

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

ТУРБИНЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Методические рекомендации
по выполнению курсового проекта

Минск 2005

УДК 621.165

Составители:

В.К. Балабанович, Н.В. Пантелей

Рецензенты:

А.П. Несенчук, Н.Н. Скоробогатый

Методические рекомендации предназначены для студентов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции», и включают методики основных расчетов паровых турбин ТЭС, а также необходимый справочный материал.

Методические рекомендации преследуют цель привития студентам практических навыков расчетов и выработки творческого начала при конструировании.

© Балабанович В.К., Пантелей Н.В.,
составление, 2005

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.	5
ВВЕДЕНИЕ.	6
СОСТАВ, СОДЕРЖАНИЕ, ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ТРЕБОВАНИЯ К ЕГО ОФОРМЛЕНИЮ.	8
1. ОБЩИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ПАРОВЫХ ТУРБИН.	12
1.1. Примеры заводских данных теплового расчета паровых турбин и их анализ.	12
1.2. Конструкторский расчет паровой турбины.	14
1.3. Общие предпосылки выполнения теплового расчета паровых турбин.	15
1.4. Построение процесса расширения пара в турбине в <i>hs</i> -координатах.	18
1.4.1. Построение процесса расширения пара для конденсационной турбины.	18
1.4.2. Построение процесса расширения пара для теплофикационной турбины.	23
1.4.3. Выбор расчетного режима ступеней ЧНД теплофикационной турбины.	25
2. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ПРОЕКТИРУЕМОЙ ТУРБИНЕ.	30
2.1. Определение расчетного расхода пара на турбину.	30
2.2. Эскизная проработка вариантов конструкции проектируемой турбины.	33
2.3. Разбивка теплового перепада по ступеням отсеков турбины.	36
2.4. Выбор конструктивных решений при проектировании теплофикационных турбин.	43
2.5. Выбор числа ступеней части низкого давления турбины.	44
3. РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН.	46
3.1. Расчет турбинной ступени от начальных параметров.	46
3.2. Уравнения ВТИ для машинных расчетов паротурбинных установок.	46

3.3. Алгоритм расчета процесса расширения пара в турбинной ступени с применением ПЭВМ.	48
3.4. Последовательность и алгоритм расчета турбинной ступени.	52
3.5. Новая методика расчета проточной части турбин от конечных параметров рабочего тела.	73
ЛИТЕРАТУРА.	82
ПРИЛОЖЕНИЯ.	84
Приложение 1. Образец оформления титульного листа пояснительной записки курсового проекта.	84
Приложение 2. Сводная таблица теплового расчета турбины ПТ-60-130/13.	85
Приложение 3. Сводная таблица теплового расчета турбины Т-110/120-130.	89
Приложение 4. Сводная таблица теплового расчета турбины Т-250/300-240.	95
Приложение 5. Геометрические и аэродинамические характеристики профилей МЭИ [8].	103

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- ТЭС – тепловая электрическая станция.
АЭС – атомная электрическая станция.
ПГУ – парогазовая установка.
ПЭВМ – персональная электронная вычислительная машина.
ХТГЗ – Харьковский турбогенераторный завод.
ССКД – суперсверхкритическое давление.
ЧВД – часть высокого давления паровой турбины.
ЧСД – часть среднего давления паровой турбины.
ЧНД – часть низкого давления паровой турбины.
ЦВД – цилиндр высокого давления паровой турбины.
НПЧ – низкопотенциальная часть паровой турбины.
УТМЗ – Уральский турбомоторный завод (Екатеринбург).
ТО – теплофикационный отсек паровой турбины.
ПО – промежуточный (переключаемый) отсек паровой турбины.
ЛМЗ – Ленинградский металлический завод (Санкт-Петербург).
ЦСВД – цилиндр сверхвысокого давления паровой турбины.
ЦСД – цилиндр среднего давления паровой турбины.
ЧСВД – часть сверхвысокого давления паровой турбины.
ИГЭУ – Ивановский (РФ) государственный энергетический университет.
ПВД – подогреватель высокого давления.
ПНД – подогреватель низкого давления.
ЦНД – цилиндр низкого давления паровой турбины.
ГТУ – газотурбинная установка.
ПД – поворотная диафрагма части низкого давления теплофикационной паровой турбины.
ТЭЦ – теплоэлектроцентраль.
СДПП – ступень двойного повторного подвода турбины.
РС – регулирующая ступень турбины.
ПЧ – проточная часть турбины.
ВТИ – Всероссийский теплотехнический институт (Москва).
КПД – коэффициент полезного действия.
МЭИ – Московский энергетический институт.
БНТУ – Белорусский национальный технический университет.
РТ – рабочее тело.
РНД – ротор низкого давления.

ВВЕДЕНИЕ

Предмет “Турбины ТЭС”, читаемый студентам БНТУ специальности “Тепловые электрические станции”, является одним из базовых в подготовке по данной специальности. Курсовое проектирование предполагает обобщение и совершенствование знаний, полученных при изучении предмета в течение двух семестров.

Целью курсового проекта является приобретение практических навыков выполнения конструкторских и поверочных расчетов турбин, работающих как на паре, так и на газах любого состава.

Турбина – уникальный двигатель, поэтому области ее применения разнообразны: от мощных силовых установок тепловых и атомных электростанций до маломощных турбин мини-ТЭЦ, силовых транспортных установок и турбонадувных агрегатов дизельных двигателей внутреннего сгорания. Исходя из этого в данном методическом пособии большое внимание уделено общему подходу к выбору конструкции проектируемой турбомашины с учетом потребительских требований к ней.

Массовая компьютеризация – большое благо для инженерно-технических работников. На данном этапе немислимо выполнение курсового проекта без использования современной вычислительной техники. Основу использования такой техники составляет отказ от “ручного” определения параметров рабочих тел турбин в пользу применения наработанных уравнений состояния водяного пара и продуктов сгорания топлив. Такие уравнения давно и успешно применяются передовым эшелоном специалистов-теплоэнергетиков, и их освоение студентами при выполнении данного курсового проекта является обязательным.

В настоящее время по водяному пару и продуктам сгорания топлив уравнения и таблицы ВТИ [1-3], а для высоких значений температур технически важных газов уравнения Зубарева В.Н. [4] являются реально доступным аппаратом таких расчетов. В данном пособии приводится методический подход к построению алгоритмов расчета турбин с использованием таких уравнений.

Методики расчета турбин со времен А. Стодолы постоянно совершенствовались. Большие наработки таких методик сделаны в МЭИ школой профессоров М.Е. Дейча и Б.М. Трояновского. Именно здесь был усовершенствован метод закрутки ступеней большой

веерности, предложенный в 1942 г. В.В. Уваровым и получившим название “саблевидных лопаток”. В настоящее время он реализован в конструкциях турбин ряда зарубежных турбостроительных фирм под названием “банановых лопаток”. В МЭИ впервые разработаны сверхзвуковые профили с выпуклостью на спинке. Показаны возможности управления пограничным слоем на торцевых стенках каналов турбинных решеток с лопатками малой длины путем применения их меридионального профилирования. Разработаны высокоэффективные конструкции регулирующих клапанов турбин. Наконец, единственный академик-турбинист Андрей Владимирович Щегляев руководил многими важнейшими работами в области отечественного турбостроения. Огромный вклад в совершенствование турбин сверхкритического давления внесли ученые ВТИ. Именно их трудом обеспечен успешный переход нашей энергетики с 12,9 МПа (130 ата) на параметры свежего пара 23,8 МПа (240 ата) без промежуточных (16-18 МПа) на которых полтора-два десятка лет оставалась зарубежная энергетика. Трудно выделить кого-либо в ряду выдающихся специалистов по причине его обширности, но заметной фигурой в нем является В.П. Лагун. Под его руководством решена проблема сверхзвуковых ступеней части низкого давления мощных паровых турбин, уточнена методика расчета потерь от влажности пара в их последних ступенях и самих ступеней, предложен метод обратной закрутки ступеней и т.д. Лучшие наработки отечественного и зарубежного турбостроения авторы стремились использовать при подготовке данного пособия. Прежде всего, это аналитический аппарат профессора Трояновского Б.М. Учтен и собственный опыт авторов, полученный при разработке первых белорусских турбин для “малой энергетики” марки ТРБ, занимающих определенное место в своей “нише”.

Расчет переменных режимов работы турбин является важной задачей инженерного обеспечения их надежности и экономичности. В рамках выполняемого курсового проекта таким расчетам уделяется значительное внимание, для чего приводятся соответствующие методики и даются практические рекомендации к выполнению таких расчетов, а также ряд важных практических результатов их применения.

Обеспечение прочности разрабатываемой конструкции турбины – основа надежной ее работы. Поэтому такой раздел является неотъемлемой частью выполняемого проекта. Для освоения методик

прочностных расчетов студентами предполагается в рамках курсового проекта выполнение ими прочностного расчета лопаток рабочего колеса турбины, расчета критического числа оборотов ее ротора, диска колеса, а также корпуса и его крепежа на прочность. В плане этих требований в данном пособии приводятся характеристики металлов, турбин и основных профилей турбинных лопаток конструкции МЭИ, а также ряд других справочных материалов, необходимых в работе будущих инженеров теплоэнергетиков.

Пособие состоит из двух частей, первая из которых включает рекомендации по общему подходу к проектированию паровой турбины, определению расчетного расхода пара для нее, подход к выбору основных решений по конструкции проточной части, а также ее тепловой расчет. Вторая часть пособия посвящена методическим особенностям проектирования газовых турбин, основам расчетов переменных режимов и расчетам элементов турбин на прочность, а также примеры и результаты расчетов важных прикладных задач, необходимых для углубленного изучения студентами основ переменных режимов работы турбин.

СОСТАВ, СОДЕРЖАНИЕ, ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ТРЕБОВАНИЯ К ЕГО ОФОРМЛЕНИЮ

Целью выполнения курсового проекта по курсу “Турбины ТЭС и АЭС” является закрепление знаний студентов путем практического выполнения конструкторских работ по проектированию турбин.

Курсовой проект включает пояснительную записку и графическую часть. Задания на проектирование предусматривают конструкторский или поверочный расчет и включают эскизную проработку конструкций как действующих, так и перспективных паровых и газовых турбин, а также варианты их реконструкции, например перевод морально устаревших паровых турбин на теплофикационное противодавление или разработку газотурбинных надстроек к работающим турбинам для их реконструкции в ПГУ. Выполняются также эскизные проекты турбин для “малой энергетики”, в том числе отечественных марки ТРБ. Если задание на проектирование требует выполнения поверочного расчета действующих турбин, то спецзадание включает разработку вопросов реконструкции турбин.

Пояснительная записка к проекту содержит соответствующие описания методик и полученных результатов с иллюстрацией их в виде рисунков, схем, таблиц и графиков. Графическая часть проекта выполняется на двух-трех листах и включает чертеж проточной части одного из детально разрабатываемых в проекте цилиндров проектируемой турбины, схему ее регулирования, детализировку отдельных узлов и спецификацию.

Записка оформляется в соответствии с требованиями [5, 6] и состоит из титульного листа (прил. 1), задания на курсовое проектирование, оглавления, перечня условных обозначений (при необходимости), введения (при необходимости), основной части, представляемой главами, спецзадание (при наличии), списка использованных источников и приложений (при необходимости).

Обложка (титульный лист) оформляется в соответствии с прил. 1 и не нумеруется. Вторым листом идет утвержденное руководителем проекта задание на курсовое проектирование и также не нумеруется. Остальные листы пояснительной записки имеют сквозную нумерацию, начиная с цифры три (3).

Оглавление включает в себя названия структурных частей пояснительной записки (задание на курсовое проектирование, перечень условных обозначений, введение, основную часть, спецвопрос, список использованных источников, приложения), названия глав, разделов и подразделов с обязательной нумерацией страниц пояснительной записки. Оглавление дается вначале, позволяет сразу увидеть структуру защищаемой работы.

Перечень условных обозначений должен располагаться столбцом, в котором слева (в алфавитном порядке) приводятся сокращения, справа – их детальная расшифровка.

Если в пояснительной записке сокращения, символы, обозначения повторяются менее трех раз, перечень не составляют, а их расшифровку приводят в тексте при первом упоминании.

Введение – вступительная часть пояснительной записки объемом не более одной страницы. В ней дается общая характеристика проекта.

Основная часть пояснительной записки представляется в главах, в которых излагаются результаты выполнения проекта. Курсовой проект должен содержать следующие разделы: построение процесса расширения пара в турбине на расчетном режиме в *hs*-координатах;

определение расхода пара на турбину для расчетного режима; разбивка теплового перепада по ступеням турбины (выбор числа ступеней всей турбины); тепловой расчет всех – или нескольких ступеней одного из цилиндров или всей турбины. В ней же приводятся результаты прочностных расчетов наиболее нагруженных элементов проектируемого цилиндра (лопатки и диска последней ступени, критическое число оборотов вала, фланцевых соединений, корпуса и его крепежа).

Распределение основного материала пояснительной записки по главам, выделение в отдельные главы или разделы расчетной части определяется автором курсового проекта.

Раздел “**Спецзадание**” содержит результаты расчетных исследований по нему (основа – переменные режимы), а также определенные студентом технико-экономические показатели турбоустановки с проектируемой турбиной.

Список использованных источников должен содержать перечень источников информации, на которые в пояснительной записке приводятся ссылки.

В приложения включается вспомогательный материал, необходимый для полноты восприятия содержания основной части пояснительной записки: таблицы вспомогательных цифровых данных; алгоритмы и исходные тексты программ расчетов на ПЭВМ с комментариями; краткое их описание в соответствии с ЕСПД (Единая система программной документации); распечатки контрольных примеров к иллюстрации разделов основной части; экраны пользовательского интерфейса на которые сделаны ссылки в тексте записки; иллюстрации вспомогательного характера; приложения, подтверждающие обоснованность принятых автором проектных решений и т.д.

Компьютерное оформление пояснительной записки и рукописное (от руки) считаются равноценными.

Пояснительная записка оформляется на одной стороне листа белой бумаги формата А 4. Допускается представлять таблицы и иллюстрации на листах формата А 3.

Текст пояснительной записки при компьютерном исполнении печатается шрифтом 13 – 14 пунктов с количеством знаков в строке 60 – 75, с межстрочным интервалом, позволяющим разместить 40 ± 3 строки на странице. Допускается использование компьютерных возможностей акцентирования внимания на важных особенно-

стях записки, применяя шрифты разной гарнитуры, выделение с помощью рамок, разрядки, подчеркивания и пр.

Размер шрифтов при компьютерном наборе (в пунктах): обычный – 16; крупные индексы – 10; мелкие индексы – 8; крупные символы – 18; мелкие символы – 12; поля (в мм): верхнее – 17 мм; нижнее – 20 мм; левое – 30 мм; правое – 10 мм; колонтитул – н.

Номер формулы состоит из номера главы и порядкового номера самой формулы, разделенных точкой. Номера формул пишут в круглых скобках у правого поля листа на уровне формулы.

Нумерация страниц, глав, разделов, подразделов, пунктов, рисунков, таблиц, формул и приложений дается арабскими цифрами без знака “№”. Разделы нумеруют в пределах каждой главы. Номер раздела состоит из порядкового номера главы, в которой он размещен, и собственного порядкового номера, разделенных точкой (например, 1.1, 1.2 и т.д.).

Рисунки, чертежи, схемы, графики и таблицы следует располагать в пояснительной записке непосредственно на странице с текстом после абзаца, в котором они упоминаются впервые, или отдельно на следующей странице.

В таблицах написание заголовков граф должно начинаться с прописных букв, подзаголовков – со строчных, если они составляют одно предложение с заголовком, и с прописных, если они самостоятельные. Высота строк должна быть не менее 8 мм. Графу “№ п/п.” в таблицу включать не следует.

Таблицу с большим количеством строк допускается переносить на другой лист. При переносе части таблицы на другой лист (страницу) слово “Таблица” и номер ее указывают один раз справа над первой частью таблицы, над другими частями пишут слово “Продолжение” или “Окончание”. Если в пояснительной записке несколько таблиц, то после слова “Продолжение” указывают номер таблицы, например: “Продолжение табл. 1.2”. При переносе таблицы на другой лист (страницу) заголовок помещают только над ее первой частью.

Объем пояснительной записки не должен превышать 50 с основного текста. Объем приложений не ограничен.

1. ОБЩИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Тепловой расчет турбины может быть конструкторским или поверочным. Конструкторский расчет предполагает создание нового агрегата под заданные исходные данные. Такими данными являются: мощность, начальные и конечные параметры рабочего тела, а также тип турбины (конденсационная, теплофикационная, турбоприводная и т.д.). Поверочный расчет турбины предполагает определение основных ее характеристик по заданным основным геометрическим размерам и дополнительным техническим условиям, изложенным в техническом задании на проектирование. Такими размерами являются основные геометрические размеры ступеней уже изготовленной или ранее рассчитанной турбины (средние диаметры ступеней, профильные углы сопел и рабочих лопаток и т.д.). Обычно поверочный расчет предполагает восстановление отсутствующих заводских расчетных данных на расчетный режим или получение таких данных под новые условия работы турбины (изменившиеся параметры рабочего тела или получение основных характеристик турбины для принятия решения по ее реконструкции в плане надежной и экономичной ее работы при изменившихся условиях).

1.1. Примеры заводских данных теплового расчета паровых турбин и их анализ

В инженерной практике белорусских энергетиков наиболее часто встречаются теплофикационные паровые турбины типов ПТ-60/75-130/13, Р-50-130/13, производства Ленинградского металлического завода (ЛМЗ); Т-110/120-130, Т-50/60-130, ПТ-50/60-130/7 и Т-250/300-240 производства Уральского турбомоторного завода (УТМЗ). Именно они в обозримой перспективе будут определять состав основного оборудования белорусских ТЭЦ, являющихся основой генерирующих мощностей белорусской энергосистемы (более 50 %). Первая в этом ряду турбина ПТ-60/75-130/13 является наиболее серийной в мире машиной своего класса (ЛМЗ выпустил их более 390 шт.). В белорусской энергосистеме успешно работает 14 таких турбин. Вторая турбина – Т-110/120-130, в известном смысле являющаяся прототипом целого семейства в своем классе

(Т-110/120-130, Т-50/60-130, ПТ-50/60-130/7) и, наконец, Т-250/300-240 – машина нового поколения, не имеющая аналогов в своем классе по ряду важнейших характеристик. В Белорусской энергосистеме успешно работает одна из первых конденсационных турбин производства ЛМЗ – К-300-240 (8 шт. на Лукомльской ГРЭС). Она открывает ряд турбин сверхкритического давления, в число замыкающих которого входят К-800-240 и К-1200-240. Паровая конденсационная турбина К-160-130 производства Харьковского турбогенераторного завода (ХТГЗ) является прототипом многих современных турбин АЭС и турбин на суперсверхкритические давления (ССКД) пара (30 МПа/600/600/600 °С) по ряду конструктивных решений (сочлененные в одном цилиндре ЧВД и ЧСД, сварной РНД и т.д.).

Обратим внимание на большую разницу в расчетных расходах пара: через последнюю ступень ЦВД (ступень № 17) турбины ЛМЗ типа ПТ-60-130/13 – 250,5 т/ч; через первую ступень ЧСД (ступень № 18) 170 т/ч. Эта разница обусловлена выполнением производственного отбора пара после ее ЦВД (прил. 2).

Особого внимания заслуживает анализ выбора расчетного режима УТМЗ ступеней низкопотенциальной части (НПЧ) турбины Т-110/120-130 (прил. 3), к которым можно отнести последнюю ступень теплофикационного отсека (ТО), предшествующего верхнему регулируемому отбору (ступень № 21), ступени № 22, 23 переключаемого или промежуточного отсека (ПО) и ступени № 24, 25 части низкого давления (ЧНД). Расчетный расход пара для ступеней ЧНД данной турбины составляет $2 \times 145 \text{ т/ч} = 290 \text{ т/ч}$, а для ступеней ПО его величина больше и составляет 356 т/ч. Большая разница значений расчетных расходов пара для двух смежных отсеков турбины обусловлена переменными режимами работы ступеней ПО. Промежуточный отсек теплофикационных турбин в течение сезона работает со значительными отклонениями от расчетных величин расхода пара и его параметров, как в зимний отопительный период, так и в летний (конденсационные режимы). ЧНД на зимних режимах работает с полностью закрытыми поворотными диафрагмами (ПД) и вентиляционным пропуском пара в конденсатор (D_K^{\min}). Выполнение ЧНД на расчетный расход пара 356 т/ч привело бы к неоправданному увеличению длины лопаток его последней ступени и к большим потерям на трение и вентиляцию на зимних режимах. Давление в конденсаторе теплофикационной турбины зимой ниже рас-

четного ($P_k \cong 5$ кПа), что приближает величины объемных пропусков пара по состоянию за ЧНД ($D_k v_k$) зимой к расчетному значению при максимальном (летнем) пропуске пара в конденсатор турбины $D_k^{\max} \cong 350$ т/ч, когда вакуум в конденсаторе хуже. Очевидно, за расчетный расход пара в ЧНД принят пропуск в него меньше максимально возможного, который может быть только на чисто конденсационных режимах в летний период работы: $D_{кр}^{от} = D_{кр} / D_k^{\max} = 290/350 = 0,83$ максимально возможного. Для ПТ-60-130 ЛМЗ принял это соотношение на уровне $D_{кр}^{от} = 0,9$. Следует обратить также внимание на выбор величин расчетных давлений НПЧ теплофикационных турбин. Для той же Т-110-130 расчетное давление за ступенью № 21 составляет $P_{2p}^{(21)} = 0,57$ ата, а расчетное давление на входе в ступень № 22 – $P_{0p}^{(22)} = 2,08$ ата. Оба эти значения фактически соответствуют одному и тому же “верхнему” отопительному отбору турбины. Такой выбор оправдан опять же с учетом режимов работы турбоустановки в годовом разрезе и осуществляется путем технико-экономической оптимизации всей НПЧ.

