пара в турбинах различных типов.

Цель: научить студентов выполнять построение процесса расширения пара в проточной части турбины, используя исходные данные принципиальных тепловых схем.

Контрольные вопросы:

1. Какой тепловой цикл реализуется в реальных процессах преобразования энергии на ТЭС и АЭС?
2. Какие характерные термодинамические процессы протекают в паровой турбине?
3. В чем принципиальные отличия процессов расширения пара конденсационных и теплофикационных турбин?
4. Каково влияние элементов системы регенерации (регулируемых отборов) на процесс расширения пара?
5. Чем определяется конечное состояние пара в турбине?

Решение задач

Указания.

Записать краткое условие задачи, перевести исходные данные в систему СИ.

Задача № 1

Определить параметры пара в камере регулирующей ступени турбины К-300-23,7 – Т, v, h, S.

$P_0=23,7$ МПа; $t_0=540$ °С; $\Delta P_{PK}=0,05$; $P_1=18,7$ кгс/см²; $\eta_{p.ст.}=0,8$

Решение:

- т. 0. – из h-S-диаграммы.
 т.0'. – из h-S-диаграммы (процесс дросселирования в регулирующих клапанах).
 т.1'. – из h-S-диаграммы (процесс изоэнтропийного расширения пара в регулирующей ступени).
 т.1. – из h-S-диаграммы (процесс реального расширения пара в регулирующей ступени).

	$P, \text{МПа}$	$T, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж/кг}$	$S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$
0	23,7	540	0,01338	3324	6,1868
0'	22,6	535,5	0,01408	3324	6,2067
1'	18,7	502,3	0,01622	3268	6,2067
1	18,7	505,9	0,01635	3279	6,2209

Задача № 2

Определить расход пара на турбину ПТ-60-12,7/1,27, если $N_э=50$ МВт; $D_п=120$ т/ч; $D_т=80$ т/ч; давления в П- и Т-отборах и конденсаторе номинальные.

Задача № 3

Оценить срок снижения службы детали при повышении её температуры на 10°C , если при $t_0=540^\circ\text{C}$ расчетный срок службы составляет $\tau_{р0}=450000$ ч.

Для решения задач на практических занятиях используется сборник задач по курсу /24/. Ниже приводятся задачи по курсу с указанием номера в учебнике /24/.

1. Определить термический КПД паротурбинной установки η_t при неизменных $P_0=15$ МПа и $P_k=4,5$ кПа и различных $t_{01}=400^\circ\text{C}$, $t_{02}=500^\circ\text{C}$, $t_{03}=600^\circ\text{C}$.
2. Определить термический КПД паротурбинной установки η_t при неизменных $t_0=500^\circ\text{C}$ и $P_k=5,0$ кПа и различных $P_{01}=15$ МПа $P_{02}=25$ МПа $P_{03}=35$ МПа.
3. Определить термический КПД паротурбинной установки η_t при неизменных $P_0=10$ МПа и $t_0=550^\circ\text{C}$ и различных $P_{к1}=4,0$ кПа, $P_{к2}=10,0$ кПа, $P_{к3}=100,0$ кПа.
4. (1.1) При испытании конденсационной турбины малой мощности, работающей без отборов пара, были измерены мощность на зажимах генератора $N_э=3940$ кВт, расход пара $G=4,65$ кг/с, параметры свежего пара $P_0=2,35$ МПа, $t_0=380^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $P_k=4,5$ кПа. Чему равны удельные расходы пара $d_э$ и теплоты $q_э$, электрические КПД: относительный (турбоагрегата) $\eta_{о.э}$ и абсолютный (турбоустановки) $\eta_э$?
5. (1.2) При испытании турбины с противодавлением были измерены параметры пара перед турбиной $P_0=3,4$ МПа, $t_0=435^\circ\text{C}$ и за ней $P_z=0,5$ МПа, $t_0=220^\circ\text{C}$. Определить относительный внутренний КПД турбины $\eta_{о.в}$.
6. (2.2) Определить теоретическую скорость выхода пара (без учета потерь) пара из сопловой решетки $C_{1т}$, если ее располагаемый теплоперепад, отсчитанный от параметров торможения равен $67,0$ кДж/кг.
7. (2.3) Определить теоретическую скорость выхода пара (без учета потерь) пара из сопловой решетки $C_{1т}$, если ее теплоперепад составляет $67,0$ кДж/кг, а начальная скорость $C_0=120$ м/с.

8. (2.5) Для определения коэффициента расхода сопловой решетки при испытаниях были измерены расход пара $G=0,37$ кг/с, параметры торможения пара перед решеткой: давление торможения $0,12$ МПа, температура торможения 210°C ; и давление за ней $P_1=73,4$ кПа. Найти коэффициент расхода μ_1 для данного режима, если суммарная площадь выходных сечений исследуемых каналов равна $F_1=22,65 \times 10^{-4}$ м².
9. (2.6) Определить расход пара через суживающуюся сопловую решетку, если известны давление торможения $0,12$ МПа и температура торможения 140°C перед ней и давление пара за ней $P_1=0,077$ МПа. Выходная площадь $F_1=206 \times 10^{-4}$ м². Коэффициент расхода $\mu_1=0,985$.
10. (2.7) Определить выходную площадь рабочей решетки F_2 первой нерегулируемой ступени паровой турбины. Заданы: параметры перегретого пара перед решеткой $P_1=13,33$ МПа, $h_1=3191,3$ кДж/кг, давление за решеткой $P_2=13,05$ МПа, относительная скорость входа в решетку $W_1=160,2$ м/с. Расход пара $G=237,7$ кг/с.
11. (3.1) Найти примерное значение оптимального располагаемого теплоперепада ступени, обеспечивающего $\alpha_2=90^{\circ}$. Степень реактивности $\rho=0,20$, коэффициент скорости $\phi=0,970$. Диаметр ступени $d=1,05$ м, частота вращения $n=86,7$ 1/с, угол $\alpha_1=16^{\circ}$.
12. (3.7) Параметры пара перед первой нерегулируемой ступенью турбины К-300-23,7 составляют $P_0=16,7$ МПа, $t_0=520^{\circ}\text{C}$; давление пара за ступенью $P_2=14,5$ МПа, отношение скоростей $U/C_{\phi}=0,48$, степень реактивности $\rho=0,08$. Углы выхода потока из решеток $\alpha_1=13^{\circ}$, $\beta_2=\beta_1-5,0^{\circ}$, коэффициенты скорости $\phi=0,970$, $\psi=0,935$. Построить треугольники скоростей и определить относительный лопаточный КПД $\eta_{\text{о.л.}}$. Найти мощность на лопатках, если расход пара $G=240$ кг/с.
13. (3.8) Определить основные размеры промежуточной ступени тихоходной турбины насыщенного пара К-1000-60/1500 для АЭС. Состояние пара перед сопловой решеткой: $P_0=19,6$ МПа, $x_0=0,897$, используемая энергия выходной скорости предыдущей ступени равна $2,0$ кДж/кг. Расход пара $G=700$ кг/с, частота вращения $n=25$ 1/с. На среднем диаметре ступени $d=2,25$ м степень реактивности $\rho=0,18$, угол $\alpha_1=14,0^{\circ}$, отношение высот лопаток $l_2/l_1=1,06$, отношение скоростей $U/C_{\phi}=0,52$.
14. (3.15) Чему равна потеря с выходной скоростью в последней ступени ЦВД паровой турбины К-800-23,7? Расход пара через ступень $G=605,0$ кг/с. Параметры пара за рабочей решеткой $P_2=3,8$ МПа, и $t_2=305^{\circ}\text{C}$. Средний диаметр ступени $d=1,05$ м, длина рабочей лопатки $l_2=210$ мм, угол $\beta_2=18^{\circ}$, частота вращения $n=50$ 1/с.
15. (3.27) В ступени с сопловой решеткой, спроектированной из условия $\alpha_1=15,0^{\circ}=\text{const}$, определить по упрощенному уравнению радиального равновесия степень реактивности в корневом и периферийном сечениях. Частота вращения ротора $n=50$ 1/с. Средний диаметр $d_{\text{ср}}=1,2$ м, высота сопловой лопатки $l_1=150$ мм, степень реактивности на среднем диаметре $\rho_{\text{ср}}=0,25$. При расчете принять, что по всей высоте решетки коэффициент скорости $\phi=0,960=\text{const}$.
16. (3.39) Диаметр одновенечной ступени активного типа $d=1,1$ м и отношение скоростей $U/C_{\phi}=0,44$. Чему равен диаметр двухвенечной ступени скорости, если она рассчитана на тот же располагаемый теплоперепад, что и одновенечная ступень при той же частоте вращения и отношении $U/C_{\phi}=0,24$?

17. (3.40) Во сколько раз увеличится располагаемый теплоперепад регулирующей ступени при замене одновенечной ступени на двухвенечную? Принять отношения U/C_{ϕ} соответственно равными 0,43 и 0,23.
18. (3.42) Произвести полный расчет и спроектировать двухвенечную регулирующую ступень турбины Т-100-12,7. Параметры пара перед сопловой решеткой $P_0=12,1$ МПа, $t_0=555$ °С. Расход пара через ступень $G=134,5$ кг/с. Частота вращения ротора $n=50$ 1/с. Средний диаметр ступени $d=0,95$ м. Исходя из общей конструкции турбины и работы при переменном режиме, отношение скоростей выбрано $U/C_{\phi}=0,23$; $\alpha_1=11^\circ$.
19. (4.6) Определить высоту сопловых лопаток l_1 первой ступени турбины К-1200-23,7, выполненной с дроссельным парораспределением, при заданных $G=960$ кг/с, $n=50$ 1/с. Остальные необходимые для расчета величины выбрать или оценить самостоятельно. Параметры пара перед ступенью $P_0=22,33$ МПа, $t_0=536$ °С.
20. (6.2) Определить давление пара перед первой ступенью конденсационной турбины насыщенного пара при уменьшении расхода пара вдвое: $G_1/G_0=0,5$. При расчетном режиме давление пара $P_{00}=5,60$ МПа, сухость $x_{00}=0,995$. Турбина имеет дроссельное парораспределение.
21. (7.2) Определить мощность N , турбины ПР-12/15-8,8/1,5/0,7 с производственным отбором $P_{\Pi}=1,45$ МПа и противодавлением $P_z=P_T=0,7$ МПа. Параметры свежего пара: $P_0=8,8$ МПа, $t_0=535$ °С. Величина отбора $G_{\Pi}=20,8$ кг/с. Отпуск пара для отопительных целей $G_T=6,0$ кг/с. Относительные внутренние КПД $(\eta_{o,i})_I=0,83$, $(\eta_{o,i})_{II}=0,83$. Произведение $\eta_m \eta_{o,i}=0,96$. Турбина работает без регенеративных отборов.

КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ Р-3,3-12,7/1,2П

Цель работы: Изучение оборудования, его назначение, устройство, принцип работы, технические характеристики.

Краткое описание турбины

Турбина Р-3,3-12,7/1,2П предназначена для привода питательного и бустерного насосов агрегата ОВПТ-500 (Основной Высокого давления Питательный Турбонасос производительностью 500 м³/час). Агрегат состоит из следующих основных блоков: паровая турбина мощностью 3300 кВт, питательный насос, редуктор, бустерный насос, паровая коробка с клапанами и сервомоторами, масляная система (рис.1). Паровая турбина рассчитана на начальное давление 12,7 МПа (130 кгс/см²), температуру перегрева 843 К (570 °С), расход пара 5,56 кг/с (20 т/ч), давление отработавшего пара 0,12/0,245 МПа (1,2/2,5 кгс/см²), число оборотов 105 1/с.

Для агрегата принято горизонтальное исполнение, в центральной части которого расположена турбина. Со стороны выхлопного патрубка с ротором турбины зубчатой муфтой соединен питательный насос. Рама редуктора и бустерного насоса одновременно является масляным баком. Основной масляный насос связан с валом бустерного насоса. Система регулирования и защиты частично находится в переднем стуле; другая ее часть вместе со стопорным и дроссельными клапанами размещена на отдельной раме.

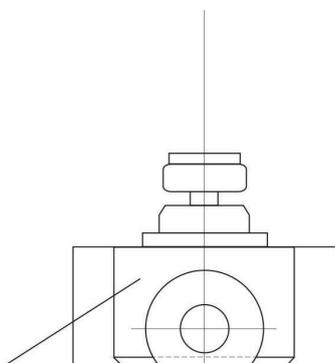
Турбина однокорпусная, активная, аксиальная, многоступенчатая, состоит из двухвенечной ступени скорости (ДСС) и 7 ступеней давления (рис.2). Основное регулирование – дроссельное.

Первые три диафрагмы имеют парциальные ряды сопловых лопаток ($e=0,34$) с подводом пара в нижней части, что способствует выравниванию давления в камере ДСС. Ос-

ральные диафрагмы имеют полный подвод пара. Диафрагмы выполнены стальными сварными.

Ротор турбины выполнен цельнокованным за одно целое с восемью дисками рабочих колес. Между дисками по валу проточены уплотнительные канавки под диафрагменные уплотнения. По наружной поверхности все диски имеют Т-образные канавки под хвостовики лопаток. Рабочие лопатки всех ступеней снабжены бандажными лентами. Первая и последняя ступени турбины имеют специальные проточки для закрепления балансирующих грузиков. Они используются для статической балансировки в целях уменьшения вибрации.

Со стороны высокого давления на валу находится диск упорного подшипника, передающий осевые усилия.



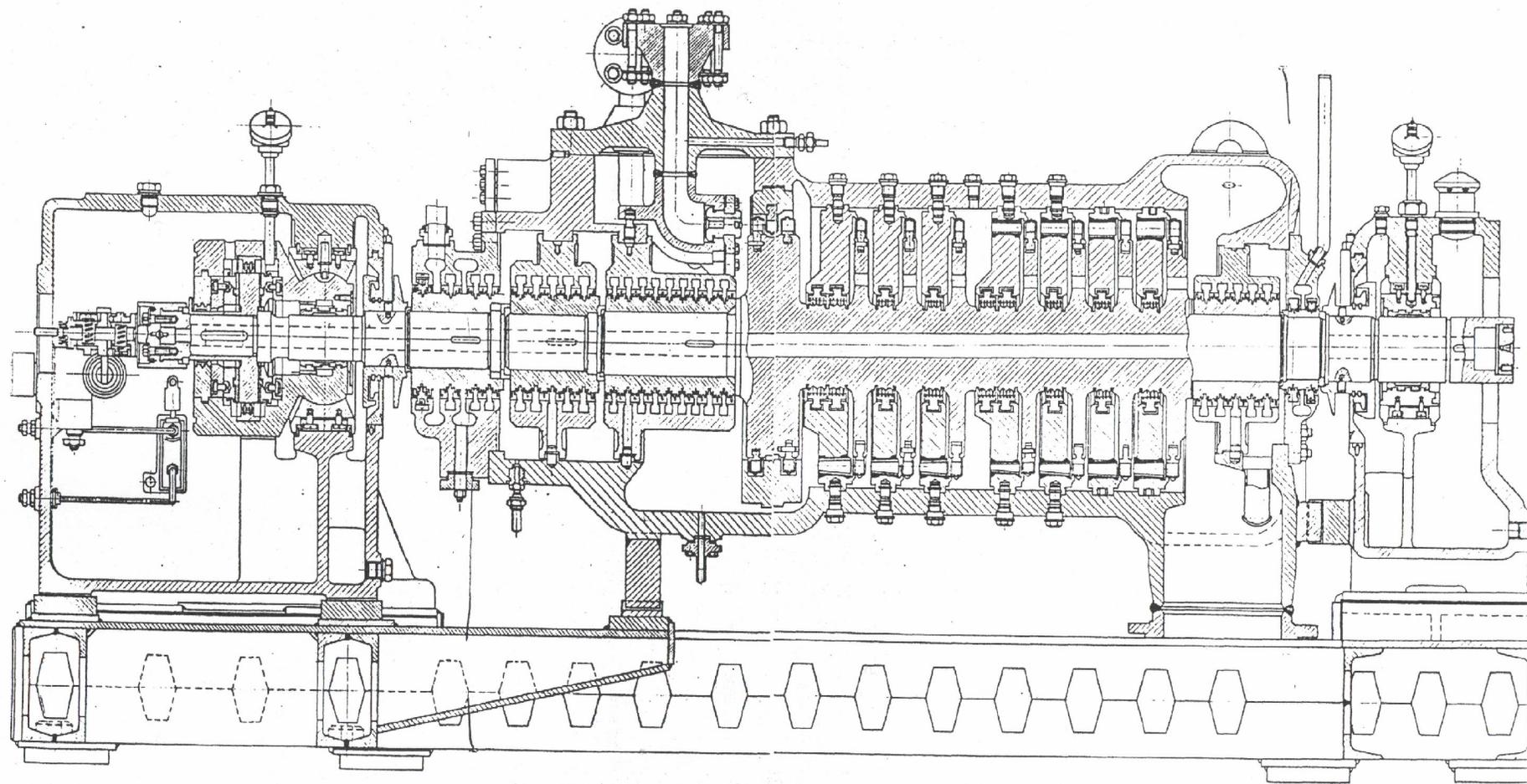


Рис.2. Продольный разрез турбины P-3,3-12,7/1,2П

Статор турбины состоит из корпуса и крышки, диафрагм и обойм с елочными уплотнениями. Корпус снабжен четырьмя лапами, на которые опирается турбина. В концевых частях и крышке имеются расточки для посадки обойм елочных уплотнений. В передней части крышки, вверху, расположен прямоугольный фланец для крепления сопловой коробки. В задней части корпуса, внизу, находится выхлопной патрубок. Цилиндрическая часть крышки и корпуса имеют по всей длине расточки под диафрагмы. Направляющий аппарат ДСС крепится в расточке по отдельным выступам, проходы между которыми обеспечивают выравнивание давлений до и после ДСС. В ДСС предусмотрен дренаж для продувки. По горизонтальному разъему крышка и корпус скрепляются шпильками.

Упорный подшипник является единственной общей точкой ротора и статора. В процессе работы ротор и статор расширяются в одном направлении от этой точки. Тепловое удлинение ротора несколько превосходит удлинение статора, поэтому в процессе работы пароводные зазоры незначительно увеличиваются. Упорный подшипник находится в переднем стуле турбины, который имеет возможность скользить в осевом направлении по шпонке. Передние лапы турбины опираются на передний стул, имея возможность перемещаться по шпонке в поперечном направлении. На задний стул опираются задние лапы турбины. Задний стул жестко закреплен на раме и является фиксунктом. При тепловом расширении корпус вместе с передним стулом движется навстречу ходу пара, через упорный подшипник увлекая за собой ротор. Такая схема тепловых расширений обеспечивает примерно постоянные зазоры по проточной части и фиксированное положение выхлопного патрубка.

В корпусе и крышке переднего стула размещены: рычаги регулятора предельного числа оборотов; блок пуска и защиты; вкладыш опорно-упорный; реле осевого сдвига.

Агрегат ОВПТ-500 снабжен автономной масляной системой, обеспечивающей принудительную смазку всех подшипников, зубчатых передач и муфт, а также снабжающей маслом под необходимым давлением систему регулирования и защиты. В маслосистему входят: пусковой масляный электронасос; главный масляный насос; масляный фильтр; блок из двух маслоохладителей; редуцирующий и предохранительный клапаны; маслобак и маслопроводы (см. рис. 1).

Насосная часть агрегата состоит из двух насосов центробежного типа: бустерного и питательного.

Бустерный насос установлен перед питательным, во избежание кавитации, из-за малого подпора воды на входе насоса. Бустерный насос имеет одно рабочее колесо с двухсторонним подводом воды, который предполагает отсутствие осевой силы на роторе.

Питательный насос служит для подачи питательной воды в котел и выполнен в секционно-корпусном исполнении с пятью рабочими колесами.

Из бустерного насоса вода поступает в питательный насос через всасывающий патрубок во всасывающую камеру, последовательно проходит через все ступени насоса, из которых каждая состоит из рабочего колеса и направляющего аппарата с обратным клапаном, попадает в кольцевую полость и выходит через нагнетательный патрубок в магистраль питания котла. Каждое рабочее колесо в паре с направляющим аппаратом создает одну пятую часть полного давления, нагнетаемого насосом.

Методические указания

Основным материалом для подготовки к зачету являются учебные пособия и пояснения руководителя лабораторной работы.

Для усвоения материала в данной работе приводится краткое описание турбонасоса.

Задание к отчету

1. Выполнить эскизы с изображением ротора турбины и всех его элементов.
2. Выполнить эскиз горизонтального разъема корпуса.
3. Выполнить эскизы диафрагм с парциальным и полным подводом пара и эскизы дисков с рабочими лопатками.
4. Дать эскизы рабочих лопаток ступеней и их креплений.
5. Выполнить схему тепловых расширений статора и ротора турбины.

Вопросы для самопроверки

1. Когда используются ПТУ с конденсационными турбинами, турбинами с противодавлением и регулируемыми отборами пара? Нарисуйте принципиальные тепловые схемы указанных типов турбин.
4. Что представляет собой паротурбинный агрегат?
3. Каковы преимущества и недостатки ступеней с несколькими венцами?
4. Назовите узлы и детали турбины, на надежность которых следует обращать внимание, в первую очередь, при работе турбины с переменным пропуском пара.
5. Для чего турбина снабжается системой автоматического регулирования?
6. Какие основные требования предъявляются к системам смазки паровых турбин и каковы основные функции масла в подшипниках?
7. Что такое «фикс-пункт турбины» и почему его выполняют в конденсационных турбинах всегда в области конденсатора?
8. С какой целью в цельнокованом роторе высверливается центральное отверстие?

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ ТУРБОУСТАНОВКИ ПТ-60-12,7/1,27

Цель работы: Изучение схемы регенеративного подогрева питательной воды (РППВ). Проверка соответствия расчетных параметров регенеративной системы с фактическими при различных нагрузках турбоагрегата. Определение расхода отбираемого пара на регенерацию.

Описание устройства

Паровая турбина типа ПТ-60-12,7/1,27 с двумя регулируемыми отборами, регенеративной системой и конденсатором предназначена для привода генератора и снабжения паром внешних производственных и теплофикационных потребителей (рис. 3). Номинальная мощность турбины 60 МВт при частоте вращения ротора 50 1/с. Турбина рассчитана для работы на свежем паре с параметрами: $P_0=12,75$ МПа (130 кгс/см²), $T_0=838$ К (565 °С). Турбина имеет отборы пара на производство в количестве 38,89 кг/с (140 т/ч) при давлении 1,27 МПа (13 кгс/см²) и на теплофикацию в количестве 33,33 кг/с (120 т/ч) при давлении 0,118 МПа ($1,2$ кгс/см²). Пределы установки регулируемого давления в камере производственного отбора 0,98-1,57 МПа ($10-16$ кгс/см²), в камере теплофикационного отбора 0,069-0,245 МПа ($0,7-2,5$ кгс/см²). Максимальный расход пара на турбину при номинальных параметрах и номинальной мощности равен 107,5 кг/с (387 т/ч). Турбина является одновальным двухцилиндровым агрегатом. Проточная часть цилиндра высокого давления (ЦВД) образована из одновенечной регулирующей ступени и 16 ступеней давления. Производственный отбор осуществляется из камеры за ЦВД. Цилиндр низкого давления (ЦНД) состоит из двух частей, из которых часть среднего давления имеет регули-

рующую ступень и 8 ступеней давления, а часть низкого давления - регулируемую ступень и 3 ступени давления. Теплофикационный отбор осуществляется из камеры части среднего давления за девятой ступенью. Тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 4. Система РППВ предназначена для подогрева питательной воды до температуры 505 К (232 °С) при номинальной электрической нагрузке и номинальных расходах пара в регулируемых отборах.

Регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды осуществляется в четырех поверхностных подогревателях низкого давления ПНД-1, ПНД-2, ПНД-3, и ПНД-4, деаэраторе и трех поверхностных подогревателях высокого давления ПВД-5, ПВД-6, ПВД-7. В схему регенерации входят также охладитель пара из уплотнений, который включен между ПНД-1 и ПНД-2 и поверхностные холодильники рабочего пара основных эжекторов.

Технологические характеристики основного оборудования регенеративной системы и параметры греющего пара для номинального режима приведены в табл. 1.

Технические характеристики основного оборудования регенеративной системы турбоустановки ПТ-60-12,7/1,27

Таблица 1

Подогреватель	Тип	Параметры греющего пара при номинальном режиме	
		Давление, МПа	Температура, °С
ПНД-1	Встроен в конденсатор.	-	-
Охладитель пара уплотнений	ПС-50-1	-	-
ПНД-2	ПН-100-16-4-1	0,12	104
ПНД-3	ПН-130-16-9-1	0,34	150
ПНД-4	ПН-130-16-9-1	0,57	200
Деаэратор		1,3-0,6	275
ПВД-5	ПВ-350-230-21	1,3	275
ПВД-6	ПВ-350-230-36	2,6	355
ПВД-7	ПВ-350-230-50	4,5	430

ПНД-1 встроен в верхний отсек конденсатора, ПНД-2 подключен по пару к теплофикационному отбору, а в ПНД-3 и ПНД-4 пар подается из нерегулируемых отборов. Слив конденсата в системе подогревателей низкого давления – каскадный с включением расширителя Р и подачей конденсата насосом в линию основного конденсата между ПНД-3 и ПНД-2.

В деаэратор 0,59 МПа (6 кгс/см²) и ПВД-5 греющий пар подается из регулируемого отбора, а в ПВД-6 и ПВД-7 из нерегулируемых отборов. Слив конденсата в системе подогревателей высокого давления – каскадный со сбросом в деаэратор. Система трубопроводов питательной воды подогревателей высокого давления имеет обводную перепускную линию, с помощью которой происходит отключение ПВД по воде в аварийной ситуации. Система турбоустановки снабжает маслом систему регулирования при давлении 1,96 МПа (20 кгс/см²) и систему смазки турбины и генератора при давлении 0,078 МПа (0,8 кгс/см²) после маслоохладителей. Масло в систему регулирования подается центробежным насосом, приводимым в действие непосредственно от вала турбины. В систему смазки до маслоохладителей масло подается двумя последовательно включенными инжекторами. Турбоустановка снабжена пусковым масляным электронасосом и двумя резервными электронасосами.