В курсовом проекте наиболее ценным является обоснование студентами принимаемых ими решений. Для помощи им в этом и приведены заводские данные по трем наиболее распространенным теплофикационным турбинам на белорусских ТЭЦ, т.е. кроме двух упомянутых также и для мощнейшей в своем классе теплофикационной турбины УТМЗ – Т-250/300-240 (прил. 4).

1.2. Конструкторский расчет паровой турбины

Вариантов проектируемой турбины может быть множество. Конструктор, приступая к разработке своего варианта турбины, должен оценить основные ее характеристики. Они могут определяться как самим автором будущей конструкции разрабатываемой машины, так и быть оговорены в техническом задании на проектирование.

Примером первого подхода может быть задание на проектирование конденсационной паровой турбины единичной мощностью 2000 МВт, на параметры свежего и вторично перегретого пара 29 МПа/600/600/600 °С. Примером второго подхода – проектирование теплофикационной турбины типа ПТ единичной мощностью 100 – 120 МВт в габаритах турбины ПТ-60-130/13 (на ее фундамент). В такой постановке и рассмотрим задачу.

1.3. Общие предпосылки теплового расчета паровых турбин

Общими решениями являются: обоснование принципиальной схемы турбоустановки с проектируемой турбиной. Исходя из задания, например, имеем мощность турбины 2000 МВт и параметры пара перед ней 29,0 МПа 600 °С и двумя промежуточными перегревами до 600 °С. Так как давление отработавшего пара (P_k) влияет на экономичность турбоустановки через температуру отвода теплоты в холодный источник с одной стороны, с другой – на пропускную способность последней ступени турбины через величину удельного объема пара (v_k) за ней, то оставляем за собой возможность варьирования величиной P_k . В первом приближении примем ее на уровне расчетной величины для турбин близкого класса (К-800-240 и К-1200-240) – $P_k = 3,3$ кПа [7]. Число цилиндров турбины или последовательно соединенных ее роторов не должно превышать пяти по условию виброустойчивости валопровода [8]. Очевидно, за прототип проектируемой машины целесообразно принять пятицилиндровую турбину ЛМЗ типа К-1200-240, выполненную по схеме (рис. 1.1).

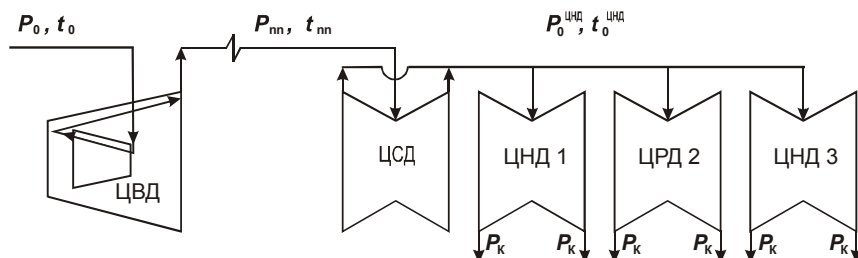


Рис. 1.1. Принципиальная схема турбины ЛМЗ типа К-1200-240

Проектируемая турбина 2000 МВт отличается от прототипа 1200 МВт более высокими начальными параметрами пара и выполнением двух промперегревов до 600 °С у первой вместо одного – до 540 °С у второй.

Удельный расход пара (d) на выработку 1 кВт. ч электроэнергии турбоустановкой без промперегрева составит

$$d = 3600 G_0 / H_0 \eta_{оэ}, \quad (1.1)$$

где G_0 – расход пара на турбину, кг/с; H_0 – располагаемый на турбину тепловой перепад, кДж/кг; $\eta_{0э}$ – относительный электрический КПД турбоустановки.

Очевидно, удельный расход пара (на единицу мощности) у К-2000 будет меньше, чем у К-1200 за счет большего теплового перепада у первой. С большой вероятностью можно предположить, что массовый расход пара в конденсаторе у К-2000 будет близким к таковому как и турбины К-1200 или незначительно больше, т.е. можно ориентироваться на шесть схожих выхлопов с титановой рабочей лопаткой последней ступени – $l_z = 1200$ мм или несколько большей. Выполнение двух промперегревов у проектируемой турбины требует схемной проработки ее головной части, а также решения вопроса специального охлаждения первых ступеней, работающих с температурой пара 600 °С, прежде всего это относится к первой ее ступени. Такое охлаждение может быть реализовано аналогично охлаждению, примененному в цилиндрах сверхвысокого давления (ЦСВД) японской фирмой Mitsubishi [9].

Важным вопросом, требующим своего обоснования, является выбор схемы проточной части турбины сверхвысокого (до первого промперегрева) и части высокого давления (от первого до второго промперегрева), выполняемых обычно в общем для них цилиндре сверхвысокого давления. Размещение этих частей или одной из них в ЦСД нецелесообразно как по условиям надежности, так и экономичности. Так, по условиям прочности первой ступени ЦСД турбины К-800-240 для уменьшения длины лопаток первой ступени цилиндра ЛМЗ принял двухпоточную конструкцию цилиндра, сохраненную и у К-1200-240. Для проектируемой турбины с температурой пара после второго промперегрева 600 °С вряд ли может быть изменено такое решение. Другими словами, части сверхвысокого давления (ЧСВД) и часть высокого давления (ЧВД) целесообразно разместить в общем для них одном цилиндре – ЦСВД. (рис. 1.2).

Оба варианта имеют свои плюсы и минусы. Вариант (а) отличается меньшими значениями давлений и температур пара перед концевыми уплотнениями ЦСВД, а также одинаковым уровнем температур пара в центральной части цилиндра. Однако большая разница давлений свежего пара и пара после 1-го промперегрева усложнит разделительное уплотнение в центральной части цилиндра. Вариант (б), наоборот, отличается простотой такого уплотнения, однако здесь

больше разность температур пара при одновременном усложнении переднего концевое уплотнения. По такому варианту выполнен ЦВД турбины К-160-130 ХТГЗ, а влияние температурной разности потоков в средней части цилиндра удачно разрешено путем применения теплового экранирования разделительной стенки [10].

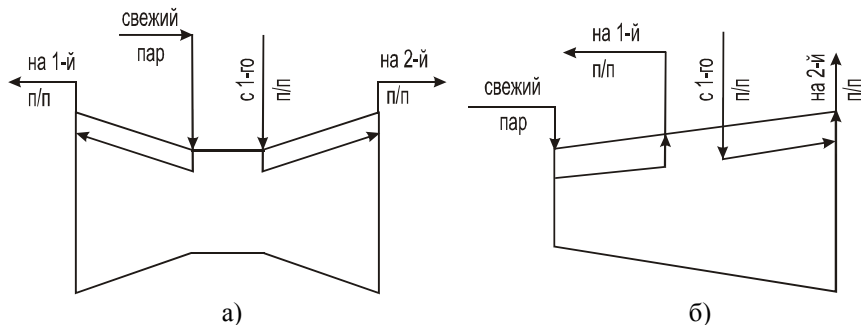


Рис. 1.2. Варианты выполнения схем проточной части ЦВД мощной паровой турбины:

а – с центральным подводом пара; б – с последовательным подводом

Величины давления пара при которых он направляется на пром-перегрев (разделительные), могут быть оценены при одинарном промперегреве по формуле

$$P_{\text{пп}} = (0,15...0,20) P_0, \quad (1.2)$$

а при двойном промперегреве для первой его ступени –

$$P_{\text{пп}}^{1\text{ст}} = (0,25...0,30) P_0, \quad (1.3)$$

для второй ступени промперегрева –

$$P_{\text{пп}}^{2\text{ст}} = (0,25...0,30) P_{\text{пп}}^{1\text{ст}}, \quad (1.4)$$

или

$$P_{\text{пп}}^{2\text{ст}} = (0,06...0,09) P_0, \quad (1.5)$$

где $P_{\text{пп}}^{1\text{ст}}$, $P_{\text{пп}}^{2\text{ст}}$ и P_0 – соответственно давление пара в первом, втором промперегреве и перед турбиной.

Привязка по параметрам промперегрева предопределяет и предполагаемые тепловые перепады на ЧСВД и ЧВД. Однако для реше-

ния задачи проектирования проточной части первого (ЦСВД) и остальных цилиндров проточной части турбины необходимо определить не только параметры пара в характерных точках процесса расширения в hs -координатах, но и величины потоков пара в регенеративные и другие отборы, а также рассчитать расход пара на турбину.

1.4. Построение процесса расширения пара в турбине в hs -координатах

1.4.1. Построение процесса расширения пара для конденсационной турбины

Такое построение предшествует расчету расхода пара на турбину. Для большинства серийных отечественных турбин оно может быть выполнено с привлечением справочных данных, например [7]. Для турбин на параметры свежего и вторично перегретого пара со сверхвысоким начальным давлением можно воспользоваться результатами исследований тепловых схем таких турбоустановок [11, 12]. В качестве иллюстрации таких результатов приведена тепловая схема турбоустановки (рис. 1.3) и ее основные характеристики (табл. 1.1), разработанные кафедрой ТЭС Ивановского государственного энергетического университета (ИГЭУ).

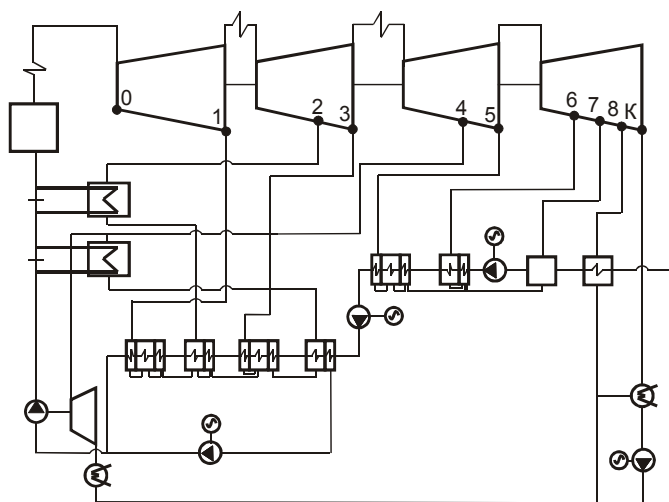


Рис. 1.3. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ССКД с обозначением на ней характерных точек процесса расширения пара в турбине [11]

Значения оптимальных параметров промежуточных перегревов пара и пара в отборах турбоустановки с турбиной К-1200-300 на температуры свежего пара и пара двух промперегревов 600/600/600 °С даны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значение оптимальных параметров промежуточных перегревов пара и пара в отборах в тепловой схеме блока 1200 МВт на ССКД (29 МПа, 600/600/600 °С) [11]

Точки процесса	0	1	2	3	4	5	6	7	8	К
Давление, МПа	29,0	9,0	4,7	2,4	0,9	0,345	0,147	0,053	0,016	0,0033
Температура, °С (x)	600	415	505,2	407,7	460	335	242,9	149,2	58,0	(0,953)

Для любых других параметров пара построение процесса расширения может быть выполнено исходя из того, что давление свежего пара, его температура и температура вторично перегретого пара заданы, и оптимальные величины давлений промперегрева могут быть определены по зависимостям (1.2) – (1.5) или приняты в соответствии со справочными данными [7]. Конечное давление пара за турбиной задано или принимается для конденсационных турбин на уровне 3,3 – 3,5 кПа для климатических условий средней полосы СНГ (Минск). Для широт с жарким климатом его величина выбирается на более высоком уровне с учетом продолжительности стояния среднегодовой температуры воздуха и может достигать 7 – 8 кПа (Сирия). Приведенные выше цифры относятся к работе турбин с прямоточной системой охлаждения конденсаторов или с оборотной системой, имеющей большую охлаждающую площадь водоема. Для систем охлаждения с градирнями к приведенным выше цифрам следует добавить не менее трех единиц. Начальные параметры пара перед турбиной, параметры промперегревов и конечное давление позволяют построить в первом приближении политропу процесса расширения пара в *hs*-координатах, приняв значения относительных внутренних КПД ее основных частей (цилиндров) близкими к аналогам [7] или задавшись их величинами в пределах, достигнутых для со-

временных паровых турбин: $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,84...0,87$; $\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,86...0,94$;
 $\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,80...0,84$.

Следующим шагом в принятии основных решений по проектируемой турбине является определение параметров пара регенеративных отборов турбоустановки. Если аналогов, близких к рассчитываемому варианту, нет, то следует исходить из таких предпосылок. Температура питательной воды за последним регенеративным подогревателем высокого давления (перед котлоагрегатом) может быть оценена по справочным данным [7] (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Значение температуры питательной воды
 для некоторых действующих турбоустановок ТЭС и АЭС

Турбоустановки ТЭС		Турбоустановки, АЭС	
Тип турбоустановки	Температура питательной воды для нее, °С	Тип турбоустановки	Температура питательной воды для нее, °С
К-800-240		К-1000-60/3000	-
К-500-240	265	К-750-65/3000	220
К-300-240	265	К-750-65/3000	167,5
К-160-130	229	К-500-65/3000	223
К-250-240	263	К-500-60/1500	225,1
Т-175-130	232	К-220-44	195
Т-110-130	232	К-70-30	-
Т-50-130	225		
ПТ-50-130/7	230		
ПТ-60-130/13	235		

Значения температуры питательной воды и температуры конденсата пара после конденсатора определяют суммарную величину нагрева ее в системе регенерации. Подогрев питательной воды по ступеням увеличивается от конденсатора к котлоагрегату по закону геометрической прогрессии [13]. С учетом потерь в трубопроводах отбираемого на регенерацию пара (2 – 5 %) по определенным величинам температур питательной воды (основного конденсата) находятся значения давлений пара в отборах турбины:

$$P_{отб(i)} = P_{под(i)} + \Delta P_{тр}, \quad (1.6)$$

где $P_{отб(i)}$ и $\Delta P_{тр}$ – давление пара в i -м подогревателе и потери давления пара в трубопроводе от отбора турбины до подогревателя. Величины давлений пара в регенеративных подогревателях – $P_{под(i)}$ определяются по значениям температуры питательной воды (основного конденсата) за ними с учетом величин температурных напоров в них: для ПВД и ПНД с перегретым паром и охладителями пара ($\delta_{п}^{он} = 0 - (-1) \text{ } ^\circ\text{C}$); для ПНД без охладителей пара ($\delta_{п} = 5 - 7 \text{ } ^\circ\text{C}$); для ПНД смешивающего типа ($\delta_{п} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$). Давления для подогревателей поверхностного типа определяются по температуре насыщения греющего пара в них:

$$P_{под(i)} = f(t_{s(i)}), \quad (1.7)$$

где $t_{s(i)} = t_{2под(i)} + \delta_{п(i)}$. Здесь $t_{2под(i)}$ – температура питательной воды (конденсата) за i -м подогревателем принимается в соответствии с разбивкой подогрева по ступеням.

При разбивке подогрева питательной воды по ступеням следует максимально использовать привязку к базовым точкам процесса расширения пара в турбине. Такими точками являются значения давлений промперегрева, давления в регулируемых отборах теплофикационных турбин и давление в отборе на деаэратор. Привязка к характерным точкам связана с отступлением от первоначально принятого закона разбивки (по закону геометрической прогрессии). Но такое отступление оправдано следующими соображениями. Во-первых, отбор пара из проточной части турбины приводит к потере до 30% энергии выходной скорости потока покидающего предотборную ступень. И выбор точек отборов на регенерацию в местах с неизбежной потерей выходной энергии, например отвода пара на промперегрев, вполне оправдан. Такими точками кроме отвода на промперегрев являются выхлопы цилиндров (кроме ЦНД). Во-вторых, отклонение точек отборов в определенных пределах от их оптимальных значений слабо влияет на общую тепловую экономичность турбоустановки. Очевидно, оптимизационные расчеты по схеме турбоустановки могут быть выполнены на последующих этапах проектирования, т.е. за рамками выполняемого курсового про-

екта. А приведенные выше рекомендации могут рассматриваться как первое приближение в серии таких оптимизационных расчетов характеристик турбоустановки с проектируемой турбиной, что допустимо в рамках выполнения курсового проекта по турбинам для специальности “Тепловые электрические станции”. Следует подчеркнуть также традиционное выполнение регенеративного отбора с тракта холодного перегрева, а не из горячего, что увеличивает расход пара в систему регенерации, уменьшая потерю в холодном источнике.

Для наглядности и удобства целесообразно на изображение процесса расширения пара в hs -координатах не только нанести значения теплосодержания пара в узловых точках тепловой схемы турбоустановки, но и обозначить потоки отбираемого в них пара на регенерацию и другие нужды. В случае ввода потоков в основную турбину, например, от котла-утилизатора ГТУ в тракт промперегрева турбоустановки с паровой турбиной на схеме процесса указывается такой подвод. Другими словами, процесс расширения должен полностью соответствовать принятой за основу тепловой схеме турбоустановки (рис. 1.4).

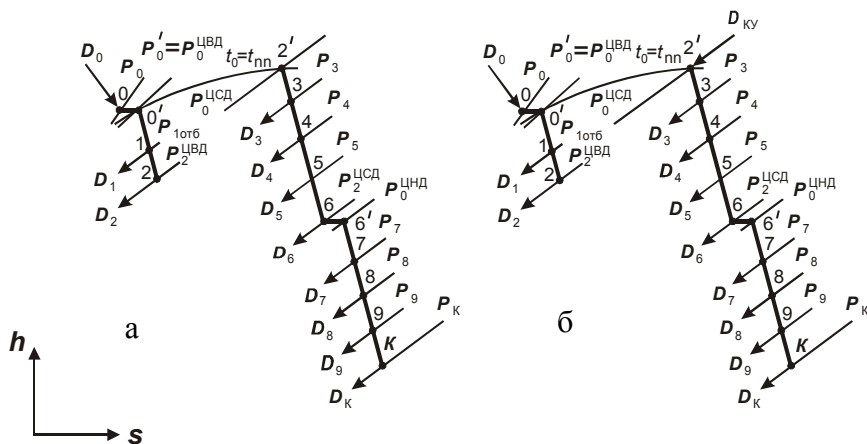


Рис. 1.4. Схема потоков пара в турбине:
а – с отборами; б – то же с дополнительным вводом пара от стороннего источника (котла-утилизатора)

1.4.2. Построение процесса расширения пара для теплофикационной турбины

Принципиально такое построение выполняется так же, как и для конденсационной турбины. Отличие касается выбора расчетного режима работы теплофикационного отсека (ТО) до верхнего отопительного отбора и промежуточного отсека (ПО) – между верхним и нижним отопительными отборами теплофикационных турбин, основными режимами которых являются теплофикационные режимы работы, т.е. режимы с номинальными значениями давлений в регулируемых отопительных отборах и полностью закрытой поворотной диафрагмой (ПД) ее ЧНД. А для части низкого давления (ЧНД) теплофикационной турбины расчетным является конденсационный режим. Процесс расширения в теплофикационной турбине на обоих режимах в hs -координатах приведен на схеме (рис. 1.5).

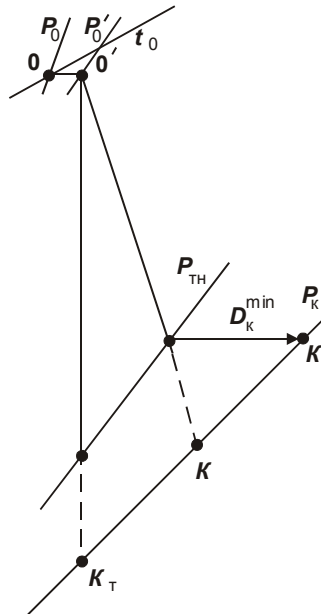


Рис. 1.5. Процесс расширения пара в теплофикационной турбине на теплофикационном (сплошные) и конденсационном (пунктир) режимах:

P_{TH} – давление пара в нижнем отопительном отборе;

D_k^{min} – минимальный вентиляционный пропуск пара в ЧНД турбины

На теплофикационных режимах с вентиляционным пропуском пара в конденсатор в первом приближении предполагается работа ЧНД с нулевым КПД, а на конденсационном режиме – с максимальным его значением. *Здесь и далее под расчетным режимом ступени будем понимать режим с максимальным ее КПД или с осевым выходом потока из нее.* Переход турбины в конденсационный режим работы предполагает отключение отопительных отборов, полное открытие ПД и максимальный пропуск пара в ЧНД. При этом выбор расчетного расхода пара в ЧНД должен быть соответствующим образом обоснован.

Открытие поворотной диафрагмы (ПД) ЧНД приводит к удвоению массового пропуска пара через ПО в режиме **K** по сравнению с расчетным режимом **T**, для которого оптимальным условием является равенство расхода пара в верхний (D_v) и нижний (D_n) теплофикационные отборы, т.е. $D_v = D_n$ [10]. Расход пара в ЧНД при этом увеличивается с минимального вентиляционного пропуска (D_k^{\min}) до максимального конденсационного ($D_k^{\max} = D_k^{\min} + D_v + D_n$). В то же время в течение отопительного сезона давление в отопительных отборах меняется в широком диапазоне за счет изменения температуры обратной сетевой воды. При низких значениях этой температуры турбина работает только с включенным нижним отопительным отбором. Верхний отбор отключают из-за большого сопротивления ПО вследствие роста удельных объемов пара здесь и связанного с этим большого перекаса в расходах в пользу D_v за счет D_n , что приводит к существенному падению КПД ПО, к ухудшению охлаждения ЧНД и надежности работы ПО [14]. Расчетный режим ПО выбирается из условия достижения максимума выработки мощности как им самим, так и предшествующим ему ТО. Обращает на себя внимание факт превышения величины расчетного давления пара перед ПО (P_{0p}^{no}) над величиной расчетного давления за ТО (P_{2p}^{to}) (рис. 1.6). При выборе расчетных значений P_{2p}^{to} , P_{0p}^{no} и P_{2p}^{no} рекомендуется пользоваться заводскими данными (табл. 1.3).