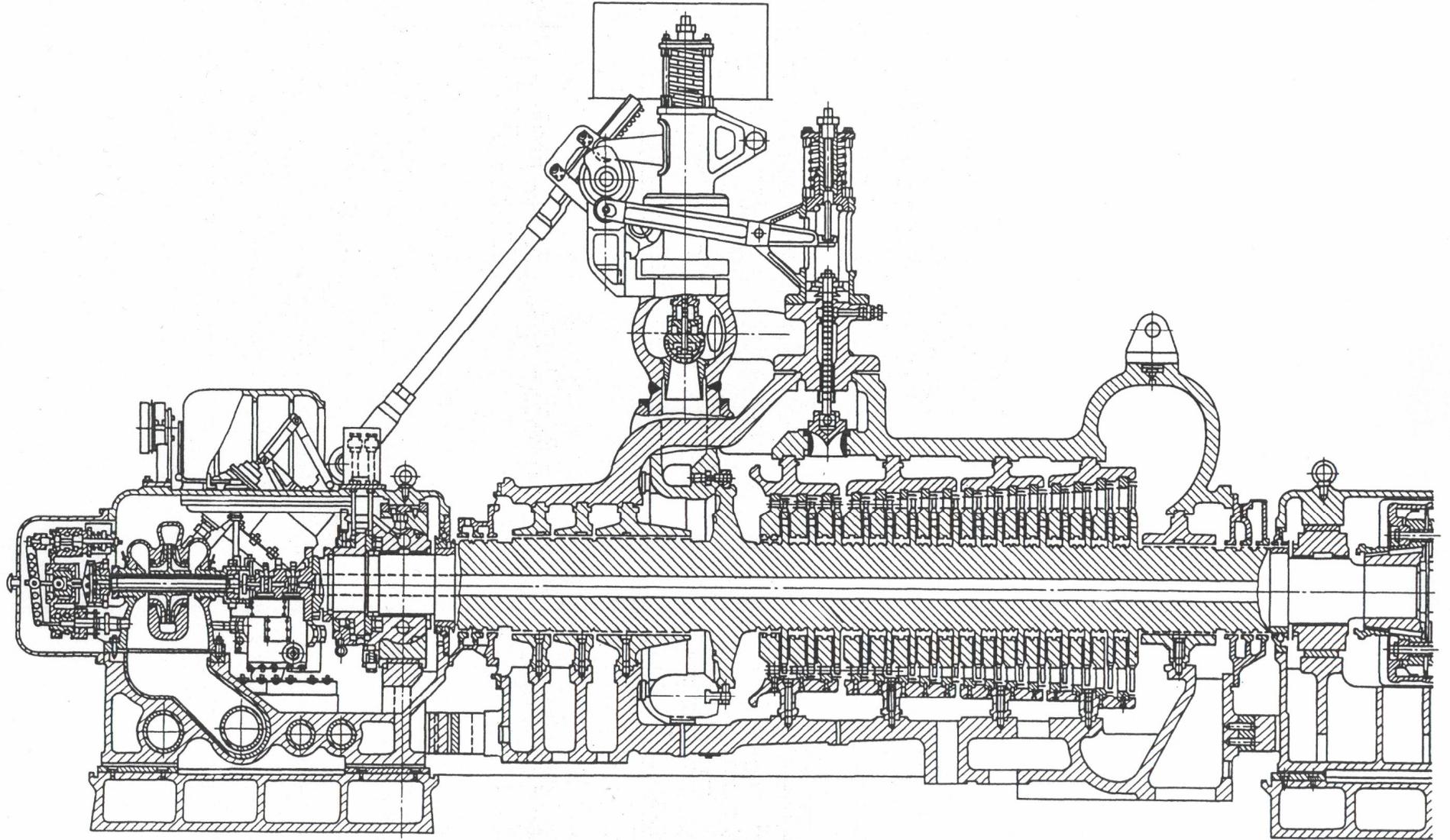


Рис.3. Продольный разрез турбины ПТ-60-12,8/1,27 ЛМЗ

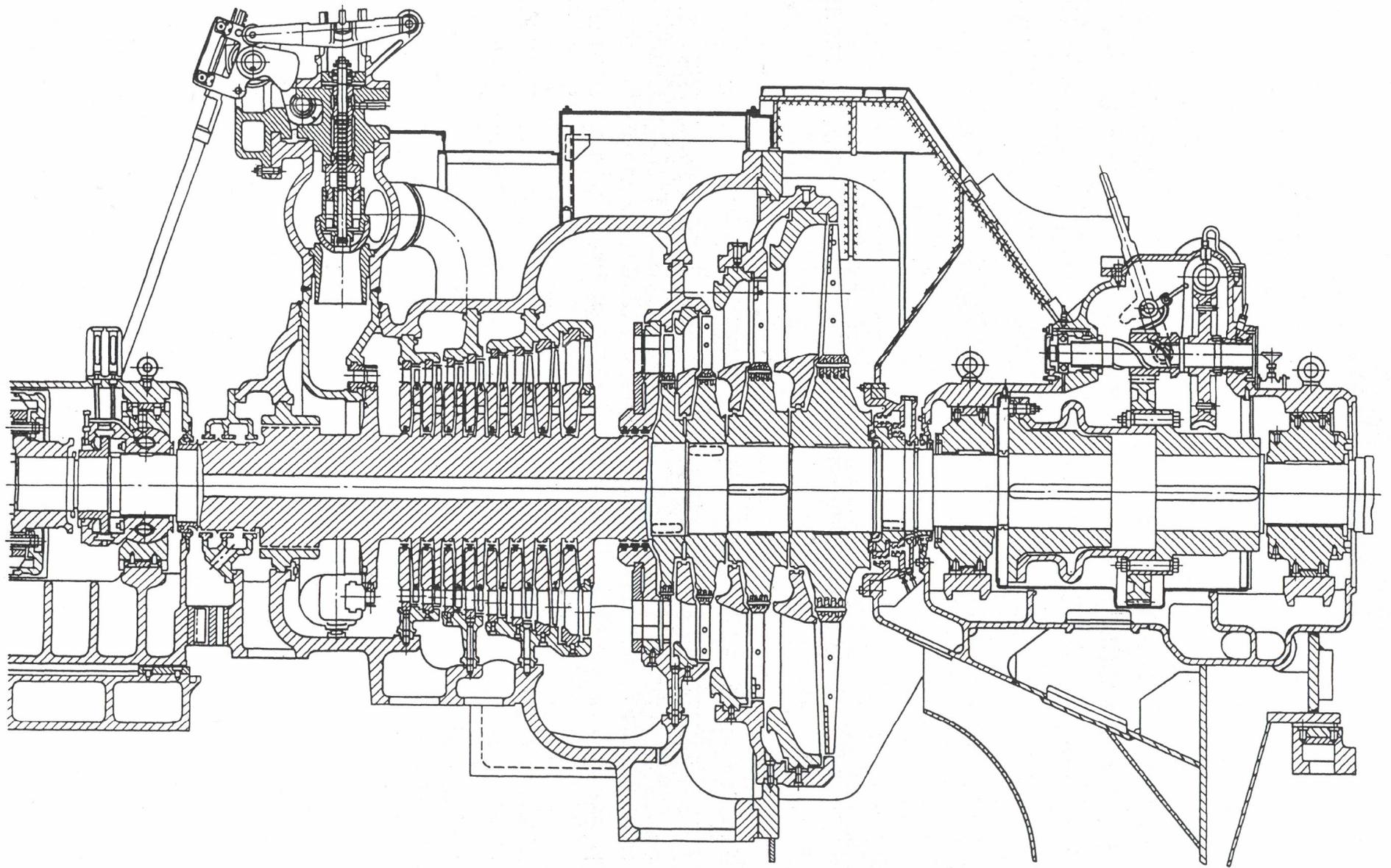


Рис. 3 (окончание)

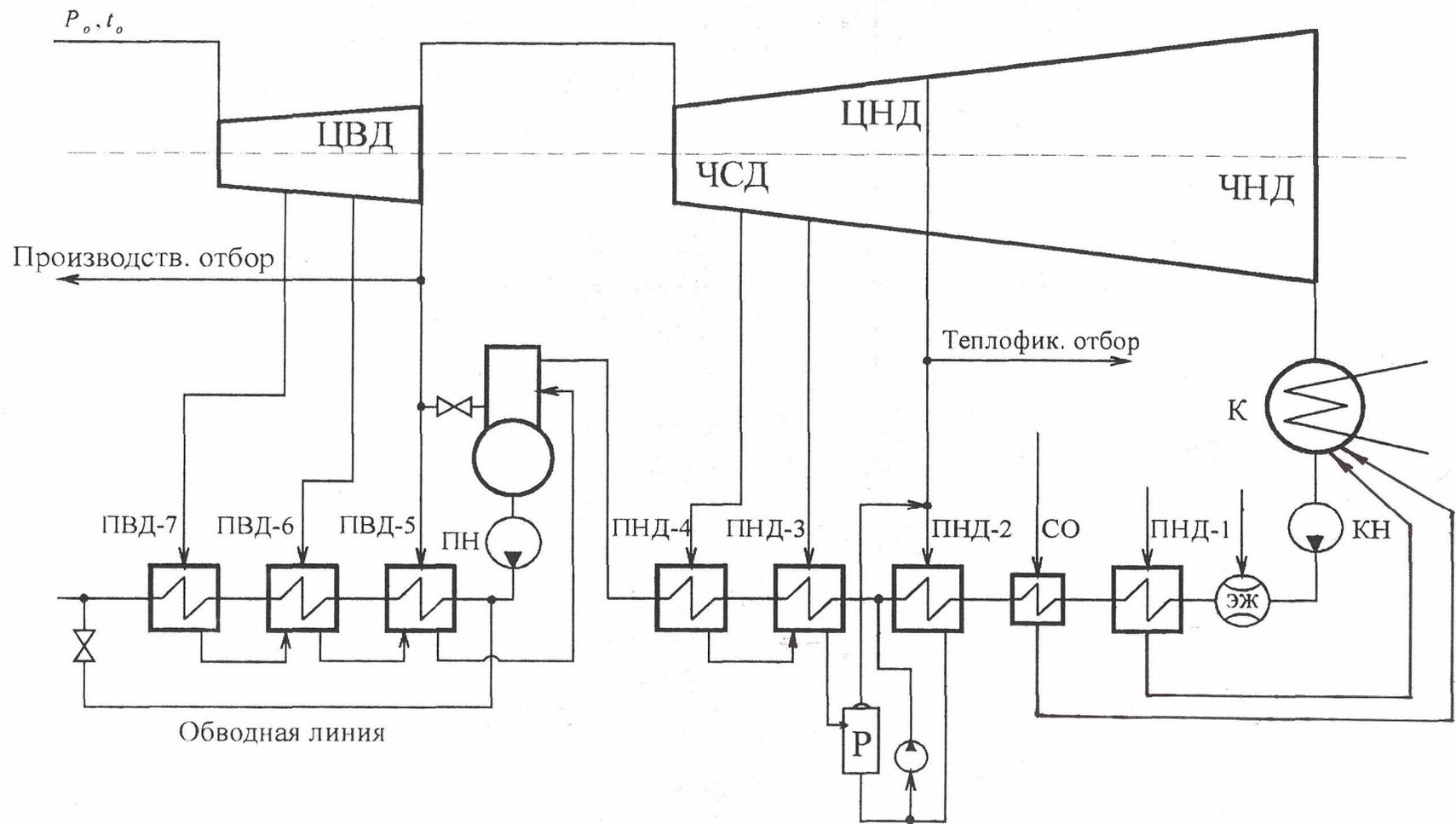


Рис. 4. Тепловая схема турбоустановки ПТ-60-12,7/1,27

В турбоустановке предусмотрены три системы защиты: от повышения числа оборотов, от понижения давления масла, от осевого сдвига ротора. Действие защит сводится к тому, что автоматически прекращается доступ пара в турбину при следующих отклонениях от нормальных условий работы: при повышении числа оборотов турбины на 10% сверх номинального, при снижении давления масла в системе регулирования, при осевом сдвиге ротора на 0,5 мм. Доступ пара в турбину прекращается закрытием клапана автоматического затвора и клапанов регулирования.

Описание испытательной тепловой схемы

Испытательная схема с указанием мест расположения измерительных устройств при проведении исследований системы РППВ приведена на рис. 5.

Система регенерации турбоустановки оснащается приборами, предназначенными для замеров: температуры питательной воды и основного потока конденсата на входе и на выходе поверхностного подогревателя, температуры греющего пара каждого отбора, температуры конденсата на выходе из подогревателя, давления пара в регулируемых и нерегулируемых отборах, расхода основного потока конденсата из конденсатора и расхода питательной воды.

Устройство для измерения температуры среды состоит из термической гладкой гильзы с ртутным термометром. Устройство для измерения давления среды состоит из заборного отверстия, соединительной трубки и образцового манометра. Точность измерения основных величин представлена в табл. 2.

В табл. 3 дается перечень пунктов замеров испытательной тепловой схемы с указанием измеряющих приборов. Номера позиций соответствуют обозначениям на рис. 5.

Точность измерения основных величин

Таблица 2

Наименование измеряемых величин	Точность измерения
1	2
Расход свежего пара	$\pm (0,2-0,5)\%$ от G_0
Расход пара от промышленного и теплофикационного отборов	-
Электрическая мощность	$\pm (0,2-0,5)\%$
Давление выше 2 МПа	0,5%
Давление ниже 2 МПа	0,2 %
Температура острого пара	1,0 °С
Температура пара из отборов	1,0 °С
Температура конденсата	0,1°С

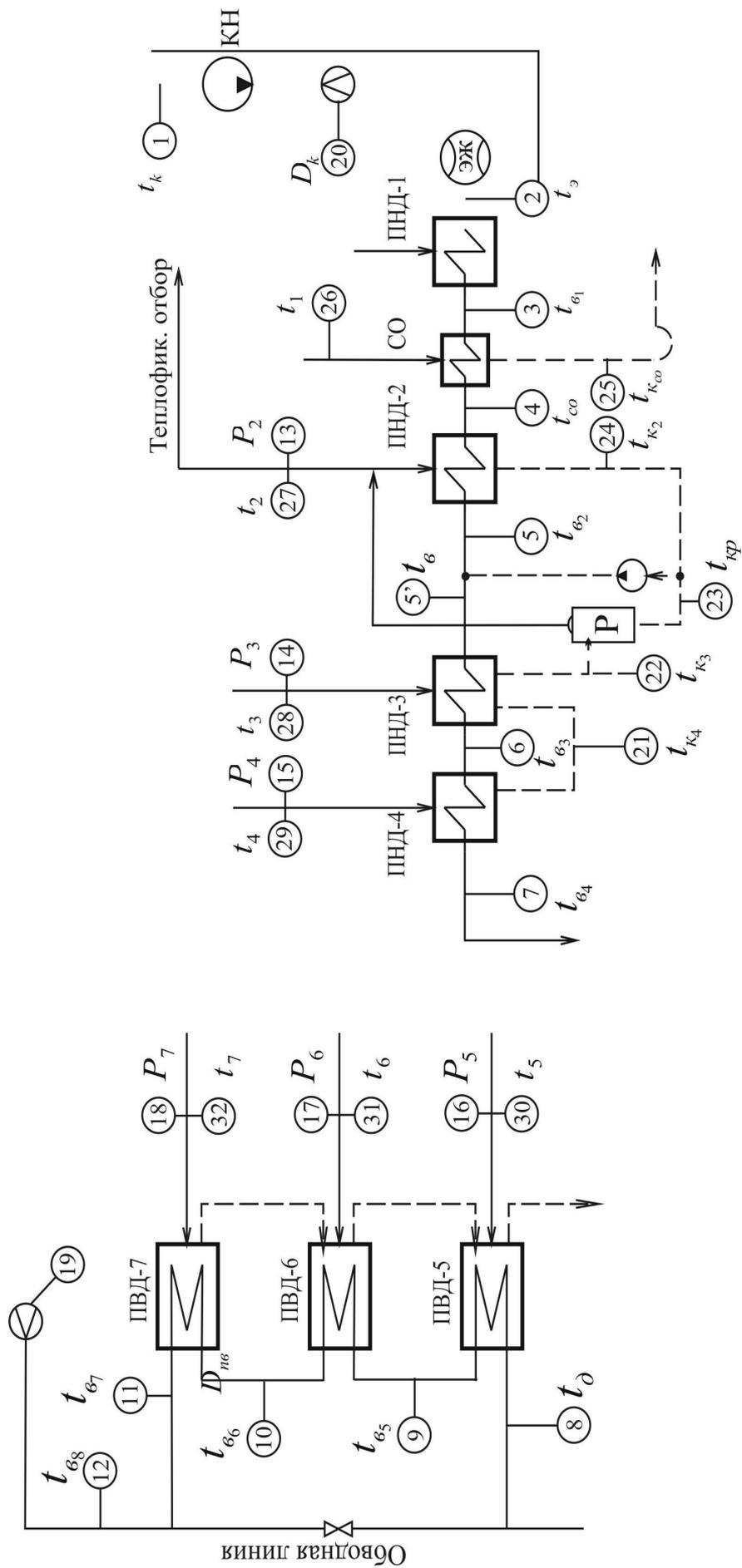


Рис.5. Испытательная схема системы РПДВ

При проведении испытаний мощность турбоагрегата, расходы свежего пара, питательной воды, конденсата из конденсатора, параметры пара в производственном и теплофикационном отборах фиксируются по штатным приборам щита управления машинного зала.

Режимы испытаний системы РППВ турбоустановки

Испытания регенеративной системы позволяют определить зависимость температуры питательной воды от расхода пара на турбину $t_{пв}=f(G_0)$. Эта полученная зависимость сравнивается с зависимостью $t_{пв}=f'(G_0)$, представленной на диаграмме режимов турбины ПТ-60-12,7/1,27 (рис.6). Сравнение дает возможность уточнить характеристику работы регенеративной схемы при различных нагрузках. Характеристика $t_{пв}=f(G_0)$ снимается при различных расходах свежего пара на турбину G_0 с интервалом 5,56-8,33 кг/с (20-30 т/ч) при постоянных расходах и параметрах пара в производственном и теплофикационном отборах.

Для каждого режима снимаются показания всех приборов по испытательной схеме. По величине нагрева основного потока конденсата, питательной воды и по состоянию греющего пара и конденсата на выходе из подогревателя по уравнению теплового баланса определяется расход пара на соответствующий подогреватель.

Подготовка и проведение работы

К моменту начала испытания турбоагрегат должен находиться под нагрузкой не менее 8 часов и достигнуть устойчивого теплового состояния. Параметры свежего пара перед стопорным клапаном не должны выходить за пределы: $P_0=(12,75\pm 0,1)$ МПа; $t_0=(565\pm 10)$ °С.

Во время проведения испытаний не допускается никаких изменений в установке регулирования.

Расход питательной воды через ПВД должен быть равен расходу свежего пара, а расход основного потока конденсата равен расходу пара в ЧНД. Эти расходы необходимо поддерживать с отклонением не более 5% при помощи задвижек на входе в ПВД и на линии основного потока конденсата перед ПНД.

Допускаемое отклонение расхода пара из регулируемых отборов составляет $\pm 5\%$. Поддержание постоянства отборов осуществляется путем изменения потребления и регулировки подачи пара тепловому потребителю от параллельно включенных турбин. Расход циркуляционной воды в конденсатор необходимо поддерживать постоянным. В подогревателях надлежит поддерживать уровень конденсата, необходимый для образования гидравлического затвора. В конденсаторе поддерживать минимально-допустимый уровень конденсата.

Режимы нагрузки во время испытаний устанавливаются и утверждаются администрацией ТЭЦ.

Перед проведением испытаний регенеративной схемы турбоустановки следует ознакомиться с правилами техники безопасности, изучив инструкцию, имеющуюся на ТЭЦ. Под руководством преподавателя или представителя предприятия необходимо изучить тепловую схему, расположение приборов, ознакомиться с техническими характеристиками элементов регенеративной системы. Опыты проводятся для двух-трех режимов, отличающихся расходом острого пара на турбину. Интервалы между опытами должны составлять не менее 45 минут, что необходимо для стабилизации нового режима. Средние значения измеряемых величин записываются в журнал наблюдений, представленный в табл. 4. Средние значения подсчитываются как средние арифметические из трех замеров параметров, сделанных через равные промежутки времени – 5 минут. Полученные средние величины измеряемых параметров являются исходными для обработки результатов испытаний.

Журнал наблюдений испытаний системы РППВ турбоустановки ПТ-60-12,7/1,27

Таблица 4

Измеряемая величина	Обозначение	Размерность	Режимы		
			I	II	III
1	2	3	4	5	6
Мощность	N_3	МВт			
Расход свежего пара	D_0	т/ч			
Давление свежего пара	P_0	МПа			
Температура свежего пара	t_0	°С			
Расход питательной воды	$G_{пв}$	т/ч			
Расход конденсата из конденсатора	G_k	т/ч			
Расход пара в производственный отбор	$G_{п}$	т/ч			
Расход пара в теплофикационный отбор	$G_{т}$	т/ч			
Давление пара в П- отборе	$P_{п}$	МПа			
Давление пара в Т- отборе	$P_{т}$	МПа			

Температура пара в П - отборе	$t_{п}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура питательной воды (пульт)	$t_{пв}$	$^{\circ}\text{C}$			
Давление пара в конденсаторе	$P_{к}$	МПа			
Давление греющего пара на ПВД-7	P_7	МПа			
Давление греющего пара на ПВД-6	P_6	МПа			
Давление греющего пара на ПВД-5	P_5	МПа			
Давление греющего пара на ПНД-4	P_4	МПа			
Давление греющего пара на ПНД-3	P_3	МПа			
Давление греющего пара на ПНД-2	P_2	МПа			
Температура греющего пара на СО	t_1	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. греющего пара на ПНД-2	t_2	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. греющего пара на ПНД-3	t_3	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. греющего пара на ПНД-4	t_4	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. греющего пара на ПВД-5	t_5	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. греющего пара на ПВД-6	t_6	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. греющего пара на ПВД-7	t_7	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. конденсата после ПНД-4	$t_{к4}$	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. конденсата после ПНД-3	$t_{к3}$	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. конденсата после ПНД-2	$t_{к2}$	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. конденсата после СО	$t_{ксо}$	$^{\circ}\text{C}$			
Темп. конденсата после Р	$t_{кр}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура основного потока конденсата перед КН	$t_{к}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура основного потока конденсата эжектора	$t_{э}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура основного потока конденсата после ПНД-1	$t_{в1}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура основного потока конденсата после СО	$t_{со}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура основного потока конденсата после ПНД-2	$t_{в2}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура основного потока конденсата после ПНД-3	$t_{в3}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура основного потока конденсата после ПНД-4	$t_{в4}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура питательной воды перед ПВД-5	t_{∂}	$^{\circ}\text{C}$			
Температура питательной воды после ПВД-5	$t_{в5}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура питательной воды после ПВД-6	$t_{в6}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура питательной воды после ПВД-7	$t_{в7}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура питательной воды после обводной линии	$t_{в8}$	$^{\circ}\text{C}$			

Обработка результатов

При обработке результатов работы системы РППВ турбоустановки проверяется соответствие расчетных параметров регенерации с фактическими при различных нагрузках. Выполненные измерения позволяют сделать анализ работы регенеративной системы, который заключается в определении расчетной температуры питательной воды при данном

режиме работы турбоустановки и сравнении ее с измеренным значением. Расчетная температура питательной воды при заданном режиме определяется по давлению греющего пара в последнем подогревателе высокого давления по ходу питательной воды (ПВД-7). Основным фактором, определяющим давление пара в нерегулируемом отборе на ПВД, является расход пара на турбину. Если группа ступеней турбины между отбором на ПВД и производственным отбором работает с докритическими скоростями, то связь между расходом пара и перепадом давлений описывается зависимостью Стодола – Флюгеля:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{10}^2 - P_{20}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}, \quad (*)$$

где P_{10} , P_{20} , T_{10} – соответственно давление перед и за группой рассматриваемых ступеней и температура перед группой ступеней при расчетном расходе пара G_0 , МПа;

P_1 , P_2 , T_1 - то же при измененном расходе пара на турбину G .

Отношение $\sqrt{T_{10}/T_1}$ близко к единице, поэтому уравнение (*) принимает вид:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{10}^2 - P_{20}^2}}.$$

Эта зависимость положена в основу определения давления пара в камере отбора на ПВД-7 системы РППВ турбоустановки. Расчетное давление пара на ПВД-7 системы сравнивается с давлением пара при номинальных условиях работы, представленных в справочной литературе [2]. При определении расчетного давления пара в отборе на ПВД-7 необходимо учитывать отклонения рабочих параметров и характеристик турбоагрегата от номинальных значений. Так, снижение начальных параметров свежего пара P_0 и t_0 , повышение давления пара в производственном и теплофикационном отборах $P_{п}$ и $P_{т}$, повышение давления пара в конденсаторе $P_{к}$ приводят к увеличению расхода пара на турбину при прочих равных условиях, а это, в свою очередь, вызовет увеличение давления в отборах на ПВД. По поправочным кривым к диаграмме режимов турбоустановки ПТ-60-12,7/1,27 [2, 7] необходимо определить поправки к мощности турбины вследствие отклонения параметров ΔN_1 , ΔN_2 , ΔN_3 , ΔN_4 , ΔN_5 – поправки к мощности на температуру свежего пара, на давление свежего пара, на давление пара в теплофикационном и производственном отборах, на давление пара в конденсаторе.

Суммарная поправка к мощности на изменяющиеся параметры будет:

$$\sum \Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2 + \Delta N_3 + \Delta N_4 + \Delta N_5.$$

Фиктивная мощность турбоустановки:

$$N_{ф} = N_{ном} + \sum \Delta N.$$

Расход пара на турбину при мощности $N_{ф}$ и при фиксированных расходах пара в производственный и теплофикационный отборы следует определить по диаграмме режимов. Затем по зависимости (*) рассчитывается давление пара P_1 в отборе на ПВД-7 при данном режиме работы установки. Давление отбираемого пара в ПВД-7 определяется с учетом падения давления в паропроводе $\Delta P = 0,1 \cdot P_1$. Расчетная температура питательной воды находится из выражения:

$$t_{пв}^P = t_{н} - \delta t,$$

где $t_{н}$ – температура насыщения греющего пара в ПВД-7;

δt – величина недогрева воды в поверхностном подогревателе (определяется по справочной литературе).

Результаты расчетов по определению давления пара в ПВД-7, расчетной температуры питательной воды для номинального режима и для режимов, при которых проводились испытания, заносятся в табл. 5.

Необходимо представить графическую зависимость расчетной и измеряемой температуры питательной воды от расхода пара на турбину.

Расчетные значения температуры питательной воды

Таблица 5

Измеряемая величина	Обозначение	Размерность	Режимы		
			I	II	III
1	2	3	4	5	6
Номинальный расход пара на турбину с учетом поправок	Д	т/ч			
Температура питательной воды при номинальном режиме	$t_{нс}^H$	$^{\circ}\text{C}$	232	232	232
Давление пара в отборе на ПВД при номинальном режиме	P^H	МПа			
Расчетное давление греющего пара в ПВД-7	P_I	МПа			
Расчетная температура питательной воды	$t_{нс}^P$	$^{\circ}\text{C}$			
Измеренная температура питательной воды после ПВД-7	$t_{нс7}$	$^{\circ}\text{C}$			
Измеренная температура питательной воды после клапана обводной линии	$t_{нс8}$	$^{\circ}\text{C}$			

Если измеренная температура питательной воды меньше расчетной, то это указывает на неудовлетворительную работу системы регенерации из-за повышенного температурного напора теплообменников, из-за большого падения давления в паропроводе в результате неполного открытия задвижек. Основным показателем совершенства работы теплообменника, с точки зрения экономичности установки, является величина температурного напора: $\delta t = t_n - t_{в1}$, где t_n - температура насыщения греющего пара, $^{\circ}\text{C}$; $t_{в1}$ - температура воды на выходе из теплообменника, $^{\circ}\text{C}$.

По данным журнала наблюдений (табл.4) необходимо определить величину δt для каждого подогревателя.

Если измеренная температура питательной воды после клапана обводной линии ниже измеренной температуры после ПВД-7, то это свидетельствует о нарушении плотности клапана обводной линии. Часть питательной воды минует трубные пучки ПВД, что приводит к снижению температуры питательной воды на выходе из системы РППВ.

Расход питательной воды через трубные пучки ПВД можно определить из уравнения теплового баланса для точки смешения после клапана обводной линии:

$$G_{нс}^i \cdot h_{нс}^i + (G_{нс} - G_{нс}^i) \cdot h_{\partial}^i = G_{нс} \cdot h_{нс}^i,$$

где $G_{пв}$, $G_{нс}^i$ - расходы питательной воды после обводного клапана и через пучки ПВД, т/ч;

$h_{пв}^i$, $h_{нс}^i$, h_{∂}^i - энтальпии питательной воды соответственно за ПВД-7, за клапаном обводной линии и за питательным насосом, определяются по таблицам воды и водяного пара по измеренным температурам и по давлению воды после питательного насоса, кДж/кг.

Испытания системы РППВ турбоустановки дают возможность определить расходы пара на каждый подогреватель. Расходы пара на подогреватели определяются из уравнения теплового баланса, которые составляются с учетом каскадного сброса из верхнего подогревателя в нижний. Уравнения теплового баланса для подогревателей:

$$\text{ПВД-7: } G_7 (h_7 - h_{к7}^i) \cdot \eta = G_{нс} (h_{в7}^i - h_{г6}^i);$$

$$\text{ПВД-6: } G_6 (h_6 - h_{к6}^i) \eta + G_7 (h_{к7}^i - h_{к6}^i) \eta = G_{нс} (h_{г6}^i - h_{г5}^i);$$

$$\text{ПВД-5: } G_5 (h_5 - h_{к5}^i) \eta + (G_6 + G_7) (h_{к6}^i - h_{к5}^i) \eta = G_{нс} (h_{г5}^i - h_{г4}^i);$$

$$\text{ПВД-4: } G_4 (h_4 - h_{к4}^i) \eta = (G_2 + G_3 + G_4 + G_{к}) (h_{г4}^i - h_{г3}^i);$$

$$\text{ПВД-3: } G_3 (h_3 - h_{к3}^i) \eta + G_4 (h_{к4}^i - h_{к3}^i) \eta = (G_2 + G_3 + G_4 + G_{к}) (h_{г3}^i - h_{г2}^i);$$

$$\text{ПВД-2: } G_2 (h_2 - h_{к2}^i) \eta + (G_3 + G_4) (h_{к3}^i - h_{к2}^i) \eta = G_{к} (h_{г2}^i - h_{г0}^i);$$

Деаэратор:

$$G_{пв} h'_{нв} \cdot \frac{1}{\eta} = (G_7 + G_6 + G_5) \cdot h'_{к5} + (G_2 + G_3 + G_4 + G_к) \cdot h'_{в4} + G_{пр} h'_к + G_{д} \cdot h_5$$

где $G_{пв}$, $G_к$ – расходы питательной воды и основного конденсата, определяются по результатам испытаний, т/ч;

h_7, \dots, h_2 – энтальпии греющего пара на подогреватели, определяются по данным испытаний с помощью таблиц воды и водяного пара, кДж/кг;

$h'_{к7}, \dots, h'_{к2}$ – энтальпии конденсата, определяются по соответствующему давлению греющего пара, кДж/кг;

$h'_{в7}, h'_{в6}, h'_{в5}, h'_{д}, h'_{в4}, h'_{в3}, h'_{в}, h'_{в2}, h'_{со}$ – энтальпии питательной воды и основного конденсата на входе и выходе из подогревателя, определяются по данным испытаний, кДж/кг;

Данные расчета расходов греющего пара на отдельные подогреватели для различных режимов работы турбоустановки представить в табл. 6. Необходимо представить графическую зависимость суммарного расхода пара на регенерацию от расхода пара на турбину, $\sum G_{рег} = f(G_0)$.