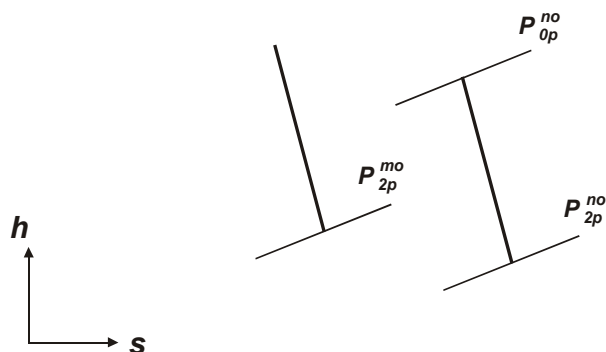


Рис. 1.6. Схема выбора расчетных значений параметров пара НПЧ теплофикационной турбины:

P_{2p}^{to} – величина расчетного давления за ТО;

P_{0p}^{no} – то же на входе в ПО; P_{2p}^{no} – то же за ПО

Таблица 1.3

Расчетные значения давлений и расходов пара для ТО и ПО теплофикационных турбин ТМЗ

Тип турбины	ТО		ПО	
	D_p^{to} , кг/с	P_{2p}^{to} , бар	D_p^{no} , кг/с	$P_{0p}^{no} / P_{2p}^{no}$, бар
Т-110/120-130	100,1	0,57	98,9	2,08/0,52
Т-175/210-130	156,3	1,15	75,8	0,931/0,319
Т-250/300-240*	91,2	1,304	45,5	0,976/0,319
ПТ-140/170-130	248,4	1,590	163,1	1,054/0,610

* Для одного потока ПО.

1.4.3. Выбор расчетного режима ступеней ЧНД теплофикационной турбины

В зимний (отопительный) период ступени ЧНД мощных теплофикационных паровых турбин работают обычно с потреблением мощности из-за малой величины вентиляционного пропуска пара (D_k^{min}) в нее, т.е. уменьшается выдача мощности, выработанной на тепловом потреблении предшествующими ступенями турбины. Ве-

личина отрицательной мощности ступеней ЧНД зависит не только от величины D_k^{\min} , но и от числа ступеней, а также от их геометрических размеров, которые в свою очередь определяются для расчетного (конденсационного) режима. Сокращение числа ступеней в ЧНД турбины ПТ-135/165-130/15 с трех до двух позволило УТМЗ перемаркировать ее в новую модификацию ПТ-140/170-130/15. Пять добавленных мегаватт и представляют собой среднегодовой выигрыш от сокращения числа ступеней ЧНД [15].

Выбор расчетного режима ступеней ЧНД предполагает принятие решений по ряду их характеристик: величины расчетного расхода пара в него, величины его расчетного сопротивления (величины теплоперепада), а также величины расчетного давления за последней ступенью турбины. Как и для ПО, выбор расчетного режима ЧНД должен базироваться на оптимизационных расчетах всех возможных режимов таких отсеков, продолжительности их работы в году, а также должны быть учтены климатические условия района установки турбины [16]. Так и в работах И.П. Усачева для малогабаритной турбины Тп-110/120-130 мг, выполняемой заводом в двухцилиндровом исполнении принята всего одна ступень в ЧНД [15]. В то же время многолетние данные по Минским ТЭЦ-3 и ТЭЦ-4 и другим белорусским ТЭЦ зафиксировали величины давления в конденсаторе теплофикационных турбин в летние месяцы (июнь – август) в среднем на уровне $P_k = 8...11$ кПа и даже 13 кПа. Именно в эти месяцы теплофикационная турбина может работать с максимальным пропуском пара в ЧНД (конденсационный режим). В зимний период такой режим может рассматриваться как эпизодический или вынужденный, т.е. кратковременный. Зимой теплофикационные турбины могут участвовать 1,5...2 ч в сутки в регулировании пиковой части графика электрических нагрузок энергосистем. Это достигается полным или частичным открытием ПД ЧНД, т.е. массовый пропуск пара в ЧНД возрастает сверх величин D_k^{\min} , но он всегда меньше максимального летнего, так как часть пара при открытии ПД продолжает поступать в отопительные отборы. В то же время КПД ЧНД фактически определяется объемным пропуском пара через него по состоянию за последней ступенью (рис. 1.7).

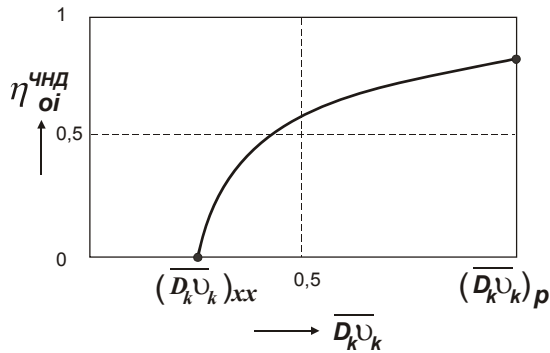


Рис. 1.7. Зависимость КПД ЧНД теплофикационной турбины от величины объемного пропуска пара в него по состоянию за ее последней ступенью

Зависимость, приведенная на рис. 1.7, имеет две характерные точки: точка расчетного режима ($\overline{D_k v_k} = 1$) и точка режима холостого хода ($\overline{D_k v_k})_{xx}$. Выбор расчетного режима ЧНД (точка $\overline{D_k v_k} = 1$), как отмечено выше, предполагает принятие таких числовых значений $D_k v_k$ для проектируемой турбины, а также значения $P_{кр}$ (здесь, как и ранее, индексом **р** обозначен расчетный режим), при которых гарантирована максимальная эффективность работы ЧНД и турбины в целом в течение всего года с учетом теплофикационных и конденсационных режимов, а также режимов переходного периода, когда ПД ЧНД частично открыты [16]. Для одиночной ступени числовое значение объемного пропуска по состоянию параметров за ней примерно составляет величину такового по параметрам пара на входе в ступень на расчетном режиме, т.е. $D_k v_k \cong (D_0 v_0)_p$. Задача оптимизации ЧНД (как, впрочем, и ПО) многофакторная. Поэтому в рамках выполнения курсового проекта будем исходить из следующих упрощенных предпосылок. За расчетный объемный пропуск пара в ЧНД будем принимать его величину, равную максимальному массовому пропуску пара в него $D_k^{\max} = D_k^{\min} + D_B + D_H$ при летнем значении давления в конденсаторе $P_{к}^{\text{л}} = 0,08 \dots 0,11$ бар. Это даст возможность определить величину $(D_k v_k)_p$, по которой будут рассчитаны основные геометрические размеры последней ступени:

d_z и l_{2z} . Расчетные значения расхода пара в ЧНД ($D_p^{ЧНД}$) и давление в конденсаторе ($P_{кр}$) следует принимать также с учетом его изменения в течение года. Целесообразно также воспользоваться данными УТМЗ (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Значения величин расчетного расхода пара в ЧНД ($D_p^{ЧНД}$), давления перед ЧНД ($P_{0р}^{ЧНД}$) и в конденсаторе ($P_{кр}$) теплофикационных паровых турбин УТМЗ

Тип турбины	Расчетный расход в ЧНД, кг/с	Расчетные давления	
		$P_{0р}^{ЧНД}$, бар	$P_{кр}$, кПа
Т-110/120-130	40,3*	0,537	4,9
Т-175/210-130	70,3*	0,740	6,18
Т-250/300-240	69,5*	0,775	5,7
ПТ-140/170-130	75,0	0,775	5,7

* Для одного потока.

Под принятую величину $P_{кр}$ уточняется величина расчетного расхода пара в ЧНД ($D_{кр}$) как

$$D_{кр} = (D_k v_k)_p / v_{кр}, \quad (1.8)$$

где величина $v_{кр}$ соответствует значению $P_{кр}$. Очевидно, $D_{кр} < D_k^{max}$ упомянутого выше как максимально возможного пропуска пара в конденсатор на летнем конденсационном режиме. Ухудшение вакуума в летний период гарантирует работу ЧНД турбины со значениями КПД, близкими к максимальному (расчетному) (см. рис. 1.7). В переходный период (весна, осень) (ПД частично прикрыты) массовые пропуски пара за счет включения отопительного отбора на частичную отопительную нагрузку в ЧНД меньше максимальных (летних), но углубление вакуума в конденсаторе, увеличив v_k^{II} , сохранит значения $D_k^{II} v_k^{II} \approx (D_k v_k)_p$, т.е. обеспечит работу ЧНД с максимальным КПД. Наконец, зимой турбина работает с полностью закрытой ПД и вентиляционным пропуском пара в ЧНД – D_k^{min} , вакуум в конденсаторе в этот период наиболее глубок ($P_{кз} \approx 0,02$ ата).

Нетрудно видеть, что выбор расчетного режима ЧНД по приведенному выше принципу, когда при $P_{кр}$ значение $D_{кр} < D_{кр}^{max}$, благоприятен и для зимних режимов. Укорочение последней рабочей лопатки благоприятно скажется на снижении вентиляционных потерь в ЧНД зимой, так как потери трения и вентиляции в ступени пропорциональны значению окружной скорости в третьей степени и плотности пара, т.е. давлению в конденсаторе:

$$N_{тв} \equiv u^3 P_{к}. \quad (1.9)$$

Основой выбора конструкции турбины являются заданная единичная мощность, тип и назначение турбоустановки, параметры рабочего тела в характерных точках процесса расширения, заданные габаритные размеры и ряд других дополнительных условий оговоренных в задании на проектирование. Единичная мощность и принятый процесс расширения рабочего тела являются базовыми в обосновании вариантов на стадии эскизной проработки конструкции, так как на их основе определяется расход рабочего тела на турбину. Тип и назначение турбины существенно повлияют на принимаемые при проектировании решения. Например, при разработке варианта турбопривода механизма на первое место выходят требования обеспечения “жесткого” вала и компактности установки, а на последнее – редукторное или безредукторное исполнение. Во всех случаях принятие решения является основой создания машины, отвечающей максимуму требований к ее эффективности. И в курсовом проекте этому должно уделяться первостепенное внимание. В детальную проработку должен приниматься один из нескольких рассмотренных вариантов турбоустановки с соответствующей мотивировкой принятого решения по базовому варианту. При этом в курсовом проекте необходимо приводить анализ рассмотренных вариантов конструкции проектируемой турбины с обязательным их приведением в записке.

При разработке варианта новой турбоустановки практически всегда выполняются два вида оптимизации параметров тепловой схемы турбоустановки. Первый учитывает максимум тепловой экономичности и технико-экономическую оптимизацию. Второй охватывает более широкий круг оптимизируемых параметров объекта (стоимостные показатели затрат в металл, стоимость топлива и др.). Студенту важно представлять эти задачи.

2. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ПРОЕКТИРУЕМОЙ ТУРБИНЕ

2.1. Определение расчетного расхода пара на турбину

В основе такого определения лежит использование выражения, записанного с учетом уравнения мощности для принятого варианта. Подготовка к записи такого выражения должно предшествовать изображение принятой принципиальной схемы турбоустановки с указанием на ней всех основных потоков пара (рис. 2.1).

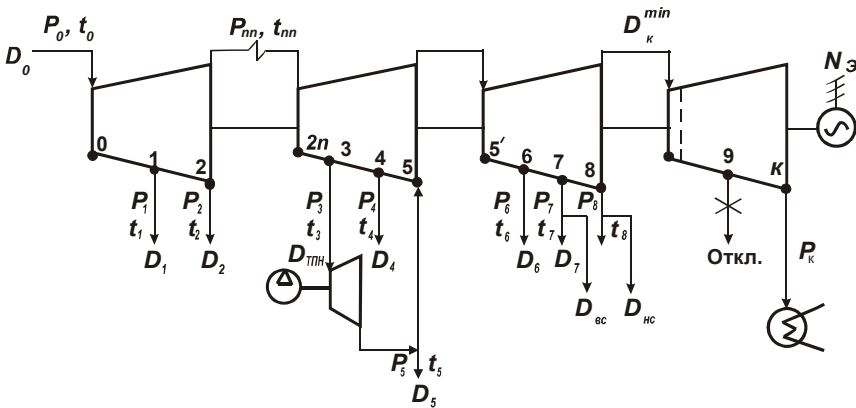


Рис. 2.1. Расчетная схема теплофикационной паровой турбины и принятые на ней обозначения:

- D_0 – расход свежего пара на турбину (определяемый);
- $D_1 - D_8$ – расходы пара в регенеративные отборы;
- D_{bc} и D_{nc} – расходы пара в “верхний” и “нижний” (регулируемые) отопительные отборы;
- D_k^{\min} – минимальный вентиляционный пропуск пара на охлаждение ЧНД турбины;
- N_3 – мощность на зажимах (клеммах) электрического генератора (задана)

Значения теплосодержания пара в i -х точках процесса определяются по hs -диаграмме и (или) таблицам. Для удобства их целесообразно свести в таблицу, в которую заводятся также значения давлений и температур (степени сухости) пара в тех же точках (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Значения основных параметров пара
в точках процесса расширения пара в турбине

Точки процесса	0	1	2	2п	3	4	5	6	7	8	9
Давление, МПа	23,54	6,65	4,10	3,60	2,55	1,72	1,02	0,53	0,28	0,126	0,095
Температура, °С	540	378	317	540	485	435	365	294	226	152	128
Энтальпия, кДж/кг	3378	3108	3005	3540	3427	3328	3188	3051	2920	2778	2733

Для принятой за основу принципиальной схемы (см. рис. 2.1) по определенным для нее параметрам (табл. 2.1) целесообразно построить схему процесса расширения пара в турбине на расчетном режиме с обозначением на ней характерных точек и потоков пара.

При этом обратим внимание на два момента. Первый – на теплофикационных режимах работы турбины принимаем, что пар вентиляционного пропуска D_k^{\min} в ЧНД не вырабатывает мощность ($\eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = 0$). Второй – строгое соблюдение материального баланса потоков пара турбоустановки. Это означает, что сумма всех потоков, покидающих турбину, равна единице ($\Sigma \alpha = 1$). Пример такого построения процесса показан на рис. 2.2.

Для определения расхода пара на турбину запишем уравнение мощности как сумму мощностей ее отсеков:

$$\begin{aligned}
 N_i = & (D_0(i_0 - i_1) + (D_0 - D_1) \cdot (i_1 - i_2) + (D_0 - D_1 - D_2) \cdot (i_{\text{ТПН}} - i_3) + \\
 & + (D_{(2n-3)} - D_{\text{ТПН}}) \cdot (i_3 - i_4) + (D_{(3-4)} - D_4) \cdot (i_4 - i_5) + \\
 & + (D_{(4-5)} + D_{\text{ТПН}} - D_5) \cdot (i_5 - i_6) + (D_{(5-6)} - D_6) \cdot (i_6 - i_7) + \\
 & + (D_{(6-7)} - D_7 - D_{\text{вс}}) \cdot (i_7 - i_8)) \cdot \eta_m \cdot \eta_r,
 \end{aligned} \quad (2.1)$$

где, начиная с четвертого слагаемого, введено обозначение расхода пара на входе в рассчитываемый отсек турбины, в частности,

$$D_{2n-3} = D_0 - D_1 - D_2. \quad (2.2)$$

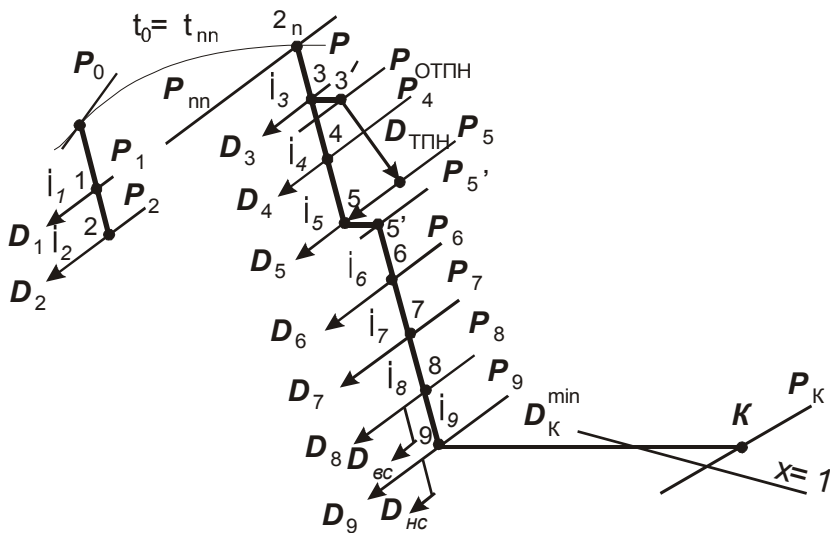


Рис. 2.2. Схема процесса расширения пара в теплофикационной турбине к определению расхода пара на турбину (обозначения на рис. 2.1)

Выражение (2.1) записано для определения расхода пара (D_0) на турбину. Его можно переписать в виде

$$D_0 = N_i / \overline{H}_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g, \quad (2.3)$$

где \overline{H}_i условимся называть приведенным использованным тепловым перепадом на турбину, а произведение механического КПД и КПД генератора в первом приближении можно принять $\eta_m \eta_g \cong 0,985$ или же определить по справочной литературе более точно. Приведенный использованный тепловой перепад может быть определен из выражения

$$\overline{H}_i = (1 \cdot (i_0 - i_1) + (1 - \alpha_1) \cdot (i_1 - i_2) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (i_{ГПП} - i_3) + \dots), \quad (2.4)$$

где α_i – доли отборов пара, рассчитываемые с использованием справочных данных [7], результатов расчета тепловой схемы турбоуста-

новки с проектируемой турбиной [13] или по оценке [прил. 2 – 4]. Расчет долей i -х отборов пара выполняется по соотношению $\alpha_i = D_i/D_0$.

В зависимости от требуемой точности определения величины D_0 с необходимой точностью определяются и значения α_i . Их величины могут быть найдены путем детального расчета тепловой схемы турбоустановки или оценены приближенно по аналогичным (близким) турбоустановкам, но всегда должно выполняться условие $\sum \alpha_i = 1$. При этом следует иметь в виду, что проектирование турбины – это прежде всего оценка основных характеристик ее вариантов, т.е. на стадии эскизной проработки допустимы, точнее, просто необходимы оценочные расчеты. Уточнение характеристик выбранного варианта турбины производится на стадии ее рабочего проектирования.

Оценка расхода пара на турбину является важным шагом для принятия решений на последующих этапах работы по ее проектированию. И очередным из них является этап эскизной проработки конструкции проектируемой турбины. Важно подчеркнуть, что в записке необходимо отражать все прорабатываемые студентом варианты, равно как и мотивировку принятия базового для дальнейшей его проработки.

2.2. Эскизная проработка вариантов конструкции проектируемой турбины

Если предшествующие разделы могут рассматриваться как подготовительные, то данный этап – полная им противоположность. Это этап творчества начинающего конструктора. Приведем ряд примеров.

В общем случае для головной части турбины (ЧВД) характерны малые объемные пропуски пара. А это обостряет вопрос экономичности как ЧВД, так и турбины в целом. Важное место здесь занимает принятие решения по типу облопачивания ступеней ЧВД: активное или реактивное. При втором (реактивном) меньшие теплоперепады на ступени ЧВД позволяют увеличить как число ступеней в нем, так и длины лопаток за счет меньших скоростей потока пара в проточной части. Решить вопрос размещения большого числа ступеней в головной части турбины с реактивным облопачиванием можно применением варианта трехъярусной головной части (рис. 2.3).

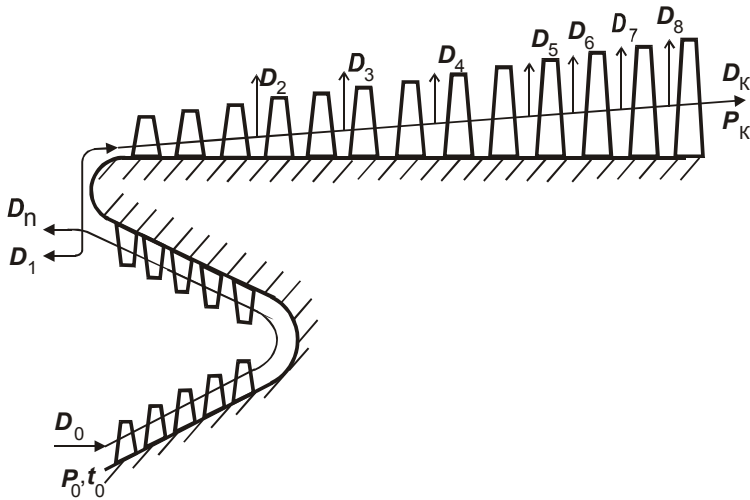


Рис. 2.3. Вариант выполнения трехъярусной головной части турбины

Применение нижней и верхней конусной части с соответствующим подбором углов ее конусности γ_1 и γ_2 позволяет выполнить рабочие лопатки ЧВД одинаковой длины во всех трех ярусах, что увеличивает серийность лопаточного производства турбины и удешевляет ее конструкцию. В конусной проточной части рост объемных пропусков пара за счет его расширения в ступенях турбины компенсируется соответствующим увеличением проходных сечений и скоростей потока, обусловленных увеличением диаметров ступеней. Основным выигрыш от применения такой конструкции головной части турбины – в увеличении количества ее ступеней, что обеспечивает снижение концевых потерь энергии и потерь от утечек в них, а также повышение эффекта от использования явления возврата тепла.