Проведенные испытания системы РППВ дают возможность определить влияние отклонения температуры питательной воды от номинального значения на экономичность турбоустановки. Снижение температуры питательной воды приводит к годовому перерасходу топлива на ТЭЦ для турбоустановки:

$$B = \frac{G_{нв} \cdot \Delta h_{нв} \cdot \tau}{Q_n^p \cdot \eta_{ка}}, \quad \frac{\text{т.у.т.}}{\text{год}},$$

где $\Delta h_{нв}$ – величина недогрева питательной воды, кДж/кг;

τ – число часов работы установки в году, час;

Q_n^p – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг;

$\eta_{ка}$ – КПД котлоагрегата.

Годовой перерасход условного топлива от пропуска части питательной воды через клапан обводной линии составит:

$$\Delta B = \frac{(G_{нв} - G'_{нв}) \cdot (h'_{нв} - h_{нв}) \cdot \tau}{Q_n^p \cdot \eta_{ка}}, \quad \frac{\text{т.у.т.}}{\text{год}}.$$

Расходы греющего пара на подогреватели системы РППВ

Таблица 6

Подогреватель	Измеряемая величина	Размерность	Режимы		
			I	II	III
ПВД-7	Энтальпия питательной воды на входе	кДж/кг			
	Энтальпия питательной воды на выходе	кДж/кг			
	Энтальпия греющего пара	кДж/кг			
	Энтальпия конденсата	кДж/кг			
	Расход греющего пара	т/ч			
ПВД-6	Энтальпия питательной воды на входе	кДж/кг			
	Энтальпия питательной воды на выходе	кДж/кг			
	Энтальпия греющего пара	кДж/кг			
	Энтальпия конденсата	кДж/кг			
	Расход греющего пара	т/ч			

Вопросы для самопроверки

1. Почему тепловой цикл ТЭС выполняют замкнутым?
2. Что характеризует термический КПД турбоустановки и относительный внутренний КПД турбины?
3. Чем определяется минимальное давление пара в конденсаторе?
4. В чем преимущество регенеративного цикла Ренкина?

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ТУРБОАГРЕГАТА ПТ-60-12,7/1,27

Цель работы: Изучение схемы и особенностей эксплуатации конденсационной установки турбины. Экспериментальное определение эксплуатационных характеристик конденсатора.

Описание схемы конденсационной установки

Конденсационная установка предназначена для конденсации пара, отработавшего в турбине. В паротурбинных установках, как правило, применяются конденсаторы поверхностного типа. Охлаждающая (циркуляционная) вода проходит через пучки трубок, расположенных в паровом пространстве конденсатора, а отработавший пар, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется, отдавая теплоту охлаждающей воде. В процессе конденсации удельный объем пара значительно (в десятки тысяч раз) уменьшается, что приводит к образованию вакуума в конденсаторе. Для поддержания вакуума в конденсаторе применяются специальные отсасывающие устройства - пароструйные эжекторы, которые удаляют из конденсатора воздух, попадающий в него с паром и через неплотности.

Упрощенная схема горизонтального поверхностного конденсатора изображена на рис. 7. К корпусу 1 присоединены две трубные доски 2. В трубных досках закреплены развальцовкой трубки 3, по которым при работе конденсатора циркулирует охлаждающая вода. Суммарная поверхность трубок образует охлаждающую поверхность конденсатора. К трубным доскам примыкают передняя 4 и задняя 5 водяные камеры с крышками 6. Пар поступает в конденсатор через горловину 7. Омывая снаружи трубки 3, пар отдает теплоту охлаждающей воде и конденсируется, конденсат пара стекает вниз в конденсатосборник 8, откуда удаляется при помощи конденсатного насоса. Охлаждающая вода подается циркуляционным насосом через трубу 9, проходит через нижний пучок трубок в заднюю камеру и, если конденсатор имеет два хода, как указано на схеме, поступает в верхний пучок трубок 3 и в верхнюю часть передней камеры 4, отделенную перегородкой 10 от нижней части камеры. Вода удаляется из конденсатора через трубу 11.

Воздух и другие неконденсирующиеся газы, поступающие через различные неплотности, выделяются при конденсации пара в конденсаторе и отсасываются из него через патрубок 12. В конденсаторе создается движение паро-воздушной смеси от горловины к патрубку отсоса воздуха.

На рис. 8 представлена схема конденсационной установки турбоагрегата ПТ-60-12,7/1,27. Конденсатор 1 разделен по воде на две самостоятельные половины, что позволяет их отключать для чистки при работе турбины.

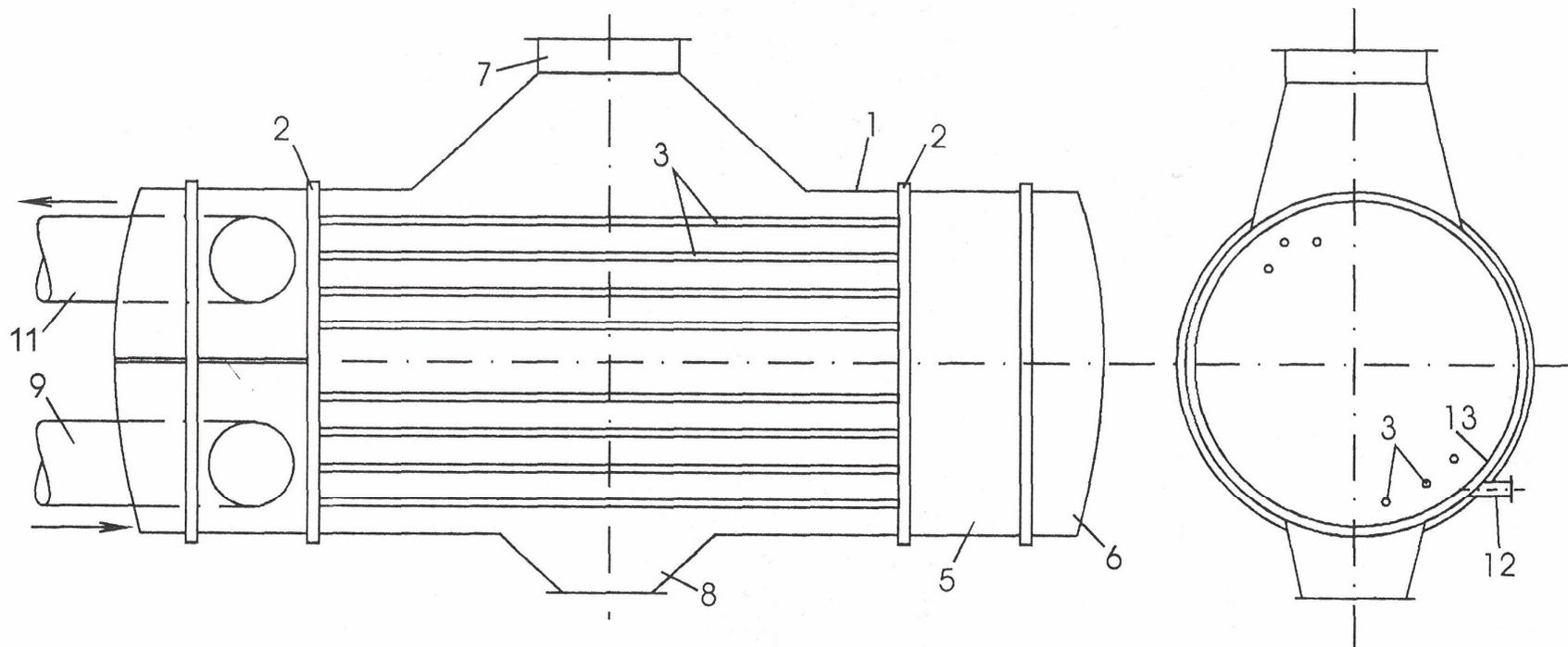


Рис.7. Схема поверхностного конденсатора:

- | | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| 1 – корпус; | 8 – конденсатосборник; |
| 2 – трубная доска; | 9 – подвод охлаждающей воды; |
| 3 – трубки; | 10 – перегородка в водяной камере; |
| 4 – передняя водяная камера; | 11 – сливная труба охлаждающей воды; |
| 5 – задняя водяная камера; | 12 – патрубок отсоса воздуха; |
| 6 – крышка водяной камеры; | 13 – перегородка |
| 7 – горловина конденсатора; | |

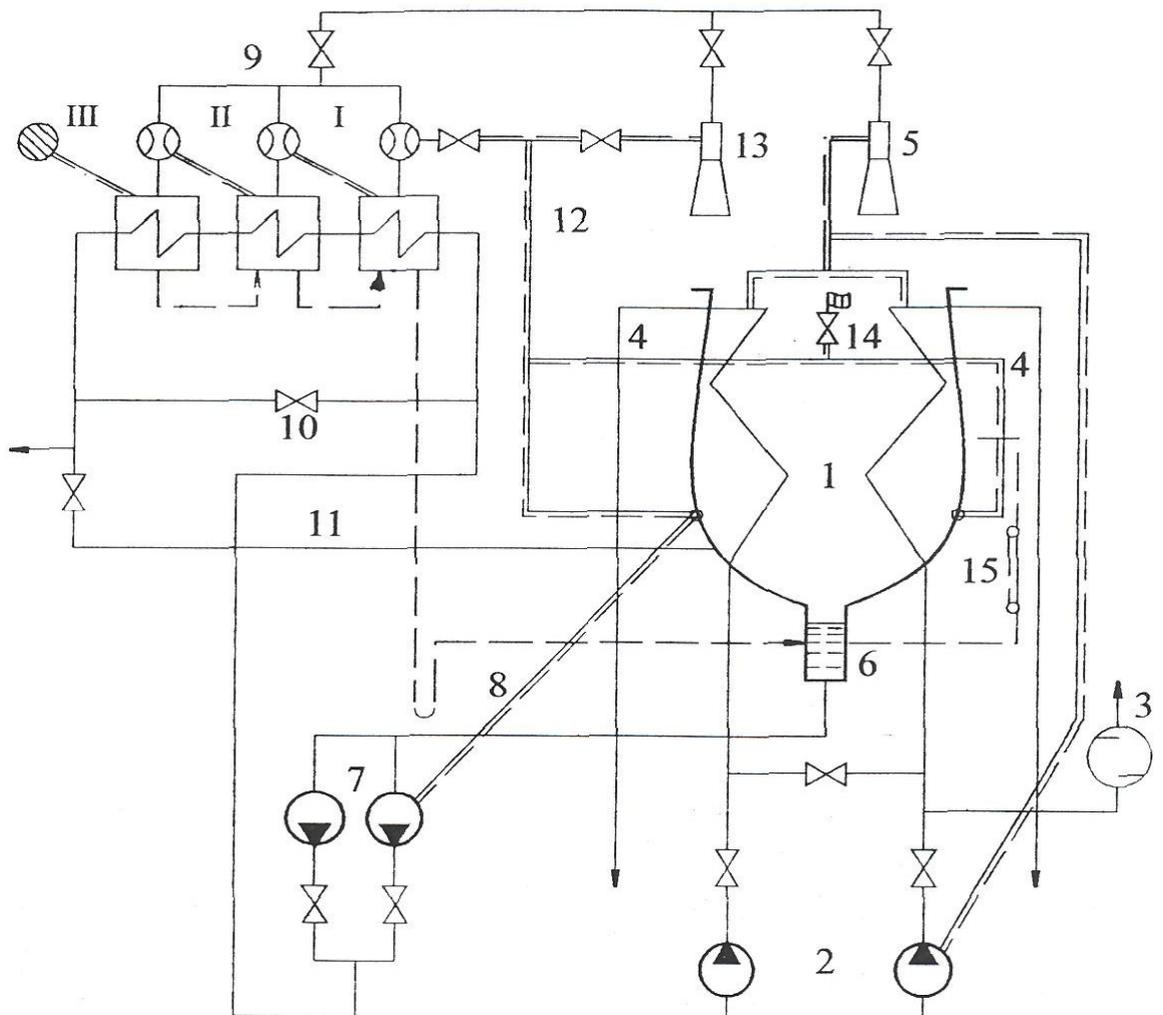


Рис.8. Схема конденсационной установки турбины ПТ-60-12,7/1,27:

- 1 – конденсатор;
- 2 – циркуляционные насосы;
- 3 – фильтры;
- 4 – сливные трубопроводы охлаждающей воды;
- 5 – одноступенчатый паровой эжектор;
- 6 – конденсатосборник;
- 7 – конденсатные насосы;
- 8 – линия отсоса воздуха;
- 9 – трехступенчатый паровой эжектор;
- 10 – обводная задвижка на главной конденсатной линии;
- 11 – линия рециркуляции;
- 12 – линия отсоса паровоздушной смеси к эжектору;
- 13 – пусковой паровой эжектор;
- 14 – вентиль для срыва вакуума;
- 15 – водоуказательное стекло

Между циркуляционными линиями предусмотрена перемычка с задвижками. Часть расхода охлаждающей воды через фильтры 3 направляется на охлаждение масла в маслосистеме турбины и на охлаждающее устройство электрогенератора. При неработающей конденсационной установке в ее циркуляционной системе в корпусах циркуляционных насосов скапливается воздух, который удаляется перед пуском циркуляционных насосов пусковым эжектором 5. Откачка конденсата из конденса-

тосборника 6 производится конденсатными насосами 7, включенными параллельно. Один из насосов находится в работе, а другой - в резерве. На всасывающей стороне конденсатного насоса находится линия отсоса воздуха в конденсатор. Трехступенчатый пароструйный эжектор 9 предназначен для удаления воздуха из конденсатора. Из напорной линии конденсатного насоса часть конденсата используется для охлаждения холодильников эжекторной группы, а остальной конденсат проходит непосредственно в систему регенерации через обводной трубопровод с задвижкой 10. Предусматривается линия рециркуляции 11, которая используется в период пуска турбины. Линия рециркуляции обеспечивает снабжение холодильников эжекторов достаточным количеством охлаждающего конденсата в период пуска, когда из турбины в конденсатор пар еще не поступает или поступает в незначительном количестве. Паровоздушная смесь отсасывается из конденсатора с двух сторон паровым эжектором по воздушной линии 12. К той же линии присоединен пусковой эжектор 13. На воздушной линии установлен также вентиль 14 для срыва вакуума в случае аварийной остановки турбины. Из холодильника третьей ступени эжектора, где давление несколько выше атмосферного, конденсат рабочего пара поступает самотеком в холодильник второй ступени, а затем - в холодильник первой ступени, находящейся под разрежением. Из первой ступени этот конденсат сливается в конденсатосборник через гидрозатвор. Стекло 15 служит для наблюдения за уровнем конденсата.