В паровых турбинах на суперсверхкритическое давление пара (30 МПа, 600 – 620 °С) по условиям надежности работы металла требуется охлаждение их первой ступени. Японские турбостроительные фирмы для этого идут на серьезное усложнение конструкции, используя отработавший (холодный) пар в регулирующей или первой ступени турбины для охлаждения диска ее колеса и горячих деталей [9]. Применение такого конструктивного решения снижает эконо-

мичность турбины вследствие потерь за счет вывода из турбины высокопотенциального охлаждающего пара. Исключить такую потерю можно, применив в головной части турбины ступень двойного повторного подвода рабочего тела (СДПП), успешно реализованную в первой белорусской паровой турбине марки ТРБ (турбины Балабановича – ТУ РБ 100264535.001-2004) (рис. 2.4) [17].

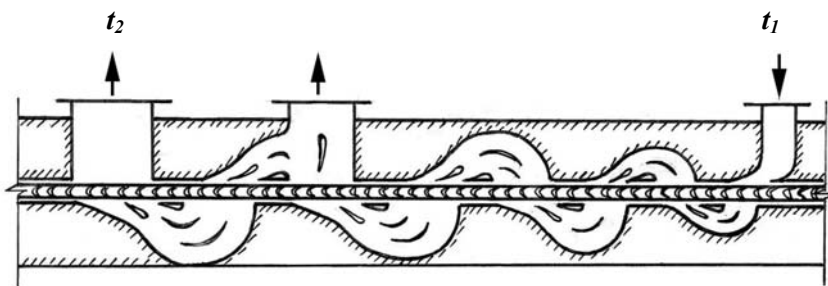


Рис. 2.4. Принципиальная схема выполнения проточной части турбин ТРБ на основе СДПП

В СДПП рабочее тело многократно проходит венец рабочего колеса, расширяясь в соплах ступеней равного расширения. При этом срабатывается на одном колесе большой тепловой перепад при умеренной величине его диаметра, увеличиваются длины лопаток, что благоприятно скажется на снижении концевых потерь и потерь от утечек, но самое главное – в такой конструкции достигается эффект самоохлаждения колеса естественным путем.

При традиционной конструкции регулирующей ступени (РС) турбины с сопловым парораспределением определяются (принимаются) ее основные характеристики. Расчет регулирующей ступени или оценка ее характеристик позволяет определить параметры состояния рабочего тела на входе в нерегулируемые ступени турбины и приступить к оценке их основных размеров. Начнем с разбивки теплового перепада первого отсека проектируемой турбины по ступеням. Последовательно такими отсеками турбины являются ее ЧВД, ЧСД и ЧНД, а в теплофикационных турбинах разбивка теплоперепада выполняется отдельно и для переключаемого или промежуточного отсека (ПО) – ступеней – между верхним и нижним отопительными отборами. Следует подчеркнуть тенденцию ряда зарубежных фирм на выполнение вместо двух большего числа отопи-

тельных отборов (до четырех). Это оправдано рядом положительных моментов: уменьшаются расчетные расходы в конкретные отборы при том же отпуске тепла, что позволяет отбирать пар на теплофикацию, не прибегая к выполнению камеры верхнего отбора, присущую отечественным конструкциям с ПО: вместо камеры отбора в ЧСД можно разместить до двух дополнительных ступеней, что повысит КПД турбины как за счет увеличения количества ступеней, так и за счет исключения значительной части потери с выходной скоростью, присущей предотборной ступени турбины с традиционным ПО. Возможности совершенствования низкопотенциальной части (НПЧ) паровой теплофикационной турбины, как известно этим не ограничиваются.

2.3. Разбивка теплового перепада по ступеням отсеков турбины

Основу разбивки теплового перепада таких отсеков или выбор числа ступеней отсека составляет оценка среднего для ступеней отсека теплового перепада h_0^{CP} и расчет количества ступеней под тепловой перепад рассчитываемого отсека $H_{от.}$ Для ЧВД турбин с сопловым парораспределением такой разбивке должен предшествовать выбор теплового перепада на регулируемую ступень (РС) и ее расчет. Это позволяет определить параметры пара на входе в проектируемый отсек ЧВД (в последующую после РС ступень ЧВД). Тепловой перепад от параметров пара за РС до конечных параметров за ЧВД распределяется затем на остальные (нерегулируемые) ее ступени.

Регулирующая ступень может быть выполнена одновенечной или многовенечной (ступень давления со ступенями скорости). Выбор типа регулирующей ступени определяется величиной намечаемого для этой ступени изоэнтروпийного теплоперепада. При большом теплоперепаде выбирается двухвенечная ступень; при малом – одновенечная. В регулирующей ступени степень парциальности переменна (сопловое регулирование) и даже при расчетном режиме не превышает величины 0,85. Поэтому регулируемую ступень целесообразно выполнять со степенью реактивности, примерно равной нулю. Этим также достигается устранение больших осевых усилий, действующих на диск регулирующей ступени. Диаметр ре-

гулирующей ступени (d^{pc}) определяется величиной принятого на нее теплоперепада (h_0^{pc}). Чем больше h_0^{pc} , тем больше и d^{pc} .

Регулирующая ступень имеет более низкий КПД, чем следующие за ней остальные ступени ЧВД. Следовательно, увеличение теплоперепада на РС приведет к снижению общего КПД турбины при расчетном режиме. По этой причине японские турбостроительные фирмы выбирают небольшой теплоперепад на РС, что позволяет отказаться от традиционной для большинства турбин камеры РС. За счет исключения камеры РС и меньшего теплоперепада на нее в ЧВД можно разместить дополнительную ступень, что повысит ее КПД. КПД повысится также при бескамерной конструкции РС за счет использования выходной скорости следующей за ней ступени. Мотивировки выбора теплоперепада на РС могут быть различны. Например, увеличение h_0^{pc} приводит к снижению давления пара, что упрощает и удешевляет турбину, так как при этом уменьшается число ступеней, уменьшается утечка пара через переднее концевое уплотнение, становится возможным применение более дешевых материалов для ротора и цилиндра. Для турбин с малым объемным расходом пара эти факторы определяют наиболее благоприятный тепловой перепад на РС. Для турбин с большим объемным расходом пара перечисленные выше факторы уже не являются определяющими.

Тип регулирующей ступени устанавливается исходя из назначенного для нее теплоперепада. При $h_0^{pc} = 125 - 135$ кДж/кг выбирается одновенечная РС, а при $h_0^{pc} > 135$ кДж/кг (до 400 – 500 кДж/кг) – двухвенечная. Для двухвенечной РС может быть принята величина оптимального отношения скоростей на уровне $u / C_\phi = 0,17 - 0,25$ и рассчитан ее диаметр из соотношения $d = u / \pi n$, а величина фиктивной скорости потока определится из выражения $C_\phi = (2h_0^{pc})^{1/2}$.

Очевидно, такой разбивке должно предшествовать принятие решений по проектируемой турбине укрупненного плана или ее частей (цилиндров). При традиционном исполнении, например, ЧВД разбивается до параметров холодного промперегрева. Это означает, что при таком подходе параметры рабочего тела за разбиваемым отсеком считаются известными. Фактически известен и массовый расход рабочего тела здесь, так как этому предшествовал этап определения расхода пара на турбину (2.1). Разбивка теплоперепада по

ступеням отсека выполняется в предположении плавного изменения их геометрических и основных режимных характеристик.

В первом приближении принимается располагаемый тепловой перепад на первую ступень отсека $h_0^{(I)}$ и ее степень реактивности на среднем диаметре $\rho^{(I)}$. Для ступеней ЧВД и ЧСД турбин активного типа величина $\rho^{(I)}$ принимается из условия обеспечения положительных значений степени реактивности в корневом сечении ступени – ρ_k . Обычно принимают величину $\rho_k = 0,10$, что гарантирует конфузорный режим обтекания рабочих решеток на протяжении всей их высоты и снижение тем самым профильных и особенно концевых потерь энергии в них. После этого рассчитывается средний диаметр первой ступени с учетом принимаемого для ее величины оптимального отношения скоростей ($x = u/C_\Phi$) в соответствии с [8]:

$$d^{(I)} = x^{(I)} \cdot (2h_0^{(I)})^{1/2} / \pi n, \quad (2.5)$$

где для первой ступени ЧВД $x^{(I)} \cong 0,48 \dots 0,49$; $\pi = 3,14$; $[n] = c^{-1}$ – частота вращения ротора турбины, принимаемая на предварительном этапе проектирования.

Затем рассчитывается высота (длина) сопловой лопатки этой ступени (первой после РС ступени ЧВД) из уравнения неразрывности:

$$l_1^{(I)} = D^{(I)} v_{1t}^{(I)} / \pi \cdot d^{(I)} \cdot c_{1t}^{(I)} \sin \alpha_1^{(I)}, \quad (2.6)$$

где теоретическая скорость выхода пара из сопел $c_{1t} = \sqrt{2\bar{h}_0^{(I)}(1 - \rho^{(I)})}$, (м/с), а значение эффективного угла выхода потока из сопел может быть принято для первой ступени активного типа в пределах $\alpha_{1s}^I = 12 \dots 14^\circ$. Удельный объем пара за сопловой решеткой первой ступени ($V_{1t}^{(I)}$) определяется на адиабате с помощью *hs*-диаграммы или расчетным путем.

Принимается величина перекрыши (Δ) и определяется длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_2^{(I)} = l_1^{(I)} + \Delta, \quad (2.7)$$

где $\Delta = \Delta_{\text{п}} + \Delta_{\text{к}}$ – суммарная величина перекрыши, выбираемая в соответствии с высотой (длиной) лопаток (табл. 2.2)

Т а б л и ц а 2.2

Рекомендуемые значения периферийной и корневой перекрыш ступеней активного типа

Длина лопатки, мм	Величина перекрыши, мм	
	периферийной, $\Delta_{\text{п}}$	корневой, $\Delta_{\text{к}}$
≤ 35	$\leq 2,0$	$\leq 1,0$
35 - 55	2,0 - 2,5	1,0
35 - 75	2,5 - 3,0	1,5 - 2,0
75 - 150	3,0 - 3,5	2,0 - 2,5
150 - 300	3,5 - 4,0	2,5 - 3,0
300 - 400	6,5 - 7,5	5,0 - 6,0
400 - 625	7,5 - 8,0	7,0 - 8,0
625 и выше	9,0 - 10,0	9,0 - 10,0

Ометаемая площадь последней ступени проектируемого отсека (последняя ступень ЧВД) ($\Omega^{(z)} = \pi \cdot d^{(z)} l_{2z}$) увеличится пропорционально росту удельного объема пара за отсеком. Тогда в первом приближении (если пренебречь разницей скоростей пара для первой и последней ступеней отсека и разницей массовых расходов пара для них) можно записать:

$$\Omega^{(I)} / \Omega^{(z)} = v_2^{(I)} / v_2^{(z)}, \quad (2.8)$$

где $v_2^{(I)}, v_2^{(z)}$ – удельные объемы пара за первой и последней ступенями проектируемого отсека (ЧВД) по состоянию на адиабатах их процессов расширения.

Для определения геометрических размеров последней ступени ЧВД ($d^{(z)}$ и $l_2^{(z)}$) необходимо принять решение по конструктивному исполнению отсека. Например, если предполагаются постоянные корневые диаметры по ступеням цилиндра ($d_k^{(1)} = d_k^j = d_k = \text{const}$) для удешевления его ротора, то

$$d_k^{(z)} = d_k + l_2^{(z)}, \quad (2.9)$$

где $d_k = d^{(1)} - l_2^{(1)}$. С учетом выражения (2.8) определяются значения d_z и $l_2^{(z)}$. После этого оценивается величина теплового перепада на последнюю ступень проектируемого отсека (ЧВД) с учетом величины оптимального отношения скоростей $x^{(z)} = (u / C_\Phi)^{(z)}$, которое принимается несколько большим, чем для первой ступени ($x^{(z)} \approx 0,51 \dots 0,52$) [8]. Для этого используется выражение

$$h_0^{(z)} = d^{(z)^2} \pi^2 n^2 / 2x^{(z)^2}. \quad (2.10)$$

Для определения среднего по ступеням ЧВД теплового перепада строится вспомогательная диаграмма (рис. 2.5).

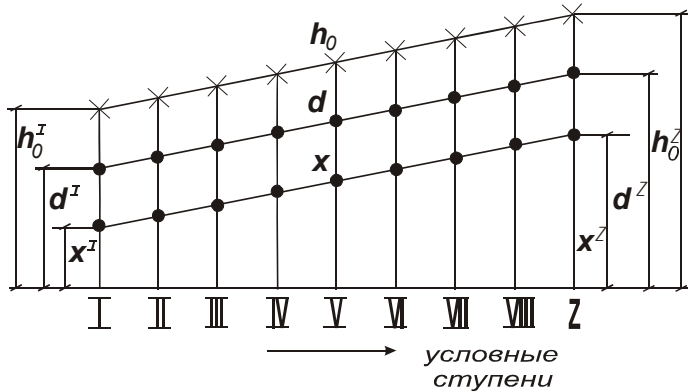


Рис. 2.5. Вспомогательная диаграмма для разбивки теплового перепада по ступеням проектируемого отсека турбины

База диаграммы (см. рис. 2.5) разбивается по горизонтальной оси на произвольное число (5 – 10) равных частей (условные ступени отсека) и для каждой (i -й) условной ступени с линии диаметров (d) и линии оптимального отношения скоростей ($x_{\text{опт}}$), проведенных плавно, в принятом масштабе по результатам расчета первой (I) и последней (z) ступеней ЧВД снимаются значения d_i и $x_{i \text{ опт}}$ по всем условным ступеням. После этого для каждой из них рассчитывается величина располагаемого теплового перепада h_{oi} по выражению, аналогичному (2.9). Затем по рассчитанным значениям строится линия h_o на диаграмме (см. рис. 2.5) и определяется величина среднего для ступеней проектируемого отсека (ЧВД) теплового перепада ($h_{\text{оср}}$):

$$h_{\text{оср}} = \sum_{i=0}^n h_{oi} / n, \quad (2.11)$$

где n – количество условных ступеней. В нашем случае $n = 9$ (см. рис. 2.5).

Фактическое количество ступеней ЧВД (n_{ϕ}) определяется из выражения

$$n_{\phi} = H_0 (1 + q) / h_{\text{оср}}, \quad (2.12)$$

где H_0 – располагаемый тепловой перепад на рассчитываемые ступени проектируемого отсека (ЧВД без РС); q – коэффициент возврата теплоты, который может быть определен из выражения

$$q = \kappa (1 - \eta_{oi}) H_o (z-1)/z, \quad (2.13)$$

где $\kappa = 4,8 \cdot 10^{-4}$ для ступеней турбины, работающих в перегретом паре; $\kappa = 2,8 \cdot 10^{-4}$ для ступеней, работающих во влажном паре; $\kappa = (3,2 - 4,3) \cdot 10^{-4}$ для ступеней, часть из которых работает в перегретом, а часть во влажном паре [8]. Более точно значение κ может быть определено расчетным путем с использованием уравнений для водяного пара или hs -диаграммы. Остальные обозначения в (2.11) и (2.12) общепринятые.

Для других частей турбины механизм разбивки теплоперепада (выбора числа ступеней) идентичен вышеприведенному. В выражении (2.11) $h_{\text{оср}}$ – среднеарифметическое значение располагаемого

теплоперепада на рассчитываемые ступени. При дробных значениях n_{ϕ} его величина округляется до целого, а значение теплового перепада дробной части (неувязка) распределяется между ступенями отсека (добавляется или снимается с величин располагаемых тепловых перепадов рассчитываемых ступеней). Очевидно, значения тепловых перепадов фактических ступеней могут быть определены с помощью диаграммы (см. рис. 2.5) путем нового ее разбиения (снятия) под n_{ϕ} . При этом должно соблюдаться условие

$$\sum h_{oi(\phi)} = H_o(1 + q). \quad (2.14)$$

При других вариантах формы проточной части (ПЧ) проектируемого отсека турбины сохраняется общая схема решения задачи. И, очевидно, должны приниматься другие граничные условия (угол конусности ПЧ и т.д.).

Выбор оптимального отношения скоростей ступеней проектируемой проточной части турбины ($x_{i \text{ опт}}$) преследует цель обеспечения их максимального КПД. Так как точно задача может быть решена путем переборки вариантов, то для их реализации в первом приближении можно воспользоваться выражением

$$x_{i \text{ опт}} = (\varphi \cos \alpha_1) / (2(1 - \rho_{\text{ср}})^{1/2}), \quad (2.15)$$

где в первом приближении коэффициент скорости для сопловой решетки принимается на уровне $\varphi = 0,94 \dots 0,96$; значения угла выхода потока из сопл для ступеней активного типа $\alpha_1 = 9 \dots 14^\circ$, для реактивного – $\alpha_1 = 18 \dots 21^\circ$; величина степени реактивности на среднем диаметре принимается для ступеней активного типа из расчета обеспечения ее значения у корня порядка $\rho_k = 0,1$, т.е. $\rho_{\text{ср}} = \rho_k + \Delta\rho$. Так как на данном этапе проектирования ступеней длины лопаток еще не рассчитаны, то для оценки величин $\Delta\rho$ целесообразно воспользоваться данными заводских расчетов (см. прил. 2 – 4). Уточнить величину степени реактивности на среднем диаметре ступеней с незакрученной сопловой лопаткой можно с помощью выражения

$$\rho_{\text{ср}} = \rho_k + 1,8 / (1,8 + \theta), \quad (2.16)$$

где $\theta = d_{\text{ср}} / l_2$. Длину рабочей лопатки (l_2) в первом приближении до ее расчета по (2.15) следует принять по оценке (прил. 2 – 4).

Величина степени реактивности $\rho_{\text{ср}}$ для ступеней реактивного типа принимается на уровне $\rho_{\text{ср}} = 0,5$. Уточнение принимаемых выше величин осуществляется на этапе детального теплового расчета ступеней. Целесообразно подчеркнуть, что расчет большинства ступеней турбин выполняется на среднем их диаметре и только ступени с относительно длинными закрученными лопатками дополнительно рассчитываются в корневом и периферийном сечениях, а так же в нескольких дополнительных сечениях.

2.4. Выбор конструктивных решений при проектировании теплофикационных турбин

Особенностью проектирования низкопотенциальной части (НПЧ) теплофикационной турбины, включающей теплофикационный (ТО) (перед верхним отопительным отбором) и промежуточный или переключаемый (ПО) отсеки, а также ее часть низкого давления (ЧНД) является обоснование расчетного режима. В этой связи заслуживает внимания выполнение НПЧ по схеме с независимыми потоками пара предложенной белорусским специалистом Б.В. Яковлевым [18].

Такое выполнение НПЧ отличается более устойчивой (экономичной) ее работой во всем диапазоне режимов турбины и широко применяется в конструкциях мощных теплофикационных турбин, к сожалению, только зарубежных турбинных заводов. Распределение потоков пара между верхним и нижним отопительным отборами должно приниматься поровну, а суммарная их величина – с учетом обеспечения надежного охлаждения ЧНД ($D_{\text{к}}^{\text{min}}$). Эти условия обеспечивают постоянство расхода пара на турбину, в том числе и через ТО, чем достигается работа проточной части турбины на основных режимах с расчетными значениями КПД отсеков вплоть до верхнего отопительного отбора.

Курсовое проектирование предполагает развитие творческого подхода у студентов, поэтому всячески должно поощряться при проектировании турбин применение нестандартных решений. Например, нельзя признать нормальным большие пропуски пара на вентиляцию ЧНД мощной паровой турбины (Т-250), для которой $D_{\text{к}}^{\text{min}} = 80 \dots 120$ т/ч. Большие величины $D_{\text{к}}^{\text{min}}$ для нее обусловлены развитой ЧНД (три ступени) при большой высоте последней рабочей лопатки (940 – 950 мм). Вместе с тем, применение специального

охлаждения ЧНД позволяет снизить величину D_k^{\min} для такой турбины до 20 т/ч и менее [19]. Заслуживает внимания схема охлаждения ЧНД БНТУ-ЛМЗ с прямоточно-противоточными потоками пара в ЧНД и струйным компрессором отсоса охлаждающего пара, основные технические решения по которой реализованы на турбине ПТ-60-130/22 (ст. № 3) Бобруйской ТЭЦ-2 и ряда других ТЭЦ белорусской энергосистемы [17].

Целесообразно рассмотреть также и возможность организации многоступенчатого (более двух ступеней) подогрева сетевой воды в теплофикационной установке. Такой подогрев может быть совмещен с регенеративным подогревом питательной воды турбоустановки. И он позволит повысить экономичность ее как за счет непосредственного увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении, так и сокращения потерь с выходной скоростью в камерах отборов, присущих традиционным двухступенчатым схемам с камерами отопительных отборов.

Подходы к проектированию НПЧ, изложенные в данном разделе, предполагают многовариантные расчеты с использованием современной вычислительной техники на основе новейших методик [20].

2.5. Выбор числа ступеней части низкого давления турбины

Особого внимания заслуживает проектирование части низкого давления (ЧНД) турбины. Такой выбор определяется типом проектируемой турбины и условиями ее работы. Последнее включает в себя такие понятия, как выбор расчетного давления в конденсаторе ($P_{кр}$), сопротивления ЧНД на расчетном режиме или состояния пара перед его первой ступенью ($P_{0р}^{ЧНД}$, $t_{0р}^{ЧНД}$ ($X_{0р}^{ЧНД}$)), а также величины расчетного расхода пара в конденсатор ($D_{кр}$) или, что одно и то же, через последнюю ее ступень.