Конденсационная установка турбоагрегата ПТ-60-12,7/1,27 включает конденсатор типа 50-КЦС-4, основные технические данные которого приведены в табл. 7. Трубопроводный пучок конденсатора представляет собой свернутую ленту, симметричную относительно оси и обеспечивающую увеличение поверхности охлаждения и минимальное паровое сопротивление конденсатора. Благодаря разбивке трубной поверхности в виде извилистой ленты с глубокими свободными проходами для пара резко сокращается путь паровоздушной смеси через пучок и представляется возможность проходить пару между пучками трубок до нижней части конденсатора. Такая конструкция благоприятно отражается на выравнивании температуры в нижней и верхней частях конденсатора и способствует устранению переохлаждения конденсата. Воздух, поступающий вместе с отработавшим паром через неплотности вакуумной системы, непрерывно отсасывается из боковых поверхностей трехступенчатым эжектором типа ЭП-3-600-4.

Технические характеристики конденсатора 50-КЦС-4

Таблица 7

Показатели	Размерность	Величина
Давление в паровом пространстве	МПа	0,003
Поверхность охлаждения	м ²	3000
Давление в водяном пространстве	МПа	0,156
Расход охлаждающей воды	м ³ /с	2,22
Гидравлическое сопротивление	мм. вод. ст.	3,6
Число потоков воды	-	2
Число трубок	-	5800
Длина трубок	мм	6650
Диаметр трубок	мм	25/23
Размеры входного парового патрубка	мм	5250 x 2200
Патрубки отсоса воздуха	мм	2 x ø200
Входные патрубки охлаждающей воды	мм	2 x ø700
Вес конденсатора без воды	кг	54600
Вес конденсатора с водой в водяном и паровом пространстве	кг	160000

Описание испытательной схемы

Испытательная схема с указанием мест расположения измерительных приборов на конденсационной установке представлена на рис.9. Конденсационная система турбины оснащена приборами, предназначенными для замеров: температуры охлаждающей циркуляционной воды на входе и выходе из конденсатора, температуры конденсата на выходе из конденсатора, разрежения в конденсаторе, расхода конденсата. Измерение разрежения в конденсаторе производится вакуумметром, состоящим из стеклянной трубки, опущенной одним концом в чашечку с ртутью, другой конец трубки присоединен к конденсатору. Схема присоединения вакуумметра к конденсатору показана на рис. 10.

Высота стояния уровня ртути в трубке H , отмеченная по расположенной рядом шкале, определит разрежение. Для более точного замера разрежения вакуумметр присоединяется к верхней части конденсатора около атмосферного клапана. Если известны барометрическое давление $P_{бар}$, замеренное по ртутному барометру в мм рт. ст., то абсолютное давление в конденсаторе определяется:

$$P_k = P_{бар} - H, \text{ мм рт. ст.}$$

В системе СИ абсолютное значение определяется: $P_{абс} = \frac{P_k}{7501}, \text{ МПа.}$

Перечень пунктов замеров на схеме с указанием измеряющих приборов приведен в табл. 8.

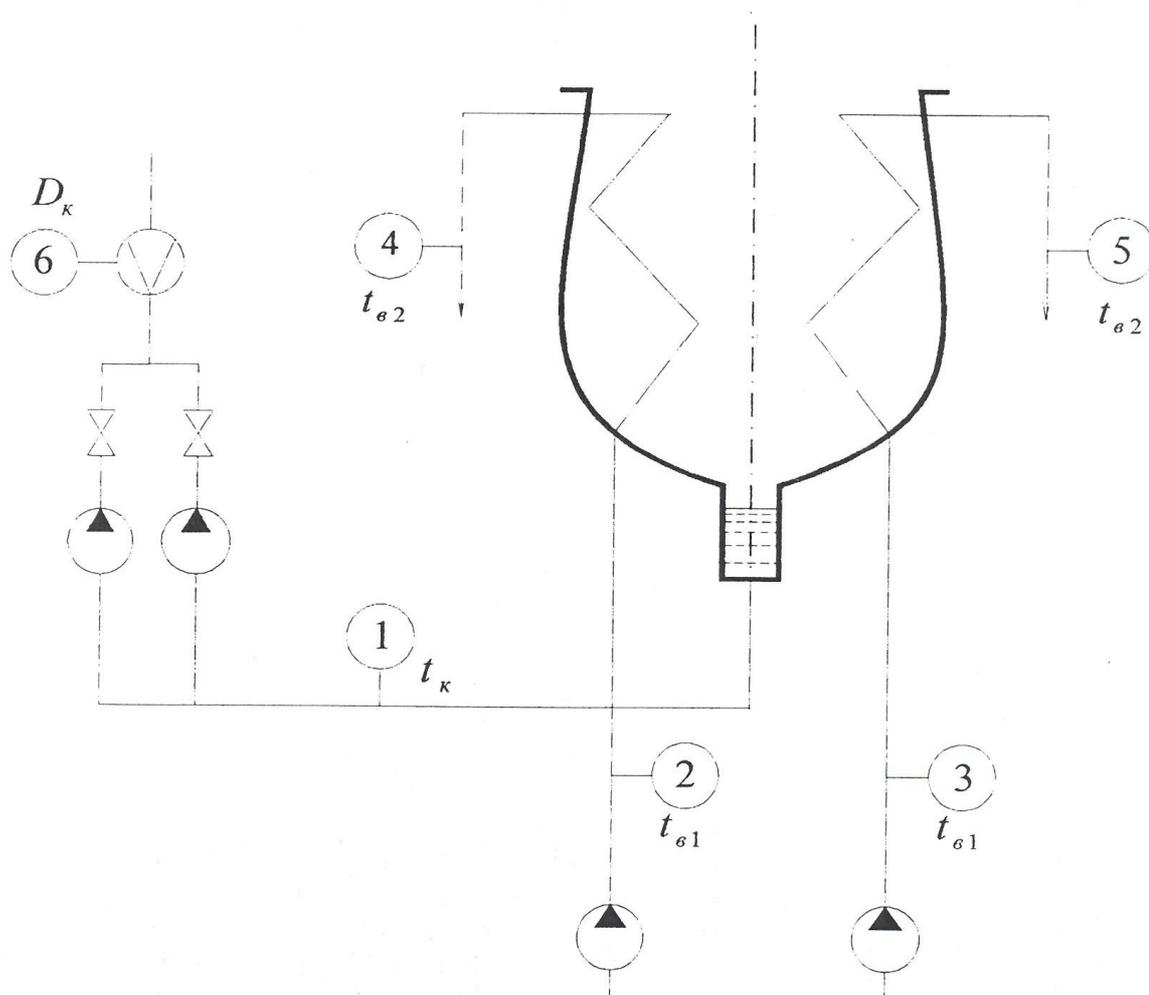


Рис.9. Испытательная схема конденсационной установки

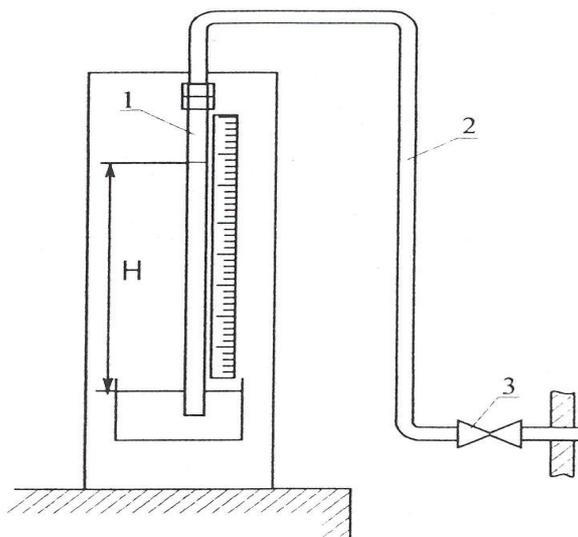


Рис.10. Схема присоединения вакуумметра:
 1 – вакуумметр; 2 – соединительная трубка; 3 – кран
 Пункты замеров параметров испытательной схемы

Таблица 8

№ позиции	Обозначение	Наименование пункта замера
1	t_k	Температура конденсата на выходе из конденсатора. Лабораторный термометр 0-50 °С; цена деления 0,1 °С
2	$t_{в1}$	Температура циркуляционной воды на входе в конденсатор справа. Лаб. Терм. 0-50 °С; цена деления 0,1 °С
3	$t_{в1}$	Температура циркуляционной воды на входе в конденсатор слева. Лаб. терм. 0-50 °С; цена деления 0,1 °С
4	$t_{в2}$	Температура циркуляционной воды на выходе из конденсатор справа. Лаб. терм. 0-50 °С; цена деления 0,1 °С
5	$t_{в2}$	Температура циркуляционной воды на выходе из конденсатор слева. Лаб. терм. 0-50 °С; цена деления 0,1 °С
6	G_k	Расход потока конденсата из конденсатора
7	P_k	Разряжение в конденсаторе. Вакуумметр; 1 мм рт. ст.

Подготовка и проведение испытаний

Перед проведением испытаний следует изучить схему конденсационной установки, расположение приборов на испытательной схеме, ознакомиться с техническими характеристиками элементов конденсационного устройства.

Испытания следует проводить для различных расходов пара в конденсатор, но при постоянных расходах в производственный и теплофикационный отборы.

Во время проведения испытаний не допускается никаких изменений в установке регулирования. Расход питательной воды через ПВД должен быть равен расходу пара на турбину.

Для каждого режима снимаются показания приборов на испытательной схеме. Средние значения измеренных параметров записываются в журнал наблюдений, представленный в табл. 9.

Измеряемая величина	Обозначение	Размерность	Режимы		
			I	II	III
1	2	3	4	5	6
Мощность	N_0	МВт			
Расход свежего пара	G_0	т/ч			
Давление свежего пара	P_0	МПа			
Температура свежего пара	t_0	$^{\circ}\text{C}$			
Температура питательной воды	$t_{\text{пв}}$	$^{\circ}\text{C}$			
Расход пара в II - отбор	G_{II}	т/ч			
Расход пара в T - отбор	G_{T}	т/ч			
Расход конденсата из конденсатора	$G_{\text{к}}$	т/ч			
Температура конденсата	$t_{\text{к}}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура циркуляционной воды на входе справа	$t_{\text{в1}}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура циркуляционной воды на входе слева	$t_{\text{в1}}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура циркуляционной воды на выходе справа	$t_{\text{в2}}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура циркуляционной воды на выходе слева	$t_{\text{в2}}$	$^{\circ}\text{C}$			
Температура циркуляционной воды на выходе средняя	$t_{\text{в2 ср}}$	$^{\circ}\text{C}$			
Разрежение в конденсаторе	$P_{\text{к}}$	мм рт. ст.			

Мощность турбоагрегата, расходы пара на турбину и в регулируемые отборы, расход питательной воды, а также параметры свежего пара фиксируются по штатным приборам щита управления машинного зала.

Обработка результатов испытаний

Режим работы конденсационной установки определяется удельной паровой нагрузкой, расходом и температурой циркуляционной воды. Расход циркуляционной воды на конденсатор необходимо определить из уравнения теплового баланса для конденсатора:

$$G_{\text{к}}(h_{\text{к}} - h_{\text{к}}') = W(h_{\text{в2ср}}' - h_{\text{в1}}')$$

где $G_{\text{к}}$ - расход пара в конденсатор, т/ч; $h_{\text{к}}$, $h_{\text{к}}'$ - энтальпии отработавшего пара и конденсата, кДж/кг; W - расход циркуляционной воды, т/ч;

$(h_{\text{в2ср}}' - h_{\text{в1}}')$ – величина нагрева циркуляционной воды в конденсаторе, кДж/кг.

Разность энтальпий $(h_{\text{к}} - h_{\text{к}}')$ принимается для всех режимов работы конденсатора постоянной и для турбины ПТ-60-12,7/1,27 равна 2200 кДж/кг.

Расход циркуляционной воды составит:

$$W = \frac{G_{\text{к}} \cdot 2200}{h_{\text{в2ср}}' - h_{\text{в1}}'}, \text{ т/ч .}$$

Кратность охлаждения $m = W/G_{\text{к}}$.

Удельная паровая нагрузка конденсатора

$$d_k = \frac{G_k \cdot 1000}{F}, \quad \text{кг/м}^2 \text{ ч.}$$

В реальных условиях теплообмена в конденсаторе между конденсирующимся паром и охлаждающей водой имеется температурный напор δt , который необходимо рассчитать по зависимости:

$$\delta t = t_n - t_{в2ср},$$

где t_n - температура насыщения отработавшего пара, определяется по абсолютному давлению в конденсаторе;

$t_{в2ср}$ - средняя температура охлаждающей циркуляционной воды на выходе из конденсатора.

Для современных конденсаторов значение δt находится в пределах около 5 – 10 °С. При эксплуатации конденсационной установки повышение δt может происходить из-за ухудшения работы воздухоудаляющего устройства, из-за ухудшения воздушной плотности и из-за загрязнения поверхности охлаждения конденсатора отложениями.