Расчетная величина конечного давления пара ($P_{кр}$) или давление в конденсаторе в общем случае влияет на экономичность турбоустановки, определяет геометрию последней ступени, а также характеристики конденсационной установки. Величина давления должна выбираться путем технико-экономической оптимизации. В рамках курсового проекта, если величина $P_{кр}$ не оговорена в зада-

нии на проектирование, расчетное давление в конденсаторе студент должен принимать опираясь на опыт турбинных заводов (см. табл. 1.4) [7, 8]. Выработка студентами навыка эффективной работы с технической литературой – важнейший момент в их подготовке, которому необходимо уделять должное внимание.

Основу экономического уровня ЧНД в значительной степени определяет последняя ступень, так как ее влияние на характеристики этой части турбины является определяющим. Поэтому выбору числа ступеней ЧНД должно предшествовать обоснование характеристик последней ступени турбины. Ее расчетным режимом является режим с $D_{кр}$ и $P_{кр}$ при условии осевого выхода потока из нее ($\alpha_2 = 90^\circ$). Кроме этого, для нее следует определять и такие важные характеристики, как значения степени реактивности в корневом, среднем и периферийном сечениях. Корневая степень реактивности принимается на уровне 30 – 40 %, что необходимо для обеспечения устойчивой работы ступени при ее разгрузке. При выборе закона закрутки для последней ступени следует ориентироваться на применение “обратной закрутки” с одновременным обеспечением постоянства расходной составляющей скорости потока за ступенью вдоль ее радиуса [8]. Такой закон закрутки ступени обеспечит довольно высокий уровень экономичности на расчетном режиме и удовлетворительную работу ее на частичных нагрузках за счет уменьшения величины зоны корневого отрыва. Параметр веерности для этой ступени ($\theta = d_2/l_2$) должен выбираться из условия $\theta \geq 2,5$ для уменьшения “веерных” потерь в ней. При этом следует иметь в виду, что если удастся выполнить ступень с $\theta \geq 3,0$, то прирост КПД ступени от снижения “веерных” потерь составит не менее 3%. Величина расчетного теплового перепада на последнюю ступень определится с учетом приведенных выше соображений. Интересен опыт проектирования последней ступени и ЧНД мощных паровых турбин японскими фирмами Toshiba и Mitsubishi, а также некоторых европейских – Siemens [9].

Решив вопрос обоснования характеристик последней ступени, можно приступать к обоснованию характеристик остальных ступеней ЧНД. При выборе числа ступеней ЧНД следует пользоваться приведенной выше методикой (2.3), а также опытом турбинных заводов (см. прил. 2 – 4). Выбор начальных параметров пара перед ЧНД или его сопротивления определит экономичность его работы и турбины в целом, а также число ступеней ЧНД и их геометрию. При

таком выборе целесообразно изучить опыт турбинных заводов, который обобщен в источниках [7- 9].

3. РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

3.1. Расчет турбинной ступени от начальных параметров

Проектирование турбины предполагает выполнение вариантных расчетов ее конструкции и отбор на основе анализа основного (базового) варианта. Такая работа может быть выполнена с использованием современных средств вычислительной техники и соответствующих методик расчетов. Основу “машинных” расчетов составляет использование уравнений состояния воды и водяного пара.

Такой расчет достаточно корректно может быть выполнен с помощью современной вычислительной техники, так как методика расчета предполагает использование итерационных методов, т.е. многократное уточнение рассчитываемых параметров потока в ступени и, естественно, ее характеристик.

Расчеты с применением *hs*-диаграммы для водяного пара или *TsJ*-диаграммы для продуктов сгорания топлив могут допускаться как грубая оценка. Для расчета паровых турбин и процессов в паротурбинных установках широко применяются уравнения ВТИ.

3.2. Уравнения ВТИ для машинных расчетов паротурбинных установок

Основу расчета проточной части (ПЧ) паровых турбин составляет определение параметров состояния пара. Традиционное построение процессов расширения водяного пара с помощью *hs*-диаграммы может носить не более чем иллюстративный характер. При таких расчетах необходимо использовать эмпирические уравнения состояния пара ВТИ [2]. Уравнения полиномиального типа описывают все необходимые для таких расчетов теплотехнические параметры состояния водяного пара и имеют структуру в традиционных обозначениях для перегретого водяного пара:

$$i = f(p, T), \quad (3.1)$$

$$s = f(p, T), \quad (3.2)$$

$$v = f(p, T), \quad (3.3)$$

$$i = f(p, s). \quad (3.4)$$

Для состояния сухого насыщенного водяного пара и насыщенной (кипящей) воды на пограничных кривых уравнения имеют следующую структуру:

$$p_s = f(T), \quad (3.5)$$

$$T_s = f(p), \quad (3.6)$$

$$i'' = f(T), \quad (3.7)$$

$$s'' = f(T), \quad (3.8)$$

$$v'' = f(T), \quad (3.9)$$

$$i' = f(T), \quad (3.10)$$

$$s' = f(T), \quad (3.11)$$

$$v' = f(T). \quad (3.12)$$

Для воды, температура которой ниже температуры насыщения (кипения), уравнения состояния имеют вид

$$i' = f(p, T), \quad (3.13)$$

$$v = f(p, T). \quad (3.14)$$

В уравнениях (3.1) – (3.14) обозначения общепринятые: i, s, t, p и v – соответственно теплосодержание (энтальпия), энтропия, температура, давление и удельный объем перегретого водяного пара; p_s, T_s, i'', i' – соответственно давление и температура насыщения пара, теплосодержание (энтальпия) сухого насыщенного пара и кипящей воды. В формулах (3.1) – (3.3), (3.5), (3.7) – (3.14) значение температуры подставляется в градусах абсолютной шкалы, т.е. $T = 273,15 + t$.

3.3. Алгоритм расчета процесса расширения пара в турбинной ступени с применением ПЭВМ

Такой расчет предполагает наличие параметров пара в начале процесса расширения ($p_0, t_0(x_0)$) или (p_0, s_0) и давления за ступенью, а также значения относительного внутреннего КПД ступени (η_{0i}). Расчет выполняется традиционно: с определения недостающих параметров пара в начальной точке процесса расширения, определения располагаемого (адиабатического) теплового перепада от состояния в начальной точке до точки пересечения адиабаты, проведенной через нее, с изобарой конечного давления и т.д. Схема процесса расширения и условные обозначения на ней приведены на рис. 3.1.

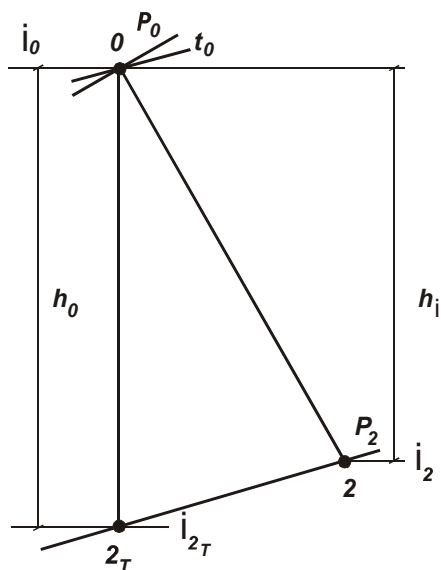


Рис. 3.1. Расчетная схема процесса расширения водяного пара в ступени

Приведем алгоритм расчета процесса расширения водяного пара в турбинной ступени с использованием зависимостей (3.1) – (3.14) (условные обозначения общепринятые, в соответствии с рис. 3.1). В скобках справа приводится ссылка на уравнения (3.1) – (3.14), используемые для определения рассчитываемого параметра:

1. По известным начальным параметрам (p_0, t_0) рассчитывается значение энтальпии в начальной точке процесса расширения (3.1):

$$i_0 = f(p_0, t_0).$$

2. Затем определяется значение энтропии в этой же точке (3.2):

$$s_0 = f(p_0, t_0).$$

3. В адиабатическом процессе

$$s_{2T} = s_0.$$

4. Значение энтальпии в конце адиабатического процесса расширения можно определить по формуле

$$i_{2T} = f(p_2, s_{2T}).$$

5. Это позволяет рассчитать располагаемый (адиабатический) тепловой перепад ступени из выражения

$$h_0 = i_0 - i_{2T}.$$

6. По известной (заданной) величине относительного внутреннего КПД ступени найти энтальпию в конце действительного процесса расширения из выражения

$$i_2 = i_0 - h_0 \cdot \eta_{0i}.$$

7. По ее величине рассчитывается значение энтропии в той же точке:

$$s_2 = f(p_2, i_2).$$

Приведенная выше методика справедлива при расчетах процесса расширения в турбине в перегретом паре. При переходе процесса через верхнюю пограничную кривую требуется выполнение контроля качества пара на предмет его состояния “перегретый” или “влажный”. Расчеты для влажного пара выполняются с использованием уравнений (3.5) – (3.14) и известных термодинамических зависимостей.

8. Для влажного водяного пара теплосодержание (энтальпия) определяется по формуле

$$i = i''x + i' (1 - x), \quad (3.15)$$

где x – степень сухости влажного пара.

9. Значение энтропии для него определяется из выражения

$$s = s''x + s' (1 - x). \quad (3.16)$$

Контроль состояния пара может быть осуществлен путем сравнения рассчитанных в контролируемой точке параметров его состояния с параметрами, определенными на правой пограничной кривой при том же давлении. Схема построения блока такого контроля реализуется следующим образом.

10. Для заданного давления (p_2) по уравнению (3.6) рассчитывается температура насыщения T_{s2} :

$$T_{s2} = (p_2),$$

11. Определяются параметры на пограничных кривых с использованием уравнений (3.7) – (3.14) в функции этой температуры (T_{s2}), т.е. энтропия:

$$s_2'' = f(T_{s2}).$$

12. Аналогично рассчитываем энтальпию:

$$i_2'' = f(T_{s2}).$$

13. Выполняется сравнение величины контролируемого параметра, например s_{2T} (см. рис. 3.1) со значением s_2'' или i_{2T} с i_2'' (п. 12). При этом проверяется условие

$$s_{2T} > s_2''.$$

14. При использовании энтальпии проверяется условие

$$i_{2T} > i_2'',$$

Если условие (пп. 13, 14) выполняется, то состояние пара в контролируемой точке “ 2_T ” соответствует перегретому, и расчет дальше должен вестись по схеме алгоритма, приведенной в пунктах 1 – 7. В случае если условие пп. 13 или 14 не выполняется, то это значит, что точка 2_T процесса расширения находится во влажном паре и дальнейшие расчеты должны переключаться на цепочку расчетов для влажного пара.

15. Построение алгоритма расчетов для влажного пара базируется на использовании известных зависимостей. По известной величине энтропии в точке 2_T и величинам определенных ее значений на пограничных кривых для конечного давления процесса расширения определяется степень сухости пара для точки 2_T из выражения

$$x_{2T} = \frac{s_{2T} - s_2'}{s_2 - s_2''}.$$

16. Если контроль состояния осуществлялся по значению энтальпии в точке 2_T , то степень сухости пара для точки 2_T определится из выражения

$$x_{2T} = \frac{i_{2T} - i_2'}{i_2'' - i_2'}.$$

17. По известной величине степени сухости пара (x_{2T}) определяются остальные недостающие параметры состояния в точке 2_T , например удельный объем влажного пара:

$$v_{2T} = v_2''x + v_2'(1 - x).$$

Аналогично п. 17 могут быть определены другие недостающие параметры влажного пара в точке процесса “ 2_T ” (см. рис. 3.1). Опыт показывает, что подпрограммы расчета параметров состояния пара целесообразно строить таким образом, чтобы рассчитывался весь возможный их состав, в том числе и параметры на пограничных кривых при расчетах для перегретого пара.

3.4. Последовательность и алгоритм расчета турбинной ступени

Конструкторский расчет турбины в рамках курсового проекта преследует две цели: 1) определение конструктивных размеров проектируемой машины в объеме, достаточном для разработки необходимой технической документации (эскизный проект); 2) получение гарантийных характеристик такой машины по всему объему потребительских свойств (КПД, мощность, расход пара (газа) и т.д.).

Исходные данные для проектирования ступени турбины следующие:

- расход пара (газа) G , кг/с;
- частота вращения ротора турбины n , с^{-1} (об/мин);
- давление пара на входе в сопловой аппарат p_0 , МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$);
- давление пара после рабочего колеса p_2 , МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$);
- температура (степень сухости) пара на входе в сопловой аппарат t_0 , $^{\circ}\text{C}$ (x_0).

Эти исходные данные получены в результате выбора (предварительного) числа ступеней или разбивки теплового перепада по ступеням турбины приведем алгоритм расчета ступени турбины:

1. **Параметры пара перед турбиной** определяются по таблицам [1, 3], hs -диаграмме водяного пара или расчетом в соответствии с изложенными в п. 3.3 рекомендациями, т.е. определяются значения параметров пара на входе в ступень: теплосодержание i_0 , ($\text{кДж}/\text{кг}$); энтропия s_0 , ($\text{кДж} / (\text{кг К})$); удельный объем v_0 , ($\text{м}^3 / \text{кг}$) и т.д.

2. **Энтальпия пара за ступенью на адиабате (i_{2t})** определяется по давлению за ней (p_2) и энтропии на входе (s_0).

3. **Энтальпия потока по параметрам торможения на входе в ступень (i_0^*)** уточняется по величине входной скорости (c_0): для первой ступени цилиндра турбины или первой ступени за камерами регулирующей ступени и регулируемого отбора $c_0 = 0$; для остальных (промежуточных) ступеней турбины $c_0 = c_2$, где c_2 – скорость потока на выходе из предыдущей ступени в абсолютном движении.

4. **Располагаемый (адиабатический) теплоперепад** ступени определяется по параметрам торможения (подчеркнем это):

$$\overline{h_0} = \overline{i_0} - i_{2t} \quad (3.17)$$

5. **Фиктивная скорость** ступени рассчитывается по формуле

$$C_{\phi} = (2\bar{h}_0)^{1/2}. \quad (3.18)$$

6. **Окружная скорость на среднем диаметре** ступени при оптимальном (расчетном) режиме определяется из условия

$$u = x_{\phi}^{\text{opt}} \cdot C_{\phi}, \quad (3.19)$$

где для ступеней ЧВД паровых турбин $x_{\phi}^{\text{opt}} = 0,48 \dots 0,50$, а для ступеней ЧСД $x_{\phi}^{\text{opt}} = 0,50 \dots 0,52$. Более подробная информация – в разделе 2, выражение (2.14).

7. **Средний диаметр ступени** рассчитывается с помощью выражения

$$d_{\text{ср}} = \frac{2u}{\pi n}. \quad (3.20)$$

8. **Располагаемый теплоперепад сопловой решетки** определяется по формуле

$$\bar{h}_{0c} = (1 - \rho) \cdot \bar{h}_0, \quad (3.21)$$

где степень реактивности ступени (ρ) выбирается из расчета более 10% для активной ступени (на среднем диаметре). Более подробно этот вопрос рассмотрен в разделе 2, выражение (2.15).

9. **Энтальпия пара за сопловой решеткой** при изоэнтропийном расширении (i_{1T}) определяется из выражения

$$i_{1T} = \bar{i}_0 - \bar{h}_{0c}. \quad (3.22)$$

10. **Параметры пара за сопловой решеткой** могут быть определены с помощью hs -диаграммы или расчетным путем по величине энтропии s_0 и энтальпии i_{1T} . Находим давление и удельный объем пара за сопловой решеткой при изоэнтропийном расширении:

$$p_{1t}, v_{1t} = f(s_0, i_{1t}). \quad (3.23)$$

11. Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки может быть определена из выражения

$$c_{1t} = \sqrt{2h_{0c}}. \quad (3.24)$$

12. Режим течения пара в сопловой решетке определяется значением числа Маха. Скорость звука при этом $a_1 = \sqrt{\kappa p_1 v_{1t}}$, а число Маха $M_{c_{1t}} = c_{1t} / a_{1t}$. Если режим дозвуковой ($M_{c_{1t}} < 1$), то определяем выходную площадь сопловой решетки из выражения

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}, \quad (3.25)$$

где $\mu_1 = 0,975$, т.е. принимаем предварительное значение коэффициента расхода для сопловой решетки.

13. Высота лопаток сопловой решетки определится из уравнения неразрывности:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_1}. \quad (3.26)$$

14. Выбор профиля лопатки сопловой решетки осуществляется по углам входа (α_0) (обычно $\alpha_0 = 90^\circ$) и выхода потока пара (газа) (α_1) (для активной ступени величина $\alpha_1 = 9 \dots 14^\circ$), а также с учетом числа $M_{c_{1t}}$. Например, для дозвукового характера течения ($M_{c_{1t}} < 1$) и с учетом опыта проектирования (см. прил. 2 – 4) принимаем профиль сопловой лопатки С-90-12А с ориентировочной величиной хорды b_1 в соответствии с данными табл. 3.1. В прил. 5 приведены характеристики профилей турбинных лопаток (решеток), которые целесообразно использовать при выполнении курсового проекта.

Таблица 3.1

Ориентировочные соотношения длин лопаток и хорд профилей для ступеней активного типа*

Высота соплового канала (l_1), мм	Относительная хорда (b_1/l_1)
10 - 20	2 - 1
20 - 30	1,5 - 0,7
30 - 40	1,2 - 0,5

* Окончательные значения величин хорд сопел и рабочих лопаток могут быть приняты на основании прочностных расчетов диафрагм и рабочих колес ступеней турбины.

15. **Количество сопловых лопаток** в решетке может быть определено с учетом принятой хорды решетки (b_1) и величины оптимального относительного шага (для реактивной решетки, которой является сопловая решетка, $\bar{t}_1 = 0,76$) [8,21]:

$$z_c = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{b_1 \cdot \bar{t}_1}. \quad (3.27)$$

16. **Число Рейнольдса** для потока пара за сопловой решеткой ($Re_{c_{1t}}$) рассчитывается из выражения с использованием определенной по таблицам величины кинематической вязкости пара по состоянию за ней – v_{1t} (Н·с/м²):

$$Re = \frac{c_{1t} \cdot b_1}{v_{1t}}. \quad (3.28)$$

17. **Поправки на числа Рейнольдса и Маха** к коэффициенту расхода для сопловой решетки рассчитываются по формулам

$$\Delta\mu_{Re} = -8Re^{1/2}, \quad (3.29)$$

а также

$$\Delta\mu_M = 0,01M^2 \dots 0,005M^3. \quad (3.30)$$

18. Коэффициент расхода для сопловой решетки уточняется по зависимости

$$\mu_{1p} = 0,982 - 0,005 \cdot \frac{b_1}{t_1} + \Delta\mu_m + \Delta\mu_{Re} . \quad (3.31)$$

Уточненное здесь значение коэффициента расхода (μ_{1p}) сравнивается с ранее принятым в расчетах ($\mu_1 = 0,975$). Если их значения близки, расчет продолжается дальше; если же нет, то необходимо вернуться в начало к п. 12 и уточнить приведенные выше расчеты с использованием рассчитанной величины μ_{1p} .

Потери энергии в сопловой решетке определяются как сумма профильных потерь энергии, концевых потерь и поправок к ним на числа Рейнольдса, Маха, веерность решетки, угол входа потока в нее и конусность проточной части. При этом профильные потери рассчитываются как сумма потерь на трение в пограничном слое, кромочных и волновых (при числе Маха больше единицы).

19. Потери на трение в пограничном слое на поверхности профиля определяются из выражения

$$\xi_{тр} = 0,04(3 - 13 \sin \alpha_{1\phi} + 21 \sin^2 \alpha_{1\phi}) , \quad (3.32)$$

где $\alpha_{1\phi} = \alpha_1$ в первом приближении.

20. Коэффициент кромочных потерь энергии определим толщиной выходной кромки ($\Delta_{кр}$), величину которой найдем из соотношения

$$\bar{\Delta}_{кр} = \frac{\Delta_{кр}}{b_1 \cdot \bar{t}_1 \cdot \sin \alpha_{1\phi}} , \quad (3.33)$$

а затем определим величину этого коэффициента:

$$\xi_{кр} = 0,15(\bar{\Delta}_{кр} - 0,01) . \quad (3.34)$$

21. Коэффициент конечных потерь энергии в решетке определится по формуле Трояновского:

$$\xi_{\text{конц.}} = 0,015 \left(\frac{b_1}{l_1} \right) (1,5 - 2 \sin \alpha_{\text{эф}}). \quad (3.35)$$

22. Поправка на дополнительные потери в решетке, обусловленные конусностью (γ) ее проточной части (ПЧ) (рис. 3.2), может быть оценена с помощью выражения

$$\xi_y'' = 0,1 \left(\frac{\Delta l_1}{l_1} \right) \text{tg} \gamma_n, \quad (3.36)$$

где γ_n – наклон периферийного обвода канала к осевому направлению. Для проточной части, показанной на рис. 3.2, $\gamma_n = 0,5\gamma$ и, очевидно, для такого варианта ПЧ дополнительное увеличение конечных потерь должно считаться по вышеприведенному выражению и для корневого сечения ступени или же в (3.36) вместо величины угла периферийной конусности γ_n следует подставлять значение γ .

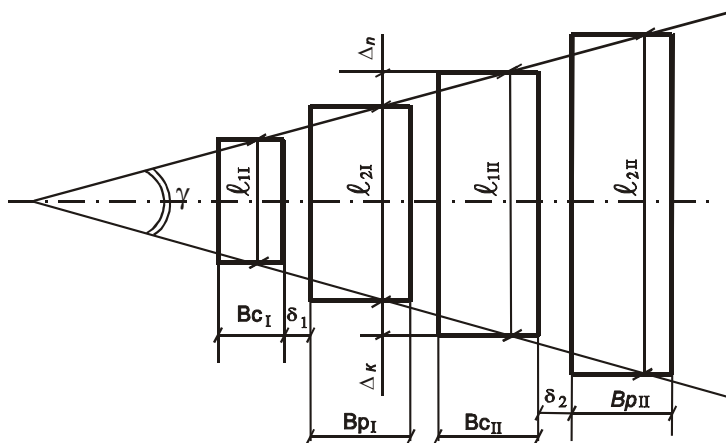


Рис. 3.2. Вариант выполнения конусной проточной части турбины

23. Поправка к коэффициенту потерь энергии в сопловой решетке на число Маха (для сужающихся решеток) определится из выражения

$$\xi_M = -0,04M^2 + 0,05M^3, \quad (3.37)$$

а на число Рейнольдса –

$$\xi_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 Re^{-\frac{5}{4}}. \quad (3.38)$$

24. Поправка к коэффициенту потерь энергии в сопловой решетке на верность ($\theta_c = d_{cp} / l_1$) может быть определена по формуле:

$$\xi_\theta = \frac{0,03}{(1 + \theta)}. \quad (3.39)$$

25. Поправка к потерям на отклонение угла входа в решетку профилей от оптимального направления (для сопловой решетки обычно $\alpha_0^{opt} = 90^\circ$) может быть рассчитана по формуле

$$\xi_{вх}^{сопл} = 0,3(1 + b_1/2l_1 [\sin \alpha_{1\phi} \sin(\alpha_0 - \alpha_0^{opt}) / \sin \alpha_0 \sin \alpha_0^{opt}])^2. \quad (3.40)$$

26. Коэффициент потерь энергии для сопловой решетки с учетом всех поправок определится из выражения

$$\xi_c = \xi_{тр} + \xi_{конц} + \xi_\theta + \xi_{кр} + \xi_{Re} + \xi_M + \xi_{вх} + \xi_\gamma. \quad (3.41)$$

27. Фактическая величина скорости выхода потока из сопловой решетки (c_1) определяется через рассчитанный коэффициент потерь энергии для нее. Достаточно воспользоваться соотношением для определения коэффициента скорости $\varphi = \sqrt{1 - \xi_c}$:

$$c_1 = \varphi c_{1t}. \quad (3.42)$$

28. **Угол выхода потока из сопл в абсолютном движении** (фактический) рассчитывается по формуле

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{\mu_1}{\varphi} \cdot \sin \alpha_{1э} \right). \quad (3.43)$$

Его величина, в свою очередь, позволяет рассчитать осевую и окружную составляющие абсолютной скорости выхода потока из сопловой решетки

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1. \quad (3.44)$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1. \quad (3.45)$$

29. **Относительная скорость выхода потока из сопловой решетки** может быть рассчитана с использованием теоремы для косоугольных треугольников:

$$w_1 = \left(c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (3.46)$$

30. **Угол входа потока в рабочую решетку турбинной ступени в относительном движении** может быть определен также с использованием соотношений тригонометрии:

$$\beta_1 = \arctg (c_{1a} / (c_{1u} - u)). \quad (3.47)$$

31. **Входной треугольник скоростей** строится по определенным выше величинам фактической (абсолютной) скорости выхода потока пара из сопловой решетки (c_1) и относительной (w_1), а также фактических углов выхода потока из нее в абсолютном (α_1) и относительном β_1 движении. Построение треугольника позволяет проверить правильность выполненных выше расчетов очевидным путем (расчетные векторы и векторы, полученные через углы при построении треугольника, должны совпадать в пределах погрешности расчетов) (рис. 3.3).

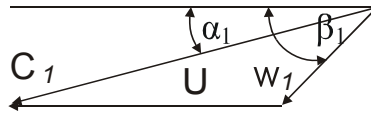


Рис. 3.3. Входной треугольник скоростей турбинной ступени.

32. Абсолютная величина потерь энергии потока в сопловой решетке определяется из соотношения

$$\Delta H_c = \xi_c \cdot h_{0c} \cdot \quad (3.48)$$

Ее величина позволяет получить параметры потока рабочего тела за сопловой решеткой и уточнить величину располагаемого теплового перепада на рабочую решетку (h_{0p}) (рис. 3.4)

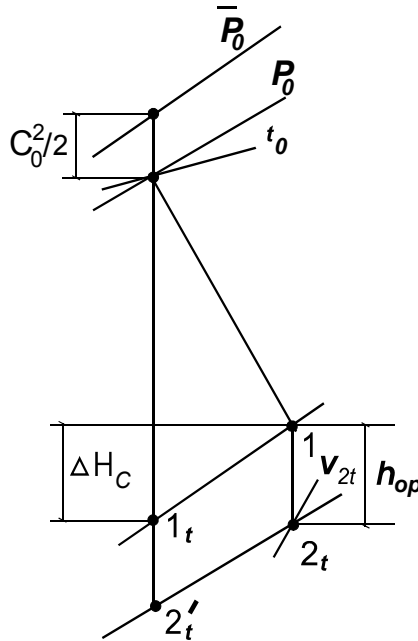


Рис. 3.4. Схема действительного процесса расширения пара в сопловой решетке турбинной ступени и уточнение располагаемого теплового перепада на рабочую решетку

33. **Относительная теоретическая скорость выхода потока** из рабочей решетки (фактически предваряет расчет рабочей решетки ступени) может быть определена из выражения

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2h_{0p}}. \quad (3.49)$$

34. **Число Маха ($M_{w_{2t}}$)** рассчитывается по относительной теоретической скорости потока и скорости звука за ней и преследует цель определить режим течения в рабочей решетке (дозвуковой или сверхзвуковой), затем выбрать необходимый профиль этой решетки:

$$M_{w_{2t}} = \frac{w_{2t}}{a}. \quad (3.50)$$

35. **Высота рабочей решетки** практически предопределена высотой сопловой решетки, так как связь между ними определяется соотношением

$$l_2 = l_1 + \Delta, \quad (3.51)$$

где величина перекрыши для нее Δ выбирается в соответствии с данными (табл. 2.2).

36. **Выходная площадь рабочей решетки** определяется с использованием уравнения неразрывности. Для этого в первом приближении принимаем коэффициент расхода $\mu_2 = 0,95$ [8].

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}. \quad (3.52)$$

37. **Эффективный угол** выхода потока из рабочей решетки в относительном движении определяется по формуле

$$\beta_{2\text{эф}} = \arcsin \left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l_2} \right). \quad (3.53)$$

38. **Количество рабочих лопаток на колесе** определим, приняв хорду ее профиля $b_2 \cong b_1 / 2$ в соответствии с данными табл. 3.1 (в последствии правильность такого выбора проверяется прочностным расчетом) и приняв величину относительного шага решетки (\bar{t}_2) в соответствии с рекомендациями [8]:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{b_2 \bar{t}_2} . \quad (3.54)$$

39. **Уточняется значение величины коэффициента расхода** рабочей решетки μ_2 , для чего вычисляются поправки к нему по аналогии с сопловой решеткой. За критерий для рабочей решетки принимается угол поворота потока в ее канале $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_{2\text{эф}})$. Поправка к коэффициенту расхода на угол поворота потока в канале вычисляется по формуле $\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0,02 + 0,0027 \sin \Delta\beta$, на число Рейнольдса – по формуле $\Delta\mu_{\text{Re}} = -8R^{-\frac{1}{2}}$, где $\text{Re} = \frac{w_{2t} b_2}{\nu_{1t}}$, а на число Маха – по формуле $\Delta\mu_{\text{M}} = 0,01M^2 - 0,005M^3$, где $M_{w_{2t}} = w_{2t} / a_{2t}$.

С учетом поправок коэффициент расхода для рабочей решетки рассчитывается по формуле

$$\mu_2 = 0,965 - 0,01 b_2 / l_2 + \Delta\mu_{\text{M}} - \Delta\mu_{\text{Re}} + \Delta\mu_{\Delta\beta} . \quad (3.55)$$

Если принятое в п. 36 значение μ_2 и полученное при уточняющем расчете значения совпадают или близки друг другу, то расчет продолжается. Если расхождение между ними значительное, то необходимо уточнить расчет, начиная с п. 36.

40. **Выбор профиля лопатки рабочей решетки** осуществляется по углам входа (β_1) (из расчета сопловой решетки) и выхода потока пара (газа) из нее ($\beta_{2\text{эф}}$), а также с учетом числа $M_{w_{2t}}$. Например, для дозвукового режима течения ($M_{w_{2t}}$) и величин углов $\beta_1 = 30^\circ$

и $\beta_{2\text{эф}} = 21^\circ$ принимаем к установке профиль рабочей лопатки типа Р-30-21А (см. прил. 5).

41. **Расчет потерь энергии в рабочей решетке** (внутренних) выполняется по тому же принципу, что и сопловой, т.е. на начальном этапе рассчитывается процесс истечения пара (газа) из нее. Потери в решетках турбинных ступеней определяются углом поворота потока в их канале. Этот угол – один из существенных факторов, определяющих величину потерь. В “активных” решетках, образующих слабоконфузорные каналы рабочих решеток, он определяет величины обоих слагаемых основных потерь – профильных и концевых (практически все турбины активного типа). По этой причине аппроксимация формул для определения этих потерь выполнена по этому углу. Для рабочей решетки значение угла поворота потока в ее канале ($\Delta\beta$) определено выше (п. 39).

42. **Потери на трение в пограничном слое** решетки профилей могут быть рассчитаны по формуле

$$\xi_{\text{тр}} = 0,08(1,841 - 1,584 \sin \Delta\beta + 0,62 \sin^2 \Delta\beta). \quad (3.56)$$

43. **Кромочные потери** энергии являются второй слагаемой профильных потерь. Приняв толщину выходных кромок решеток рабочих лопаток $\Delta_{\text{кр}}$, по известной величине хорды b_2 для значения оптимального относительного шага t_2 [8] рассчитываем относитель-

ную толщину выходной кромки из выражения $\bar{\Delta}_{\text{кр}} = \frac{\Delta_{\text{кр}}}{b_2 t_2 \sin \beta_{2\text{эф}}}$

и определяем величину кромочных потерь:

$$\xi_{\text{кр}} = 0,15(\bar{\Delta}_{\text{кр}} - 0,01). \quad (3.57)$$

44. **Волновые потери** энергии – третья составляющая профильных потерь в турбинных решетках. Влияние скорости потока на дополнительные потери энергии в турбинных решетках (сжимаемость) начинает проявляться при значениях чисел Маха $M > 0,6$. Резкий рост волновых потерь энергии в турбинных решетках начинает проявляться при $M \geq 1$. С этой величины ($M = 1$) и следует учитывать увеличение потерь энергии в турбинных решетках по формуле

$$\xi_M = -0,04 \cdot M_{w_{2t}}^2 + 0,05 \cdot M_{w_{2t}}^3, \quad (3.58)$$

Для рабочей решетки число Маха вычислялось выше (п. 39).

45. **Концевые потери** энергии в значительной степени определяют КПД ступеней с относительно короткими лопатками. Коэффициент концевых потерь энергии в рабочей решетке определяется из выражения

$$\xi_{\text{конц.}} = 0,026 \frac{b_2}{l_2} (1,87 - 1,15 \sin \Delta\beta). \quad (3.59)$$

Затем определяются поправки к коэффициенту потерь на веерность решетки, на фактические числа Рейнольдса и Маха, а также на отклонение угла входа потока в решетку от оптимального направления (на угол атаки).

46. **Поправка к потерям на веерность** в рабочей решетке может быть рассчитана с использованием выражения

$$\xi_\theta = 0,06 / (1 + \theta), \quad (3.60)$$

где $\theta = d_{\text{ср}} / l_2$.

47. **Поправка к потерям на число Рейнольдса** рассчитывается по формуле

$$\xi_{\text{Re}} = 5,8 \cdot 10^4 \text{Re}_{w_{2t}}^{-\frac{5}{4}}. \quad (3.61)$$

48. **Коэффициент потерь энергии в рабочей решетке** с учетом всех поправок к нему (предельный вариант, так как при “дозвуке” волновые потери отсутствуют, при “сверхзвуке” их следует учитывать [8]) определится из выражения

$$\xi_p = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{конц.}} + \xi_M + \xi_{\text{Re}} + \xi_p + \xi_{\text{кр}}. \quad (3.62)$$

По определенной величине коэффициента потерь энергии в рабочей решетке (ξ_p) рассчитывается коэффициент скорости для нее (ψ) по формуле

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_p} . \quad (3.63)$$

49. **Угол выхода потока из рабочей решетки** в относительном движении

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\mu_2}{\psi} \sin \beta_{2\text{эф}} \right) . \quad (3.64)$$

50. **Осевая и окружная составляющие относительной скорости** для рабочей решетки определится соответственно по формулам

$$w_{2a} = w_2 \sin \beta_2 \quad (3.65)$$

и

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2 . \quad (3.66)$$

51. **Скорость выхода потока из рабочей решетки** в абсолютном движении определяется из косоугольного треугольника по теореме косинусов:

$$c_2 = \left(w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2 \right)^{\frac{1}{2}} . \quad (3.67)$$

52. **Угол выхода потока из рабочей решетки** в абсолютном движении определяется также с использованием тригонометрии:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{w_{2a}}{w_{2u} - u} . \quad (3.68)$$

53. **Потеря энергии в рабочей решетке абсолютная:**

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2 \cdot \xi_p}{2} . \quad (3.69)$$

54. Потеря энергии с выходной скоростью потока абсолютная

$$\Delta H_{\text{вс}} = \frac{c_2^2}{2}, \quad (3.70)$$

55. Располагаемая энергия ступени рассчитывается по формуле

$$E_0 = \overline{h_0} - \chi_{\text{вс}} \cdot \Delta H_{\text{вс}}, \quad (3.71)$$

где $\chi_{\text{вс}}$ – коэффициент использования выходной скорости ступени, определяемый в соответствии с рекомендациями [8].

56. Удельная работа на лопатках турбины рассчитывается через соответствующие величины абсолютных потерь энергии в ступени:

$$(U / C_{\phi})^I = X^I - (1 - \chi_{\text{вс}}) \Delta H_{\text{вс}}. \quad (3.72)$$

57. Расчет относительного лопаточного КПД турбинной ступени осуществляется на основе соотношения

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{L_u}{E_0}. \quad (3.73)$$

58. Мощность на лопатках колеса турбины определяется из выражения

$$N_{\text{л}} = G \cdot L_u. \quad (3.74)$$

59. Лопаточный КПД турбинной ступени рассчитывается двумя методами: через потери и значения скоростей потока с привлечением зависимостей

$$\eta_{\text{ол}} = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_{\text{вс}} \quad (3.75)$$

$$\eta_{\text{ол}} = u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) / E_0, \quad (3.76)$$

$$\eta_{\text{ол}} = u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) / E_0. \quad (3.77)$$

Это позволяет осуществить проверку правильности выполненных расчетов. Расхождение в значениях лопаточного КПД определенного двумя методами (не должно превышать погрешности расчетов (5 %)). Расчет внутренних потерь в рабочей решетке завершается построением выходного треугольника скоростей (рис. 3.5).

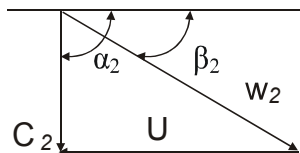


Рис. 3.5. Выходной треугольник скоростей турбинной ступени

Потери в турбинных ступенях принято делить на основные и дополнительные. Основные – потери в решетках (рабочей, сопловой) и потеря с выходной скоростью. К внутренним потерям (основным) относятся потери в соплах (ξ_c), потери в рабочих лопатках (ξ_p) и потери с выходной скоростью ($\xi_{вс}$). Они определяют относительный лопаточный КПД ($\eta_{ол}$) ступени.

Кроме основных внутренних потерь в ступенях имеют место дополнительные внешние потери энергии. К внешним относятся потери на трение диска и ленточного бандажа ($\xi_{тр}$), от утечек рабочего тела через диафрагменный зазор в активной ступени или через зазор между сопловым аппаратом и ротором – в реактивной, а также через радиальный зазор между корпусом и колесом ($\xi_{ут}$), от влажности пара ($\xi_{вл}$) и от парциальности ($\xi_{парц}$).

60. Расчет потерь на трение диска, конических поверхностей и бандажа турбинной ступени сводится к расчету соответствующих коэффициентов потерь энергии. Первый в этом ряду коэффициент потерь энергии на трение диска колеса определяется из выражения

$$\xi_{тр} = K_{тр} \frac{d_{ср}^2}{F_1} x_{ср}^3, \quad (3.78)$$

где коэффициент трения ($k_{\text{тр}}$) рассчитывается по формуле $l_2^I = l_1^I + \Delta$, а число Re_u в зазоре – по формуле $\text{Re}_u = \frac{U d_{\text{к}}}{2\nu_1}$, где

корневой диаметр колеса $d_{\text{к}} = d_{\text{ср}} - l_2$.

Потери трения на свободных конических и цилиндрических поверхностях ротора определяются с учетом суммарной ширины таких поверхностей из выражения

$$\xi_{\text{тр}} = 10^{-3} \frac{d_{\text{ср}} \beta_{\Sigma}}{F_1} x_{\Phi}^3, \quad (3.79)$$

а потери трения от лопаточного бандажа могут быть оценены в зависимости от суммарной ширины бандажа в ступени с использованием выражения

$$\xi_{\text{тр}} = 2 \cdot 10^{-3} \frac{d_{\text{упл}} \beta'}{F_1} x_{\Phi}^3, \quad (3.80)$$

где $d_{\text{упл}}$ и β' – соответственно диаметр и ширина бандажа. Тогда суммарная величина коэффициента потерь трения в турбинной ступени составит:

$$\xi_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}}^{\text{л}} + \xi_{\text{тр}}^{\text{к}} + \xi_{\text{тр}}^{\delta}. \quad (3.81)$$

61. **Потери от утечек пара (газа)** в свою очередь могут быть рассчитаны по формуле

$$\xi_{\text{ут}} = \pi d_{\text{упл}} \delta_{\text{экв}} (\rho_{\text{п}} / 1 - \rho_{\text{ср}})^{1/2} \eta_{\text{ол}} / F_1, \quad (3.82)$$

где $\pi = 3,14$; $d_{\text{упл}}$ – диаметр вала под уплотнениями; $\delta_{\text{экв}}$ – величина эквивалентного зазора, рассчитываемая по отдельным формулам для конкретных типов уплотнений [8]; $\rho_{\text{п}}$ и $\rho_{\text{ср}}$ – значения степени реактивности у периферии и на среднем диаметре ступени; $\eta_{\text{ол}}$ – величина лопаточного КПД; F_1 – сечение сопловой решетки.

Для определения интегральных характеристик ступеней турбины необходима величина абсолютного расхода пара (газа) утечки ($G_{ут}$). Рассчитать ее можно по формуле Г.С. Самойловича [8]:

$$G_{ут} = \mu_y \cdot \chi \cdot F_y \cdot \overline{(p_0/v_0)}^{1/2} \cdot ((1-\varepsilon^2)/(1-\varepsilon_{кр}^{отв}) \cdot z) - \\ - (\varepsilon_{кр}^{отв} (1-\varepsilon^2)/(1-\varepsilon_{кр}^{отв})^2 \cdot z^2)^{1/2}. \quad (3.83)$$

Вопрос проектирования уплотнений весьма важен при проектировании турбины. Не случайно японские турбостроительные фирмы (Toshiba, Mitsubishi), а также некоторые европейские (Siemens) в своих новейших турбинах выполняют уплотнения с изменяющейся величиной зазора. Суть этой конструкции в следующем. Роторы большинства современных турбин “гибкие”. При пуске турбины с такими роторами неизбежно повышение уровня вибрации, т.е. амплитуд колебаний их поверхностей, в том числе и в зоне уплотнений. При этом в случае турбины с обычными концевыми уплотнениями возможны задевания ротора об усы уплотнения. Усы при этом сминаются, приводя к росту зазоров и к увеличению утечки в уплотнение на работающей турбине в 2 – 2,5 раза, т.е. к снижению ее КПД. В новых типах уплотнений с регулируемой величиной зазора этого не происходит, так как при пуске турбины устанавливается повышенная величина зазора, а при выходе ее на стационарный режим зазоры в уплотнениях уменьшаются поджатием их гребней к валу. Суть этого в сохранении минимально возможной величины зазоров на протяжении всего или значительной части межремонтного периода.

Интересен и другой опыт. Он заключается в применении вместо усов лабиринтного уплотнения уплотнительных колец из композитного материала (флувиус). Материал состоит из графита и фторопласта, так как оба компонента имеют хорошие антифрикционные свойства, что позволяет на работающей турбине иметь околонулевые зазоры.

При выполнении курсового проекта студент может задаться величиной утечки в концевые уплотнения турбины, оценив их, например, по заводским данным (см. прил. 2 – 4). Такая оценка позволяет уточнить расходы пара (газа) на входе в проточную часть проектируемого цилиндра турбины.