Важным фактором проявления ненормальной работы конденсационной установки является переохлаждение конденсата. Переохлаждением конденсата Δt_k называется разность между температурой насыщения t_n при давлении в конденсаторе и температурой конденсата t_k :

$$\Delta t_k = t_n - t_k.$$

Величину Δt_k необходимо рассчитывать для каждого режима работы установки.

Переохлаждение конденсата вызывает увеличение потери теплоты с охлаждающей водой и необходимость дополнительного подогрева конденсата за счет пара из регенеративного отбора.

Переохлаждение конденсата вызывается повышенным присосом воздуха в конденсатор и высоким стоянием уровня конденсата в конденсаторе.

Данные результатов обработки опытных данных следует представить в табл.10.

Результаты испытаний конденсационной установки

Таблица 10

Наименование показателей	Обозначение	Размерность	Режимы		
			I	II	III
1	2	3	4	5	6
Расход охлаждающей циркуляционной воды	W	т/ч			
Кратность охлаждения	m	-			
Удельная паровая нагрузка	d_k	кг/м ² ч			
Величина температурного напора	δt	°С			
Величина переохлаждения конденсата	Δt_k	°С			

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ ПТ-60-12,7/1,27

Цель работы: Изучение системы регулирования турбины, ее назначение, устройство, принцип работы, технические характеристики.

Краткое описание САР турбоустановки ПТ-60-12,7/1,27

В турбинах с двумя отборами пара (рис.11) требуется регулировать три величины: скорость вращения, давление в первой камере отбора P_1 и давление P_2 во второй камере отбора. Для регулирования указанных величин турбина должна обладать тремя группами клапанов 7, 8 и 9 (или другими распределительными органами), которые делят ее на три отсека: высокого 10, среднего 11 и низкого 12 давления. Между этими частями турбины, которые могут находиться и в одном корпусе, предусмотрены отборы пара 13 и 14. Пар после части низкого давления турбины поступает в конденсатор 15.

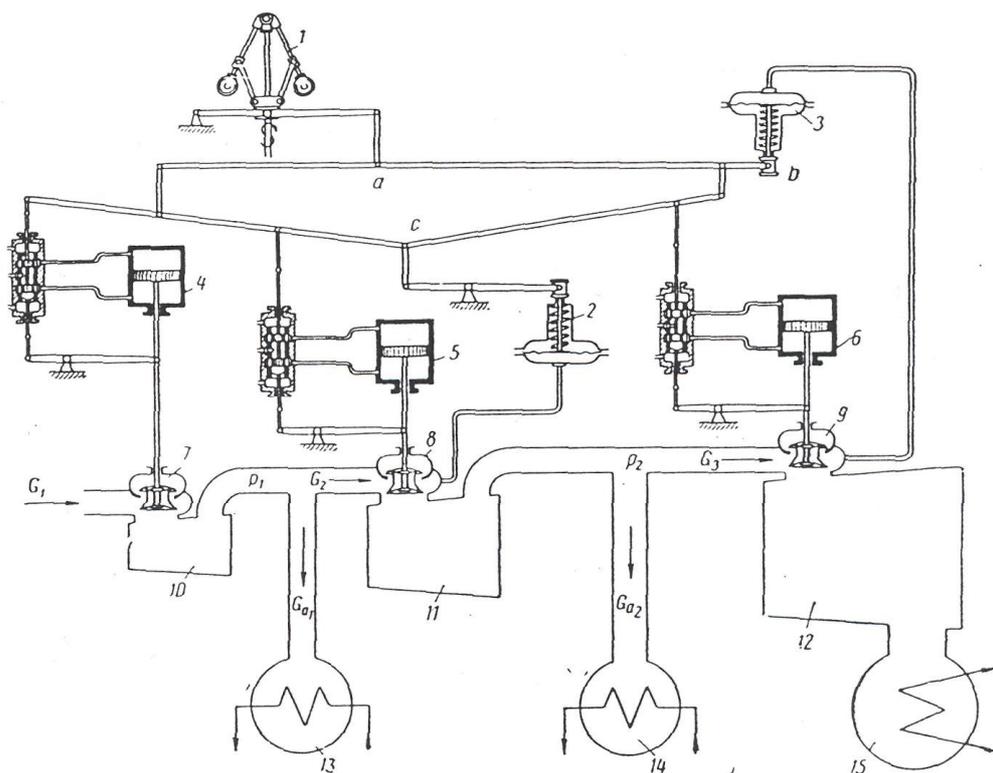


Рис.11. Схема связанного регулирования турбины с двумя отборами пара.

Для указанного регулирования предназначены три регулятора: регулятор скорости 1 и два регулятора давления 2 и 3. Управление каждой группой клапанов производится посредством отдельного усилителя. На схеме показано три усилителя 4, 5 и 6. Между регуляторами и золотниками усилителей на схеме указаны рычажные передачи, связывающие каждый регулятор с золотниками всех усилителей.

Расстояние между группами клапанов оказывается значительным, вследствие чего рычаги получаются длинными и тяжелыми. Для перемещения таких рычагов потребовались бы регуляторы, обладающие весьма большой поддерживающей силой. Поэтому в системах регулирования турбин с двумя отборами пара целесообразно применять двойное или тройное усиление в передаточных механизмах от каждого регулятора к клапанам. Не усложняя схему введением дополнительных усилителей, будем предполагать, что к точкам **а**, **в** и **с** рычажного механизма примыкают штоки соответственно первого, второго и третьего промежуточных усилителей, причем на золотник каждого промежуточного усилителя воздействует только один регулятор.

На рис. 12 показана схема регулирования, маслоснабжения и защиты турбины ПТ-60/75-12,7/1,27. Давление первого отбора может устанавливаться в интервале от 1,0 до 1,6 МПа, давление во втором отборе от 0,12 до 0,25 МПа. Неравномерность регулирования первого отбора 0,012 МПа, второго отбора - 0,025 МПа.

Парораспределение ЧВД и ЧСД выполнено сопловым, с четырьмя регулирующими клапанами. В ЧВД имеется пятый клапан внутреннего обвода (на рис. 12 этот клапан не показан). Привод регулирующих клапанов осуществляется сервомоторами с поступательно - перемещающимися поршнями. В ЧНД пар поступает через поворотную диафрагму двухклапанной конструкции. Поворотная диафрагма также приводится поршневым сервомотором. Все сервомоторы управляются отсечными золотниками по схеме, применяемой обычно в турбинах ЛМЗ.

Маслоснабжение осуществляется центробежным масляным насосом 1, который создает давление около 2,0 МПа. Во всасывающей камере насоса поддерживается избыточное давление в 0,1 МПа с помощью инжектора 2. Этот же инжектор подает масло через маслоохладители 3 к подшипникам турбины и генератора. В линию всасывания главного масляного насоса направляются сливы масла из сервомоторов системы регулирования. Этим достигается почти постоянный расход масла через инжектор не только при установленном режиме работы турбины, но также и во время регулировочных процессов. В качестве вспомогательных насосов в схему включены: масляный электронасос высокого давления 4 с двигателем переменного тока и два масляных электронасоса низкого давления, первый из которых приводится двигателем переменного, а другой двигателем постоянного тока. Запуск этих насосов производится автоматически специальным масляным реле 7 при понижении давления смазки.

По обычно применяемой ЛМЗ схеме проточный золотник 8 регулятора частоты вращения управляется промежуточным суммирующим золотником частоты вращения 9, который расположен в блоке суммирующих золотников, и дифференциатором 10. Исполнительный золотник дифференциатора 11 позволяет понизить давление дифференциального сервомотора суммирующего золотника скорости 9 в случае значительного ускорения ротора турбины. Таким образом, суммирующий золотник скорости находится под влиянием двух импульсов: скорости и ускорения турбины.

В блоке суммирующих золотников располагаются также суммирующие золотники 12 и 13 регуляторов давления первого и второго отборов. Каждый из регуляторов давления расположен над своим золотником. Необходимо отметить, что в блоке суммирующих золотников расположены в четырех этажах четыре камеры, которые пронизываются тремя пустотелыми вертикальными проточными золотниками.

Камера четвертого этажа питается маслом из импульсной линии, куда оно протекает через дифференциальный поршень отсечного золотника 14 главного сервомотора ЧВД 15. Второй этаж блока питается по такой же схеме от импульсной линии отсечного золотника 16 сервомотора ЧСД 17 и, наконец, нижний этаж от импульсной линии, управляющей отсечным золотником 18 сервомотора 19 поворотной диафрагмы ЧНД. Третий этаж блока суммирующих золотников представляет собой камеру слива масла, которая соединена со всасывающей полостью главного масляного насоса.

Пустотелые цилиндрические золотники имеют сливные окна на уровне всех четырех этажей. При этом окна третьего сливного этажа остаются всегда полностью открытыми, в то время как окна первого, второго и четвертого этажей изменяют сечение слива масла из каждого этажа в такой пропорции, при которой обеспечивается независимость регулирования скорости и двух давлений отборов турбины.

Суммирующий золотник выполнен за одно целое с дифференциальным поршнем, на верхнюю кольцевую поверхность которого действует постоянное (в статике), несколько сниженное давление масла от насоса. Это усилие уравновешивается давлением импульсного масла золотника главного сервомотора ЧВД.

Регуляторы давления с их суммирующими золотниками выполнены однотипными. В верхней части регулятора находится сильфонная мембрана, с внешней стороны нагруженная давлением отбираемого пара. Связанный с торцевой крышкой мембраны центральный стержень несет на себе тарелку, нагруженную двумя пружинами сжатия. Натяжение нижней пружины может изменяться от руки или с помощью дистанционного привода, чем достигается настройка регулятора на нужный уровень давления. Находящаяся на торце центрального стержня отбойная пластина перекрывает слив из вертикальной трубки, соединенной с верхней полостью цилиндра дифференциального сервомотора, в нижнюю кольцевую полость которого подается масло постоянного давления.

В результате поршень дифференциального сервомотора и связанный с ним суммирующий золотник "следят" за перемещениями отбойной пластины регулятора давления.

С помощью ручного или дистанционного управления можно одновременно изменять натяжение пружины регулятора и, подводя масло под поршень, связанный со струйной трубкой, перемещать последнюю по отношению к суммирующему золотнику.

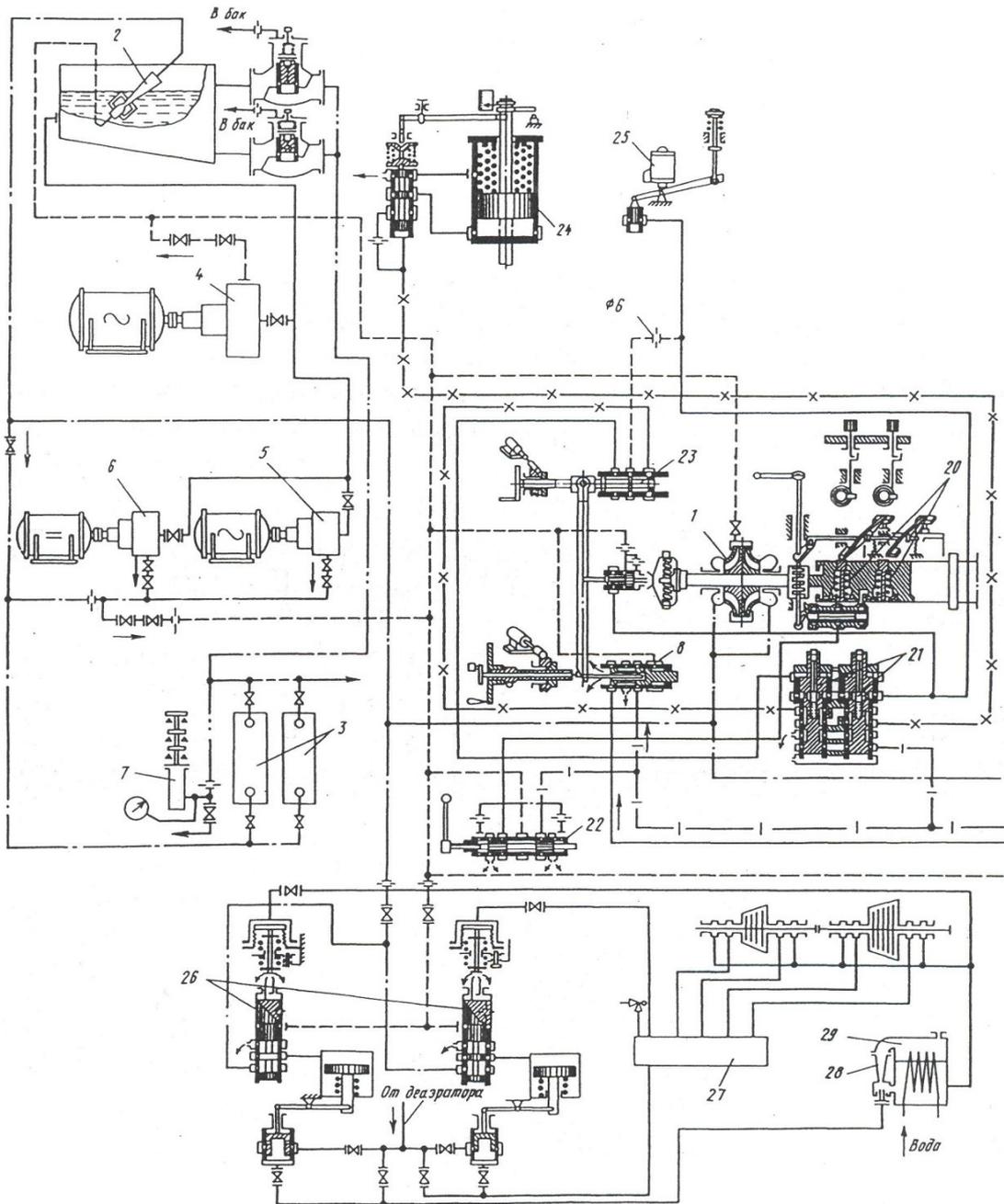


Рис.12. Схема регулирования, маслоснабжения и защиты турбины
ПТ-60/75-12,7/1,27

масло в ванночки бойков и вызвать их срабатывание при номинальной частоте вращения турбины. Для того чтобы срабатывание бойков в этом случае не привело к посадке стопорного и регулирующего клапанов, золотник опробования заблокирован со специальным трехходовым краном, который перекрывает слив масла из-под золотника стопорного клапана и из верхней полости дифференциального сервомотора первого звена усиления регулятора скорости.