62. **Потери от парциальности** учитываются в ступенях с неполным (по кольцу соплового аппарата) подводом пара. Ступени с парциальным подводом рабочего тела присущи турбинам малой мощности, у которых для увеличения длины лопаток выполняют парциальный подвод пара (газа). Регулирующая ступень (РС) турбин с сопловым парораспределением также имеет парциальность. Парциальность РС обусловлена конструкцией ее соплового аппарата (сопловые коробки со стенками по кольцу и технологические зазоры между коробками, необходимые для приварки их к корпусу). Потери энергии от парциальности обусловлены двумя причинами: вентиляционным эффектом в каналах вне зоны активного потока и нарушением характеристик рабочего потока на краях дуг его подвода. В общем случае принято первую слагаемую (вентиляционную) рассчитывать по формуле

$$\xi_{\text{вент}} = 0,065(1 - e - 0,5 e_{\text{кож}}) / e (\sin \alpha_{1\text{эф}}) x_{\text{ф}}^3 m, \quad (3.84)$$

где e , $e_{\text{кож}}$, m , – соответственно степень парциальности, часть окружности, закрытая защитным кожухом, и число венцов ступени, $x_{\text{ф}} = u / C_{\text{ф}}$, а вторую слагаемую (сегментную) принято определять по формуле

$$\xi_{\text{сегм}} = 0,25 x_{\text{ф}} \eta_{\text{ол}} i \sum (B_j l_j) / F_1, \quad (3.85)$$

где B_j , l_j , F_1 , $\eta_{\text{ол}}$ – соответственно ширина и высота рабочих лопаток j венца, площадь всех сопловых каналов, через которые течет пар в ступени, и лопаточный КПД ступени, а i – число групп сопел, между которыми имеется разрыв.

Величина потерь от парциальности определяется как сумма обоих слагаемых, т.е.

$$\xi_{\text{парц}} = \xi_{\text{вент}} + \xi_{\text{сегм}}. \quad (3.86)$$

63. **Потери от влажности пара** учитываются в ступенях, работающих на влажном паре. К таким ступеням относятся последние ступени конденсационных паровых турбин ТЭС и основная часть ступеней влажно-паровых турбин АЭС. Расчет этих потерь может быть выполнен с использованием формулы МЭИ:

$$\xi_{\text{вл}} = 2 x_{\text{ф}} (0,9 y_0 + 0,35 (y_2 - y_0)), \quad (3.87)$$

где y_0 и y_2 – соответственно значение влажности пара на политропе перед и за ступенью.

Для последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин, как показали исследования ВТИ, распределение влажности пара вдоль радиуса отличается от традиционно устоявшегося – с пиком значений влажности пара в периферийных сечениях ступени. Пик величины влажности для таких ступеней смещается от периферии на радиус примерно $0,75 l_2$, где l_2 – длина рабочей лопатки ступени. Потери от влажности в таких ступенях более надежно могут быть определены по формуле П. Лагуна:

$$\xi_{\text{вл}} = a(y_0 + y_2) / 2, \quad (3.88)$$

при этом $a = 0,35 \dots 0,40$.

64. Относительный внутренний КПД турбинной ступени (η_{oi}) определяется на заключительной стадии ее расчета. По величине суммарных потерь в ступени (основных и дополнительных) рассчитывается ее относительный внутренний КПД:

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - (\xi_{\text{ут}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{парц}} + \xi_{\text{вл}}), \quad (3.89)$$

65. Внутренняя мощность турбинной ступени (N_i) или мощность на валу определяется по формуле

$$N_i = h_0 \eta_{oi}, \quad (3.90)$$

где h_0 – тепловой перепад ступени по полным параметрам (параметрам торможения).

66. Абсолютные величины потерь в ступени определяются через значения относительных их величин из выражения

$$\Delta H_j = \zeta_j \cdot \overline{h_0}, \quad (3.91)$$

где ΔH_j , ζ_j и h_0 , соответственно, величина абсолютной и относительной j -й потери и тепловой перепад ступени от параметров торможения потока.

67. **Построение процесса расширения пара (газа) в турбинной ступени в hs -координатах и определение его состояния перед последующей (второй) ступенью завершает ее расчет. При этом возможны три варианта представления такого процесса (рис. 3.6 а, б и в).**

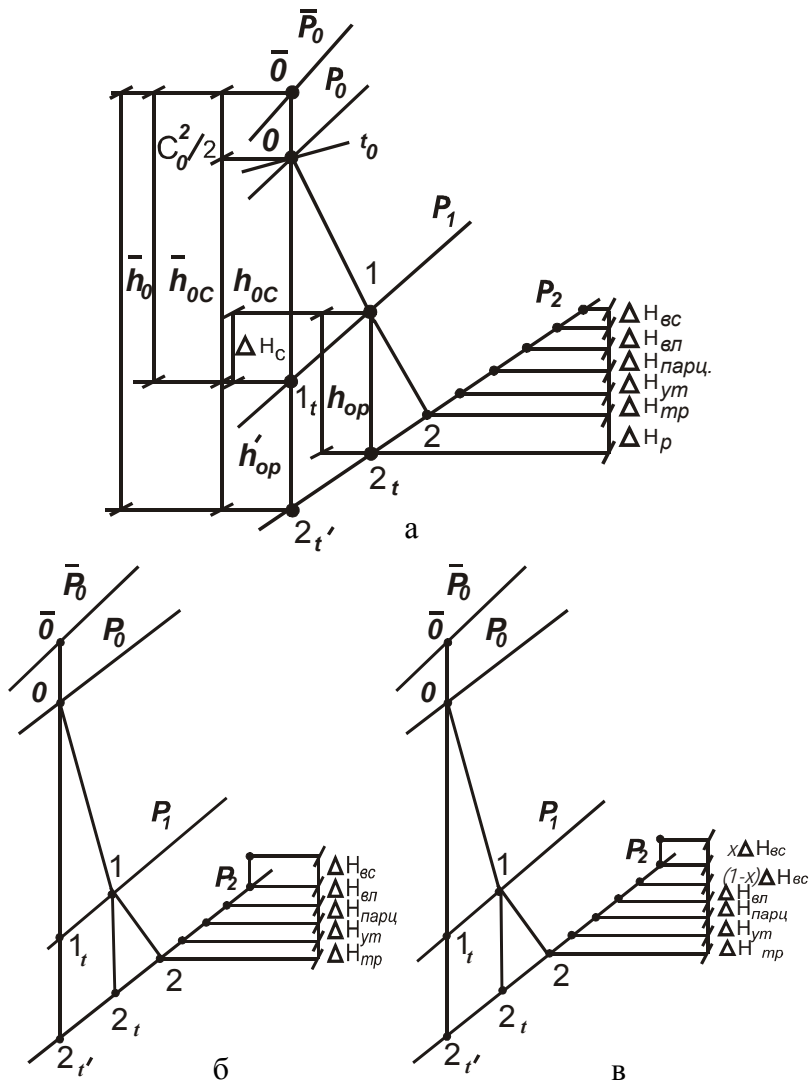


Рис. 3.6. Процесс расширения в турбинных ступенях:

а – с полной потерей выходной скорости; б – без потери; в – с частичной потерей

На рис. 3.6, а представлен вариант процесса расширения пара в турбинной ступени с полной потерей энергии ее выходной скорости. К таким ступеням относятся: последняя ступень цилиндра, ступень за которой выполнена камера теплофикационного отбора пара, а также камера регулирующей ступени. На рис. 3.6, б – вариант с полным использованием энергии выходной скорости ступени в последующей. Это промежуточные ступени турбин без разрыва ее проточной части. И, наконец, на рис. 3.6, в – вариант с частичным использованием энергии выходной скорости в последующей ступени. Такой ступенью является ступень паровой турбины, за которой выполнен регенеративный отбор пара. Энергия выходной скорости рассчитываемой ступени является входной энергией последующей ступени и в общем случае учитывается для последующей ступени коэффициентом использования энергии выходной скорости в последующей ступени ($\chi_{вс}$), который для трех приведенных выше вариантов равен соответственно: $\chi_{вс} = 0$, $\chi_{вс} = 1$ и $\chi_{вс} < 1$. Такой учет энергии выходной скорости исключает возможную ошибку при расчете располагаемой энергии ступени (E_0).

Расчет последующих ступеней выполняется по методике, аналогичной вышеприведенной, с той лишь разницей, что параметры рабочего тела на входе в последующую ступень турбины меньше за счет работы его в предыдущей ступени. При этом расчет турбинной ступени для любых рабочих тел выполняется аналогично вышеизложенному.

3.5. Новая методика расчета проточной части турбин от конечных параметров рабочего тела

В инженерной практике часто приходится выполнять большой объем работы по расчету переменных режимов известной проточной части турбины или оптимизировать проточную часть проектируемой турбины путем переборки ее вариантов. В обоих случаях предполагается построение проточной части турбины (ПЧ), отвечающей максимальной ее эффективности. Это может обеспечить задание граничных условий таких расчетов, например осевой выход потока рабочего тела (РТ) ($\alpha_2 = 90^\circ$). Если ПЧ ступени известна (поверочный расчет), то при заданной величине объемного пропус-

ка РТ по параметрам за ступенью (Gv_2) могут быть оценены выходные параметры потока РТ: величина относительной (w_2) и абсолютной (c_2) скорости, а также угол направления ее вектора (α_2) при любых режимах.

Порядок построения алгоритма следующий:

1. Расчет ступени удобно вести по конечным параметрам рабочего тела (РТ). Особенностью таких расчетов является достоверность определения одного из этих параметров – давления за турбиной (p_2). Вторым может быть принят с приемлемой точностью, например, удельный объем (v_2). По известной величине массового расхода РТ (G) и удельного объема (v_2) рассчитываются, в первом приближении, объемный пропуск рабочего тела по значениям его параметров за ступенью – $G \cdot v_2$, которому в последующих расчетах отводится роль основной режимной характеристики ступени.

Из проектного решения турбоустановки известны параметры РТ и величина расхода G через ПЧ в том или ином режиме; давление за последней ступенью p_2 и другие параметры, например давление в верхнем ($p_{во}$) и нижнем ($p_{но}$) теплофикационных отборах теплофикационной паровой турбины. Из ее теплового расчета известны также другие параметры рабочего тела на расчетном режиме: удельные объемы пара в конденсаторе (v_k), нижнем ($v_{но}$) и верхнем ($v_{во}$) отопительном отборах. Поскольку надлежащая модификация ЧНД теплофикационной паровой турбины обеспечивается варьированием одной-двумя, редко тремя последними ступенями, достаточная точность сравнения вариантов представляемым методом обеспечивается расчетом группы ступеней до нижнего теплофикационного отбора. При желании повысить качество расчетов добавляются ступени промежуточного или переключаемого (ПО) отсека между этими отборами.

Вычисления удобнее вести через производный параметр $G \cdot v_2$ – объемный расход рабочего тела (пара), определяя при этом другие характеристики по варьируемому значению удельного объема РТ (v_2) за рассчитываемым отсеком, т.е. от конечных параметров.

2. Величина скорости выхода потока из рабочей решетки последней ступени рассчитываемого отсека в относительном движении (w_{2t}) определяется из уравнения неразрывности, примененного к ее выходному сечению:

$$w_{2t} = Gv_2 / \psi F_{ort} \sin \beta_2 \text{ (м/с)}, \quad (3.92)$$

где коэффициент скорости для рабочей решетки (ψ) может быть принят в первом приближении на уровне $\psi = 0,957$ или при необходимости уточнен по упрощенной формуле МЭИ:

$$\psi = 0,957 - 0,011 \cdot b_2 / l_2, \quad (3.93)$$

где b_2 и l_2 – соответственно хорда и длина рабочей лопатки, при поворочном расчете, определяемые по “геометрии” ступени.

3. Рассчитывается величина скорости звука в потоке по параметрам за рабочей решеткой:

$$a_2 = (k \cdot p_2 \cdot v_2)^{\frac{1}{2}} \text{ (м/с)}. \quad (3.94)$$

4. Проверяется режим течения в выходном сечении рабочей решетки по величине звуковой и относительной скоростей потока рабочего тела. Если выполняется условие

$$w_{2t} \leq a_2, \quad (3.95)$$

подтверждающее дозвуковое истечение потока из рабочей решетки, то можно приступить к определению параметров потока на входе в нее, т.е. за соплами.

5. При дозвуковом режиме истечения из сопловой решетки получено уравнение, позволяющее определять удельный объем рабочего тела за ней через величину объемного пропуска (Gv_1) [20]:

$$w_{2r}^2 - u_1^2 = \frac{\varphi^2 (Gv_1)^2}{F_{1ort}^2 \sin^2 \alpha_1} - \frac{2\varphi u_1 (Gv_1)}{F_{1ort} \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{2k}{k-1} p_2 v_2 \times \\ \times \left[(Gv_2 / Gv_1)^{k-1} - 1 \right] \text{ (м}^2/\text{с}^2), \quad (3.96)$$

где коэффициент скорости для сопловой решетки в первом приближении может быть принят на уровне $\varphi = 0,98$ или уточнен по упрощенной формуле МЭИ из выражения

$$\varphi = 0,980 - 0,009 \cdot b_1 / l_1, \quad (3.97)$$

в котором хорда (b_1) сопловой решетки и ее высота (l_1) при поверочном расчете турбины известны как и остальные ее характеристики: профильный выходной угол (α_1), окружная скорость ($u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n$), а также величина ортогональной площади соплового аппарата ($F_{1ort} = \pi \cdot d_1 \cdot l_1$).

6. По рассчитанной с помощью (3.96) величине $G \cdot v_1$ определяется значение удельного объема рабочего тела за сопловой решеткой из выражения

$$v_1 = G \cdot v_1 / G. \quad (3.98)$$

7. Величина статического давления в межвенцовом зазоре турбинной ступени (на выходе из сопловой решетки) (p_1) может быть определена путем использования уравнения адиабаты:

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 \cdot (G \cdot v_2 / G \cdot v_1)^{k-1} \text{ (м}^3/\text{кг)}. \quad (3.99)$$

8. Значение этого давления определяется из соотношения

$$p_1 = p_1 \cdot v_1 / v_1. \quad (3.100)$$

9. Используя уравнение неразрывности потока, записанное для выходного сечения сопловой решетки, можно определить в первом

приближении теоретическую скорость потока рабочего тела за ней в абсолютном движении:

$$c_{1t} = G \cdot v_1 / \varphi \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1, \quad (3.101)$$

где α_1 – угол выхода потока из сопловой решетки, который известен. На дозвуковом режиме истечения его величина может приниматься равной скелетному углу решетки (известен при поверочных расчетах по “геометрии” ступени).

10. При необходимости может быть рассчитан располагаемый теплоперепад сопловой решетки от полных параметров (h_{01}) с помощью известного выражения:

$$h_{01} = c_{1t}^2 / 2. \quad (3.102)$$

11. По завершении расчета параметров потока за сопловой решеткой определяются параметры на входе в нее, то есть в ступень. Для этого рассчитывается величина объемного расхода рабочего тела с использованием выражения

$$G \cdot v_0 = G \cdot v_1 / ((1 + (\kappa - 1) / 2\kappa) \cdot c_{1e}^2 / p_1 \cdot v_1)^{1/\kappa - 1} \text{ (м}^3\text{/с)}. \quad (3.103)$$

12. Это, в свою очередь, позволяет рассчитать величину удельного объема среды перед соплами из соотношения

$$v_0 = G \cdot v_0 / G. \quad (3.104)$$

13. Тогда, используя уравнение адиабаты, можно определить величину произведения начального давления ступени (p_0) на значение удельного объема рабочего тела (v_0) из выражения

$$p_0 v_0 = p_2 v_2 (G v_2 / G v_0)^{\kappa - 1} \text{ (кПа} \cdot \text{м}^3\text{/с)}. \quad (3.105)$$

14. Рассчитывается величина начального давления (p_0) из соотношения

$$p_0 = (p_0 \cdot v_0) / v_0. \quad (3.106)$$

15. Величина фиктивной скорости (располагаемой теоретической скорости) потока рабочего тела для турбинной ступени может быть определена с использованием выражения

$$C_0 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_0 \cdot v_0 \left[1 - (G \cdot v_0 / G \cdot v_2)^{k-1} \right]} \text{ (м/с)}. \quad (3.107)$$

16. Величина степени реактивности ступени (кинетической) может быть определена из соотношения

$$\rho = 1 - C_{1t}^2 / C_0^2. \quad (3.108)$$

17. Ее величина позволяет осуществить проверку правильности выполненных расчетов путем сравнения значений скоростей потока, определенных выше, через объемные пропуски среды с рассчитываемыми их значениями по величинам теплоперепадов. Для этого необходимо определить располагаемый тепловой перепад ступени традиционным путем:

$$h_0 = C_0^2 / 2000 \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.109)$$

18. Выше (п. 1 – 17) приведена последовательность расчетов турбинной ступени с использованием новой методики при наиболее часто встречающемся дозвуковом режиме истечения потока из рабочей решетки. Однако возможно развитие и другого варианта таких расчетов, когда условие (3.95) не выполняется, т.е. поток за колесом сверхзвуковой:

$$w_{2t} > a_2. \quad (3.110)$$

19. При сверхзвуковом истечении потока из каналов рабочей решетки теоретическая относительная скорость потока на выходе из нее может быть определена с помощью выражения [20]

$$w_{2t} = \sqrt{kp_{2кр} v_{2кр} \left\{ 1 + \frac{2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{G v_{2кр}}{G v_2} \right)^{k-1} \right] \right\}} \text{ (м/с)}, \quad (3.111)$$

где k – показатель адиабаты пара; $p_{2кр}$ и $v_{2кр}$ – критические параметры пара в рабочей решетке соответственно в кПа и м³/кг, определяемые расчетной последовательностью

$$1/\psi \cdot F_{1орт} \sin \beta_2 = a_{2кр} / Gv_{2кр} \text{ (м}^2\text{)}. \quad (3.112)$$

20. Скорость звука в критическом сечении рабочей решетки может быть рассчитана с помощью системы уравнений

$$\left[k \cdot p_2 \cdot v_2 (G \cdot v_2)^{k-1} / (a_{2кр} / Gv_{2кр})^2 \right]^{\frac{1}{k+1}} = Gv_{2кр} \text{ (м}^3\text{/с)}; \quad (3.113)$$

и

$$p_2 \cdot v_2 (G \cdot v_2 / G \cdot v_{2кр})^{k-1} = p_{2кр} \cdot v_{2кр} \text{ (кПа} \cdot \text{м}^3\text{/с)}. \quad (3.114)$$

21. При сверхзвуковом истечении выходной угол потока из рабочей решетки превышает профильный угол (β_2) за счет отклонения потока в косом срезе. Угол может быть определен с использованием зависимости Бэра:

$$\sin \beta_{2кр} = \frac{a_{2кр}}{Gv_{2кр}} \cdot \frac{Gv_2}{w_{2t}} \cdot \sin \beta_2. \quad (3.115)$$

22. На следующем этапе расчетов уточняется величина объемного пропуска среды за соплами с использованием выражения [20]

$$a_{2кр}^2 - u_1^2 = \frac{\varphi^2 (Gv_1)^2}{F_{1орт}^2 \sin^2 \alpha_{1кр}} - \frac{2\varphi u_1 (Gv_1)}{F_{1орт} \operatorname{tg} \alpha_{1кр}} + \frac{2k}{k-1} p_{2кр} v_{2кр} \times \\ \times \left[(Gv_{2кр} / Gv_1)^{k-1} - 1 \right] \text{ (м}^2\text{/с}^2\text{)}, \quad (3.116)$$

из которого определяется величина $G \cdot v_1$, а по ней уточняются параметры потока на входе в сопловую решетку по формулам (3.98) – (3.100).

23. По рассчитанным значениям p_1 и v_1 определяется величина скорости звука в потоке за сопловой решеткой в первом приближении из выражения

$$a_1 = (k \cdot p_1 \cdot v_1)^{\frac{1}{2}} \text{ (м/с)}. \quad (3.117)$$

24. Затем осуществляется проверка, как и в случае расчета параметров потока за рабочей решеткой, на возможность сверхзвукового истечения из сопловой решетки. В случае сверхзвукового потока за соплами ($c_{1t} > a_1$), уточняется фактический угол выхода потока из сопловой решетки ($\alpha_{1кр}$), значение которого при “сверхзвуке” больше скелетного угла (α_1) за счет отклонения потока в косом срезе решетки. Такое уточнение величины $\alpha_{1кр}$ может быть выполнено, как и в случае с рабочей решеткой, с использованием формулы Бэра:

$$\sin \alpha_{1кр} = \frac{a_{1кр}}{Gv_{1кр}} \cdot \frac{Gv_1}{C_{1t}} \cdot \sin \alpha_1. \quad (3.118)$$

25. При сверхзвуковом истечении потока из сопловой решетки подлежит уточнению и теоретическая скорость выхода потока из нее в абсолютном движении, которое может быть реализовано с помощью выражения

$$C_{1tкр} = \sqrt{kp_{1кр}v_{1кр} \left\{ 1 + \frac{2}{k-1} \left[1 - (Gv_{1кр}/Gv_1)^{k-1} \right] \right\}} \text{ (м/с)}, \quad (3.119)$$

где $p_{1кр}$ и $v_{1кр}$ – критические параметры потока на выходе из сопловой решетки соответственно в кПа и м³/кг, определяемые расчетной последовательностью с помощью выражения

$$1/\varphi \cdot F_{орт} \sin \alpha_1 = a_{1кр} / G \cdot v_{1кр} \text{ (м}^{-2}\text{)}. \quad (3.120)$$

26. Подлежит уточнению также и значение скорости звука в потоке за соплами ($a_{1кр}$), так как она должна рассчитываться по пара-

метрам в критическом сечении сопловой решетки. Такое уточнение осуществляется с помощью системы уравнений [20]

$$\left[k \cdot p_0 \cdot v_0 \cdot (Gv_1)^{k-1} / (a_{1кр} / Gv_{1кр})^2 \right]^{\frac{1}{k+1}} = G \cdot v_{2кр} \text{ (м}^3/\text{с)}; \quad (3.121)$$

$$p_1 \cdot v_1 (G \cdot v_1 / Gv_{1кр})^{k-1} = p_{1кр} \cdot v_{1кр} \text{ (кПа} \cdot \text{м}^3/\text{с)}. \quad (3.122)$$

27. По завершении проверки правильности выполненных расчетов можно приступить к определению энергетических характеристик турбинной ступени. В частности, может быть рассчитана величина удельной работы (l_u) или теплоперепад, использованный на колесе ($h_u = L_u$), с помощью выражения

$$h_u = \left[\frac{u_1(Gv_1)}{F_{1орт} \cdot \text{tg}\alpha_1} + \frac{u(Gv_2)}{F_{орт} \cdot \text{tg}\beta_2} - u^2 \right] \text{ (Вт)}, \quad (3.123)$$

в котором при сверхзвуковых истечениях потока рабочего тела из решеток профилей вместо указанных в (3.115) значений углов α_1 и β_2 подставляются их фактические величины, т.е. сверхкритические значения $\alpha_{1кр}$ и $\beta_{2кр}$ соответственно.