Срабатывание защиты турбины может также производиться от руки или при помощи электромагнитного выключателя 25, к которому подключается реле осевого сдвига ротора. В случае падения давления масла автоматически включается масляный электронасос высокого давления 4. При дальнейшем снижении давления масла реле 7 пускает аварийный масляный насос низкого давления, подающий масло непосредственно к подшипникам турбины.

В схеме предусмотрены также вакуум-регулятор и ограничитель мощности по давлению свежего пара. Подвод и отвод пара от концевых лабиринтовых уплотнений контролируется блоком регуляторов 26.

Наконец, специальное регулирующее устройство применено для управления линией рециркуляции конденсата.

Методические указания

Основным материалом для подготовки к защите работы являются пояснения преподавателя - руководителя лабораторных работ, производственные инструкции и учебные пособия для студентов. Для облегчения усвоения материала приведено краткое описание системы регулирования, защиты и масляной системы турбины.

Задание к отчету

1. Выполнить эскизы: реле осевого сдвига, автомата безопасности, стопорного клапана.
2. Разобраться в устройстве и назначении элементов схемы регулирования турбины.
3. Разобраться с работой системы регулирования турбины при изменении регулируемых параметров.

Список литературы

1. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник /Под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
2. Шляхин П.Н., Бершадский М.Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. - М.: Энергия, 1970.
3. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.
4. Трухний А.Д., Круженников Б.Н., Петрунин С.В. Атлас конструкций деталей турбин. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.
5. Паровые и газовые турбины. Атлас конструкций. – Л.: Машиностроение, 1970.
6. Каталог 18.6.75. Паротурбинные установки.
7. Щегляев А.В. Паровые турбины. - М.: Энергия, 1975.
8. Трухний А.Д., Лосев С.М. Стационарные паровые турбины. М.: Энергия, 1981.
9. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1990.
10. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: Издательство МЭИ, 2002.
11. Паровые и газовые турбины / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова.-М.: Энергоатомиздат, 1985.
12. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1993.
13. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
14. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины. – М.: Энергия, 1974.
15. Кириллов И.И., Иванов В.А., Кириллов А.И. Паровые турбины и паротурбинные установки. - Л.: Машиностроение, 1978.

4. МАТЕРИАЛЫ ПО КОНТРОЛЮ КАЧЕСТВА ОБРАЗОВАНИЯ

4.1. Методические указания по организации контроля знаний студентов

Важнейшей составляющей изучения дисциплины является контроль знаний студентов, в том числе тестовый контроль качества освоения профессиональной образовательной программы (проверка остаточных знаний). Предусмотрены следующие виды контроля знаний студентов:

Входной контроль

Входной контроль по дисциплине представляет собой тестовые задания, позволяющие оценить знание понятий, определений и закономерностей, используемых в данной дисциплине и изучаемых ранее в других курсах (техническая термодинамика, тепломассообмен, гидрогазодинамика), т.е. подготовленность студентов для освоения дисциплины.

Межсессионный контроль

Межсессионный контроль включает теоретические задания по изучаемым темам, выполнение проверочных работ. По результатам текущего контроля проводится промежуточная аттестация (контрольные точки), экзаменационная оценка по дисциплине выставляется с учетом результатов межсессионного контроля.

Экзаменационный контроль

Итоговой формой контроля знаний студентов является экзамен. В ответах студентов на экзамене знания и умения оцениваются по пятибалльной системе. Опрос студентов осуществляется в письменно-устной форме. Экзаменационный билет включает два теоретических вопроса по изученному курсу. Для подготовки ответа на вопросы и решения задачи дается 50 мин.

Контроль остаточных знаний

Проверка качества освоения профессиональной образовательной программы осуществляется после изучения дисциплины в виде тестирования.

4.2. Критерии оценки знаний студентов

Входной контроль, межсессионный (теоретические задания) контроль и контроль остаточных знаний

Знания оцениваются по четырехбалльной шкале.

Отлично – не менее 85% правильно выполненных заданий; *хорошо* – не менее 75% правильно выполненных заданий; *удовлетворительно* – не менее 50% правильно выполненных заданий; *неудовлетворительно* – менее 50% правильно выполненных заданий.

Межсессионный контроль (проверочные работы)

Каждая проверочная работа включает две задачи. Практические умения решения задач оцениваются по четырехбалльной шкале.

Отлично – правильно решены обе задачи. *Хорошо* – одна задача решена правильно, при решении второй задачи допущены ошибки (задача не решена до конца, неправильно найдены некоторые величины) или решение обеих задач содержит ошибки не принципиального характера. *Удовлетворительно* – правильно решена одна задача или решение обеих задач содержит принципиальные ошибки. *Неудовлетворительно* – обе задачи решены неверно.

Экзаменационный контроль

Итоговой формой контроля знаний студентов по данной дисциплине является экзамен. Экзаменационный билет включает два теоретических вопроса по изученному курсу. В ответах студентов на экзамене знания и умения оцениваются по пятибалльной системе. При этом учитываются: глубина и полнота знаний, владение необходимыми (в объеме программы)

умениями, осознанность и самостоятельность применения знаний, логичность изложенного материала.

Оценка **«отлично»** ставится:

- в случае правильных и полных ответов на теоретические вопросы билета.

Оценка **«хорошо»** ставится:

- в случае правильного, но неполного ответа на один из теоретических вопросов билета, требующего уточняющих дополнительных вопросов со стороны преподавателя или ответа, содержащего ошибки принципиального характера, которые студент исправляет после замечаний (дополнительных вопросов) преподавателя.

Оценка **«удовлетворительно»** ставится:

- в случае ответа, содержащего ошибки принципиального характера (или отсутствие ответа) на один из теоретических вопросов билета (при условии правильного и полного ответа на второй теоретический вопрос).

Оценка **«неудовлетворительно»** ставится:

- в случае неверных ответов (отсутствия ответов) на оба теоретических вопроса билета.

4.3. Рекомендуемое обеспечение дисциплины

1. Черкасский В.М., Калинин Н.В., Кузнецов Ю.В., Субботин В.И. Нагнетатели и тепловые двигатели. – М.: Энергоатомиздат, 1997.
2. Турбины тепловых и атомных электрических станций /Костюк А.Г., Фролов В.В. – 2-е издание перераб. – М.: Издательство МЭИ, 2001.
3. Костюк А.Г., Фролов В.В. Паровые и газовые турбины. – М.: Энерго атомиздат, 1985.
4. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
5. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Учебник для вузов в 2-х книгах/ Щегляев А.В. – 6-е издание перераб. – М.: Энергоатомиздат., 1993.
6. Паровые и газовые турбоустановки. Учебное пособие/ Яблоков Л.Д., Логинов И.Г. – М.: Энергоатомиздат., 1988.
7. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976.
8. Трояновский Б.М., Филлипов Г.А., Булкин А.Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1985.
9. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
10. Малюшенко В.В. , Михайлов А.К. Энергетические насосы. Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1981.
11. Семенов А.А., Шевченко А.М. Тепловой расчет паровой турбины. – Киев: Вища школа, 1975.
12. Дейч М.Е., Филлипов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965.
13. Паровые и газовые турбины. Атлас конструкций. – Л.: Машиностроение, 1970.
14. Занин А.И., Соколов В.С. Паровые турбины. – М.: Высшая школа, 1988.
15. Шляхин П.Н., Бершадский М.Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. – М.: Энергия, 1970.
16. Теплоэнергетика и теплотехника. Кн. 1. Общие вопросы. /Под. общей ред. Клименко А.В. и Зорина В.М. М: Издательство МЭИ, 2000.
15. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. М: Издательство МЭИ, 2004.
16. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М: Издательство МЭИ, 1999.
17. h,s-диаграмма воды и водяного пара.

18. Журналы: «Промышленная энергетика», «Электрические станции», «Теплоэнергетика».

19. Интернет и другие доступные средства электронной информации.

Вопросы теста для определения остаточных знаний по дисциплине
«Тепловые двигатели и нагнетатели»

1. Как влияет повышение начального давления пара на экономичность паротурбинной установки?
 - Вначале возрастает, а затем снижается;
 - Вначале снижается, а затем возрастает;
 - Возрастает;
 - Уменьшается.
2. Как влияет повышение начальной температуры пара на экономичность паротурбинной установки?
 - Вначале возрастает, а затем снижается;
 - Вначале снижается, а затем возрастает;
 - Возрастает;
 - Уменьшается.
3. Как влияет повышение конечного давления пара на экономичность паротурбинной установки?
 - Вначале возрастает, а затем снижается;
 - Вначале снижается, а затем возрастает;
 - Возрастает;
 - Уменьшается.
4. Для чего применяют регенеративный подогрев питательной воды (РППВ)?
 - Для повышения экономичности котлоагрегата;
 - Для уменьшения потерь в конденсаторе;
 - Для повышения экономичности ПТУ;
 - Для повышения экономичности проточной части турбины.
5. Что является критерием сжимаемости жидкости?
 - Способность подвергаться сжатию;
 - Способность подвергаться расширению;
 - Способность сопротивляться изменению своего объема.
6. Что определяет коэффициент скорости?
 - Ускорение в лопатках турбинной ступени;
 - Потери только в сопловых лопатках;
 - Потери только в рабочих лопатках;
 - Потери как в сопловых, так и рабочих лопатках.
7. Что такое степень реактивности турбинной ступени?
 - Отношение располагаемых теплоперепадов на рабочих лопатках и всей ступени;
 - Отношение располагаемых теплоперепадов на сопловых лопатках и всей ступени;
 - Отношение располагаемых теплоперепадов предыдущей и последующей ступени.
8. . Что такое степень парциальности турбинной ступени?
 - Отношение расходов пара в нерегулируемые отборы и на турбину;
 - Отношение расходов пара в регулируемые отборы и на турбину;

- Отношение длины дуги подвода пара к ступени ко всей длине ее окружности.

9. Какая ступень называется активной?

- В которой расширение происходит только в рабочих лопатках;
- В которой расширение происходит только в сопловых лопатках;
- В которой расширение происходит как в сопловых, так и в рабочих лопатках.

10. Какая ступень называется реактивной?

- В которой расширение происходит только в рабочих лопатках;
- В которой расширение происходит только в сопловых лопатках;
- В которой расширение происходит как в сопловых, так и в рабочих лопатках.

11. Какие виды энергии преобразуются в сопловых и рабочих решетках?

- Потенциальной в электрическую;
- Кинетической в потенциальную;
- Потенциальной в кинетическую, а затем в механическую;
- Механической в электрическую.

12. Какой КПД турбинной ступени выше: относительный лопаточный или относительный внутренний?

- Относительный лопаточный;
- Относительный внутренний.
- Они равны между собой.

13. Как влияет влажность пара на экономичность и надежность работы турбинной установки?

- Вначале возрастает, а затем снижается;
- Вначале снижается, а затем возрастает;
- Возрастает;
- Уменьшается.

14. Как влияет степень реактивности ступени на ее оптимальный теплоперепад?

- С увеличением степени реактивности ступени ее оптимальный теплоперепад возрастает;
- С увеличением степени реактивности ступени ее оптимальный теплоперепад снижается;
- Не влияет.

15. В каких ступенях сильнее изменяются теплоперепады при изменении расхода пара через турбину?

- В активных;
- В реактивных;
- В регулирующих;
- В комбинированных.

16. Что такое возврат теплоты?

- Передача теплоты от ротора к статору;
- Использование теплоты потерь ступени;
- Передача теплоты потребителю в виде горячей воды;
- Использование скрытой теплоты парообразования.

17. Чем определяется предельная мощность однопоточной многоступенчатой турбины?

- Механической прочностью ротора;
- Механической прочностью статора;
- Механической прочностью конденсатора;

- Паропроизводительностью котлоагрегата.

18. Какой способ парораспределения является наиболее экономичным?

- Дроссельное;
- Сопловое;
- Обводное;
- Комбинированное.

19. Какие типы турбин применяют для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии?

- Конденсационные турбины;
- Теплофикационные турбины;
- Турбины с противодавлением.

20. Почему в турбинах с противодавлением нельзя изменять электрическую мощность независимо от расхода пара теплового потребителя?

- Невозможно использовать лишний пар;
- Большое парение в конденсаторе;
- Срабатывание предохранительных клапанов;
- Выход из строя подшипников.

21. Назначение диаграмм режимов.

- Для загрузки потребителей тепловой и электрической энергией;
- Для определения области возможных режимов работы;
- Для распределения выработки по цилиндрам турбины;
- Для загрузки вспомогательного оборудования турбинного цеха.

22. Почему цилиндры мощных турбин выполняются двухпоточными?

- Для снижения вибрации ротора;
- Для снижения осевого усилия на опорном подшипнике;
- Для уменьшения размеров ступеней;
- Для равномерной загрузки отборов.

23. Чем отличается турбина с противодавлением от конденсационной?

- Отсутствием генератора;
- Ограничением установленной мощности;
- Отсутствием конденсатора;
- Наличием теплового потребителя;

24. Каково назначение валоповоротного устройства?

- Для разгона ротора турбины при пуске;
- Для торможения ротора турбины при останове;
- Для равномерного прогрева или охлаждения ротора.

25. Каково назначение конденсатора?

- Для очистки конденсата;
- Для конденсации отработавшего пара после турбины;
- Для зарядки конденсаторных батарей.

26. Какие системы водоснабжения ПТУ вы знаете?

- Открытые;
- Закрытые;

- Прямоточные;
- Обратные.

27. Каково назначение парового эжектора?

- Для создания вакуума в конденсаторе;
- Для удаления агрессивных газов из конденсатора;
- Для откачки конденсата из конденсатора;
- Для подачи пара после турбины в конденсатор;
- Для поддержания вакуума.

28. Каково назначение системы маслоснабжения?

- Для смазки вращающихся деталей насосов;
- Для смазки подшипников;
- Для получения масла из отходов нефтепереработки;
- Для подачи масла в систему регулирования.

29. Каково назначение системы автоматического регулирования?

- Для регулирования подачи масла на смазку;
- Для регулирования частоты вращения вала турбины;
- Для поддержания давления в регулируемых отборах;
- Для регулирования расхода воды на горячее водоснабжение.

30. Каково назначение систем защиты турбин?

- Для защиты от воздействия персонала;
- Для защиты от атмосферных осадков;
- Для защиты оборудования от разрушения;
- Для защиты от скачков напряжения в сети.

Содержание

1. Рабочая программа	2
2. Краткий конспект лекций	16
3. Практические занятия	39
4. Материалы по контролю качества образования	73