28. По мере определения дополнительных (внешних) потерь в ступени (на трение диска и ленточного бандажа, от парциальности, от утечек и от влажности) в соответствии с методикой, изложенной в предыдущем разделе, может быть рассчитана величина относительного внутреннего КПД традиционным способом (3.4). Его наличие позволяет определить параметры процесса расширения перед ступенью и за ней и приступить к расчету предыдущей ступени (вверх по потоку) по вышеприведенной методике.

Дополнительные потери в сравнительных (вариантных) расчетах ПЧ обычно не учитываются, так как такой учет не может существенно повлиять на правильность выбора оптимального решения.

Главное в курсовом проектировании турбин ТЭС – искать новые решения. Ценнейшими будут новые наработки конструкций паровых и газовых турбин.

В выполнении данного курсового проекта творчество студента самое ценное. Авторы пособия основной своей задачей ставили развитие творческого начала студентов так как без творчества нет будущего. Пожелаем в непростом инженерном деле успехов.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ривкин С.Л., Александров А.А.* Теплофизические свойства воды и водяного пара – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
2. Уравнения для расчета на ЭВМ теплофизических свойств воды и водяного пара: Эксплуатационный циркуляр № Ц-06-84(т) / Под ред. Ривкина С.Л. – М.: Главтехуправление по эксплуатации энергосистем, 1984г. – 8 с.
3. *Ривкин С.Л.* Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлив. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 104 с.
4. *Зубарев В.Н., Козлов А.Д., Кузнецов В.М.* Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.
5. ГОСТ 7.32-91. Отчет о научно-исследовательской работе.
6. ГОСТ 7.1-84. Библиографическое описание документа.
7. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
8. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
9. *Трояновский Б.М.* Варианты проточной части паровых турбин // Электрические станции. – 2003. – № 2. – С. 18-22.
10. Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ / Под ред. С.П. Соболева. – М.: Энергия, 1980. – 192 с.
11. *Мошкарин А.В., Полежаев Е.В., Полежаев А.В.* Оптимальные тепловые схемы блоков на суперсверхкритические давления пара: Тезисы докладов международной науч.-техн. конференц. “Состояние и перспективы развития электротехнологии” (X Бернардовские чтения). – Иваново: ИГЭУ. – 2001. – Т. II. – С. 86.
12. *Вихрев Ю.В.* О научно-техническом прогрессе в мировой теплоэнергетике. – Энергетик. – 2002. – № 2. – С. 28-32.

13. *Рыжкин В.Я.* Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 327 с.
14. Разгрузка турбины Т-110/120-130 с сохранением расхода сетевой воды / В.К. Балабанович, В.А. Чиж, В.А. Золотарева, В.Н. Романюк // Электрические станции. – 1990. – № 1. – С. 89 – 90.
15. Технические предложения ПО ТМЗ по техпереворужению ТЭЦ паровыми турбинами нового поколения / И.П. Усачев, И.М. Дядькин, В.К. Балабанович и др. // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1996. – № 3 – 4. – С. 49 – 53.
16. *Качан А.Д.* Разработка методов анализа показателей топливоиспользования, оптимизация режимов и технологических схем ТЭЦ с целью повышения их системной эффективности: Автореф. дис. д-ра техн. наук / Бел. политехн. ин-т. – М., 1992. – 40 с.
17. *Балабанович В.К.* Совершенствование схем и режимов работы теплофикационных паротурбинных установок. – Мн.: Полибиг, 2000. – 188 с.
18. *Яковлев Б.В.* Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения. – Мн., 2003. – 280 с.
19. Новые способы охлаждения ЦНД мощных теплофикационных турбин / К.Я. Марков, В.И. Кузьмина // Экспресс-информация. Опыт ПО ТМЗ в паротурбостроении. – М., 1975. – Вып. 1. – С. 14 – 17.
20. Расчетный метод сравнения конструкций проточной части турбомашин / В.К. Балабанович, Н.Б. Карницкий, В.М. Неуймин, И.П. Усачев.— Энергетика... (Изв. высш. учебн. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1996. – № 5 – 6. – С. 77 – 82.
21. *Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я.* Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Образец оформления титульного листа пояснительной записки
курсового проекта)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Белорусский национальный технический университет

Кафедра тепловых электрических станций

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ДИСЦИПЛИНЕ “ТУРБИНЫ ТЭС”

**Тема проекта: “ Разработка варианта реконструкции
низкопотенциальной части турбины ПТ-60-130/13
под условия Гродненской ТЭЦ-2”**

Автор проекта
студент гр. 106420 (число и роспись) **Д.М. КУЛАК**

Руководитель проекта
д-р техн. наук, проф. (число и роспись) **В.К. БАЛАБАНОВИЧ**

Минск 2005

Сводная таблица теплового расчета турбины ПТ-60-130/ 13

№ ступени	Максимальный режим		Расчетный режим								
	Расход пара	Давление ступени	Температура	Расход пара	Давление	Температура	Адиабатический теплоперепад	Отношение скоростей	Степень реактивности	Относительный внутренний КПД	Внутренняя мощность
	G_M	P_{2M}	t_{2M}	G_T	P_2	t_2	$h_{ад}$	u/c_0	ρ	η_{oi}	N_i
	т/ч	ата	°С	т/ч	ата	°С	ккал/кг	-	%	-	кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ЦВД											
1	370,0	102	537	293,0	95,0	530	22,8	0,252	10,0	0,640	4500
2	357,5	97,7	534	284,0	85,2	511	9,05	0,478	11,0	0,729	2180
3	357,5	92,8	528	284,0	76,28	497	8,84	0,485	12,0	0,751	2200
4	357,5	88,7	524	284,0	68,47	482	8,90	0,485	12,6	0,762	2240
5	357,5	78,0	505	284,0	61,14	468	8,65	0,494	14,2	0,721	2200
6	357,5	70,4	491	284,0	55,9	454	7,82	0,524	16,5	0,780	2030
7	357,5	63,1	476	284,0	49,7	440	7,96	0,522	16,8	0,791	2080
8	357,5	56,3	460	284,0	44,31	425	8,28	0,513	16,6	0,797	2180
9	357,5	48,0	446	284,0	39,2	410	8,77	0,499	15,6	0,800	2310
10	346,8	42,6	423	275,5	34,58	393	8,70	0,503	16,3	0,806	2245
11	346,8	37,6	412	275,5	30,5	377	9,07	0,495	15,4	0,809	2350
12	346,8	33,1	390	275,5	26,88	361	8,82	0,505	20,2	0,814	2360
13	346,8	28,4	370	275,5	23,33	344	9,31	0,495	19,3	0,818	2440
14	314,8	24,9	358	250,5	20,37	328	8,75	0,513	21,5	0,828	2191

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
15	314,8	21,6	337	250,5	17,58	311	8,84	0,515	20,5	0,833	2230
16	314,8	18,6	320	250,5	15,22	294	8,91	0,518	26,4	0,847	2260
17	314,8	16,0	302	250,5	13,00	276	9,75	0,508	24,5	0,837	2397
ЧСД											
	G_M	P_{2M}	t_{2M}	G_T	P_2	t_2	$h_{ад}$	u/c_0	ρ	η_{oi}	N_i
	т/ч	ата	°С	т/ч	ата	°С	ккал/кг	-	%	-	кВт
18	213,0	13,25	327	170	11,0	273	6,7	0,73	29	0,56	1730
19	211,0	11,0	302	168,5	8,8	248	12,6	530	21,4	0,792	1965
20	-	8,82	276	-	6,98	226	12,34	541	22,5	0,819	1990
21	-	6,90	252	166,1	5,48	203	12,53	544	23,0	0,826	2000
22	-	5,72	223	-	4,13	176	14,25	576	22,2	0,828	2280
23	191,0	3,79	195	152,4	3,10	150	13,55	536	27,2	0,840	2020
24	-	2,75	166	-	2,3	125	13,19	552	31,7	0,847	1986
25	-	1,58	135	-	1,26	$x=0,9$ 9	13,57	562	36,7	0,846	2040
26	-	1,20	$x=0,9$ 95	-	1,20	0,997	12,99	0,600	43,0	0,842	1350
ЧНД											
27	145	0,870	x	137,5	0,768	0,918	29,8	0,42	ρ	η_{oi}	N_i
28	-	3,93	x	137,5	0,386	0,931	25,06	0,51	47,8	0,743	2950
29	130	0,170	x	127	0,167	0,905	28,4	0,54	42,1	0,741	3130
30	-	0,054	x	127	0,050	0,873	37,24	0,56	53,6	0,68	3750

Сводная таблица теплового расчета турбины ПТ-60-130/ 13

№ ступени	Направляющие лопатки						Рабочие лопатки					
	Профиль сопла	Синус выходн. угла	Число сопел	Средний диаметр	Высота сопла	Продолж. площадь	Профиль лопатки	Синус выходн. угла	Число лопаток	Средний диаметр	Высота лопаток	Продолж. площадь
	№	$\sin\alpha_{\text{эф}}$	Z_1	$D_{\text{ср}}$	l_c	F_c	№	$\sin\beta_{2\text{эф}}$	Z_2	$D_{\text{ср}}$	l_d	F_d
	-	-	-	мм	мм	см ²	-	-	-	мм	мм	см ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ЦВД												
1	2353	0,285	56	1100	19,0	113,7	1136	0,4000	130	1100	22,0	204,0
2	2324	0,1958	40	837,5	25,5	124,7	1092	0,3000	126	838,5	28,5	225,2
3	2324	0,1850	40	840,0	28,1	137,4	1092	0,3007	126	841,0	31,0	246,2
4	2324	0,1862	40	842,5	30,5	150,3	1092	0,3011	126	843,5	33,5	267,3
5	2324	0,1868	40	846,0	34,0	168,9	1092	0,3023	126	847,5	37,0	297,6
6	2324	0,1875	40	853,0	39,0	195,8	1092	0,3038	126	854,0	42,0	341,4
7	2324	0,1880	40	854,0	42,0	212,0	1092	0,3045	126	855,0	45,0	367,0
8	2324	0,1824	40	857,0	45,0	228,0	1092	0,3055	126	858,0	48,0	395,0
9	2324	0,1890	40	860,0	48,0	244,5	1092	0,3061	126	861,0	51,0	422,0
10	2324	0,1891	40	863,5	51,5	264,0	1092	0,3071	126	864,5	54,5	454,0
11	2324	0,1893	40	867,5	55,5	286,5	1092	0,3080	126	868,5	58,5	492,0
12	2324	0,2000	38	872,0	60,0	328,7	1092	0,3092	126	873,0	63,0	534,0
13	2324	0,2010	38	876,5	64,5	365,3	1092	0,3112	126	872,5	67,5	580,0
14	2324	0,2017	38	882,0	70,0	391,2	1092	0,3112	126	883,0	73,0	631,0
15	2324	0,1994	38	890,0	78,0	435,1	1092	0,3140	126	891,0	81,0	711,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
16	2324	0,2011	38	900,5	88,5	504,0	1128	0,2950	138	901,5	91,5	784,0
17	2324	0,2020	38	907,5	95,5	550,0	1128	0,3021	138	908,5	98,5	850,0
ЧСД												
18	3346	0,3070	72	1105,0	60,0	520	1078	0,473	120	1100	63,0	704,5
19	2333	0,1990	56	1095,0	63,0	430	1092	0,316	154	1096	66,0	715,0
20	2333	0,2000	56	1106,0	74,0	575	1092	0,318	154	1167	77,0	85,0
21	2333	0,2020	56	1118,5	83,5	613	1092	0,321	154	1119	89,5	1010
22	2333	0,2030	56	1131,0	99,0	719	1092	0,324	154	1132	102,0	1175
23	2341	0,2150	70	1144,0	112,0	866	1131	0,326	168	1145	115,0	1352
24	2341	0,2200	68	1172,0	138,2	1148	1131	0,321	168	1172	142,5	1688
25	2339	0,2250	56	1208,0	174,0	1490	1132	0,315	126	1208	178,5	2130
26	2347	0,2350	40	1261,0	226,0	2100	1132	0,305	126	1261	231,0	2293
ЧНД												
27	2348	0,2064	40	1335,0	129,6	1565	1130	0,341	120	1335	150,0	2650
28	2335	0,2305	60	1487,0	308,0	3320	1146	0,323	120	1488	313,0	4710
29	2354	0,2405	70	1677,0	426,0	5400	1147	0,400	94	1578	432,0	9910
30	2190	0,3835	62	1990,0	558,0	11730	745	0,530	112	2000	665,0	22130

Примечание. Расчетный режим ЧСД соответствует максимальному пропуску пара через клапаны ЦНД при $P_0^{\text{цнд}} = 13$ ата $i_0^{\text{цнд}} = 735 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$. Максимальный расход через клапаны ЧСД имеет место при $P_0 = 16$ ата и всех полностью открытых клапанах. Расчетный режим ЦВД соответствует мощности $N_3 = 50000$ кВт $G_{\text{пр}} = 115$ т/ч $G_{\text{тепл}} = 86$ т/ч $P_2^{\text{цвд}} = 13$ ата.

Сводная таблица теплового расчета турбины Т-110/120-130

№ п/п	Наименование основных параметров	Обоз- наче- ние	Раз- мер- ность	Номера ступеней									
				ЦВД									
				2-венечная	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	19	11	12	13	
Максимальный режим	1	Расход пара через ступень	G	т/ч	483,1	479,0	479,0	479,0	479	479	479	479	479
	2	Параметры пара перед ступенью	P_0	ата	125,5	85,5	76,7	69,55	62,8	56,15	50,0	44,25	38,8
	3		$t_0(x_0)$	°С	554	504	490	475	451	446	430	413	397
	4	Располагаемый теплоперепад	$h_{ад}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	31,5	8,16	7,77	7,70	7,98	8,33	8,50	8,93	8,93
	5	Степень реактивно- сти	ρ	%	-	13,2	15,0	15,4	15,3	15,3	16,5	16,8	17,2
	6	Отношение скоро- стей	u/C_0	-	0,290	0,506	0,512	0,517	0,512	0,500	0,498	0,490	0,491
	7	Лопаточный КПД ступени	$\eta_{ол}$	-	-	0,844	0,845	0,844	0,845	0,844	0,843	0,841	0,840
	8	Относительный внутренний КПД	η_{oi}	-	0,622	0,777	0,808	0,812	0,816	0,820	0,822	0,823	0,830
	9	Внутренняя мощ- ность	N_i	кВт	-	3540	3500	3480	3630	3810	3900	4100	4130

1	2	3	4	5		6	7	8	9	19	11	12	13	
Направляющие лопатки	10	Номер профиля сопловой решетки	№	-	ст-157424	ст-157402	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-157469	
	11	Число сопловых лопаток	Z_1		52	140	40	40	40	40	40	40	40	
	12	Высота сопловых лопаток	l_1	мм	21,5	31	42	46	50	53,5	57	61	65	71,5
	13	Средний диаметр диафрагмы	D_1	мм	950	952	844	848	852	855,5	859	863	867	873
	14	Sin эффектив. угла выхода	$\sin\alpha_{1\theta}$	-	0,2393	0,4125	0,2185	0,219	0,2195	0,220	0,2205	0,227	0,228	0,225
	15	Выходная площадь сопловой решетки	F_1	см ²	-	-	243	268	293,5	316	339	376	403,4	448
Рабочие лопатки	16	Номер профиля рабочей решетки	№		ст-157401	ст-157403	ст-157400	ст-157400	ст-157400	ст-157400	ст-157400	ст-157400	ст-157400	ст-168092
	17	Число рабочих лопаток	Z_2	-	104	104	164	164	164	164	164	164	164	136
	18	Высота рабочих лопаток	l_2	мм	26,5	35,0	45,5	49,5	53,5	57	50,5	64,5	68,5	75
	19	Средний диаметр колеса	D_2	мм	951	953	845,5	849,5	853,5	857	860,5	864,5	868,5	87,5
	20	Sin эффект. угла выхода	$\sin\beta_{2\theta}$		0,295	0,539	0,356	0,357	0,3575	0,3585	0,3595	0,360	0,361	0,38
	21	Выходная площадь рабочей решетки	F_2	см ²	-		430	471,5	512,5	550	587,5	630	675	74

Сводная таблица теплового расчета турбины Т-110/120-130

№ п/п	Наименование основных параметров	Обоз- наче- ние	Раз- мер- ность	Номера ступеней									
				ЧСД									
				10	11	12	13	14	15	16	17	18	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Максимальный режим	1	Расход пара через ступень	G	т/ч	455	452	425	425	425	406	406	406	396
	2	Параметры пара перед ступенью	P_0	ата	33,0	27,85	23,4	19,4	15,5	12,4	9,75	7,69	5,83
	3		$t_0(x_0)$	°С	379	357	336	315	290	265	240	215	190
	4	Располагаемый теплоперепад	$h_{ад}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	11,61	11,39	11,36	13,37	12,92	13,31	12,60	13,99	16,20
	5	Степень реактив- ности	ρ	%	16,45	16,45	16,7	17,2	18,5	22,6	25,2	26,9	27,9
	6	Отношение скоростей	u/C_0	-	0,537	0,537	0,542	0,503	0,515	0,522	0,542	0,523	0,516
	7	Лопаточный КПД ступени	$\eta_{ол}$	-	0,8475	0,848	0,847	0,8445	0,845	0,849	0,8505	0,846	0,8485
	8	Относительный внутренний КПД	η_{oi}	-	0,795	0,8295	0,817	0,828	0,842	0,843	0,855	0,850	0,838
	9	Внутренняя мощ- ность	N_i	кВт	4880	4970	4660	5470	5375	5245	5100	5620	6255

1	2	3	4	5	6	7	8	9	19	11	12	13	
Направляющие лопатки	10	Номер профиля сопл. решетки	№	-	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-157469	ст-169505	ст-159460	
	11	Число сопловых лопаток	Z_1		60	50	50	50	50	50	50	46	72
	12	Высота сопловых лопаток	l_1	мм	62,5	70,5	77,5	82,0	97,5	114	136	156	178
	13	Средний диаметр диафрагмы	D_1	мм	1064,5	1072,5	1079,5	1084	1099,5	1116	1138	1159	1221
	14	Sin эффектив. угла выхода	$\sin\alpha_{1э}$	-	0,216	0,217	0,2175	0,225	0,2265	0,225	0,229	0,2325	0,229
	15	Выходная площадь сопловой решетки	F_1	см ²	451	515	564	528,3	762,8	900	1115	1319	1565
Рабочие лопатки	16	Номер профиля рабочей решетки	№		ст-168092	11	ст-168092	ст-168092	ст-168092	БТ-201471	БТ-158405	БТ-158405	БТ-158405
	17	Число рабочих лопаток	Z_2	-	166	166	166	166	166	166	128	128	134
	18	Высота рабочих лопаток	l_2	мм	56,0	74	81	85,5	101,5	117	140	160	182
	19	Средний диаметр колеса	D_2	мм	1066	1074	1081	1085,5	1101,5	1118	1140	1160	1222
	20	Sin эффект. угла выхода	$\sin\beta_{2э}$		0,362	0,3635	0,3645	0,366	0,3685	0,350	0,3505	0,3485	0,344
	21	Выходная площадь рабочей решетки	F_2	см ²	800	907	1002	1070	1295	1443	1748	2015	2385

Сводная таблица теплового расчета турбины Т-110/120-130

№ п/п	Наименование основных параметров	Обоз- наче- ние	Раз- мер- ность	Номера ступеней							
				ЧСД			ПО		ЦНД		
				19	20	21	22	23	24	25	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Максимальный режим	1	Расход пара через ступень	G	т/ч	396	360,5	360,5	356	356	145	145
	2	Параметры пара перед ступенью	P_0	ата	4,16	2,90	1,85	2,08	1,245	0,548	0,213
	3		$t_0(x_0)$	°С	159	0,995	0,975	0,981	0,959	0,945	0,915
	4	Располагаемый теплоперепад	$h_{ад}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	16,25	19,07	43,07	20,9	33,96	32,73	41,1
	5	Степень реактив- ности	ρ	%	29,0	31,4	61,7	41,2	64,5	44,7	83,9
	6	Отношение скоро- стей	u/C_0	-	0,535	0,526	0,371	0,538	0,441	0,523	0,500
	7	Лопаточный КПД ступени	$\eta_{ол}$	-	0,835	0,8305	0,673	0,8245	0,720	0,816	0,678
	8	Относительный внутренний КПД	η_{oi}	-	0,845	0,811	0,638	0,784	0,689	0,738	0,622
	9	Внутренняя мощ- ность	N_i	кВт	63,20	6485	11530	6785	9690	4080	4315

1	2	3	4								
Направляющие лопатки	10	Номер профиля сопл. решетки	№	-	ст-157469	ст-157469	ст-169505	ст-169505	БТ-169603	БТ-157953	БТ-158594
	11	Число сопловых лопаток	Z_1		60	64	56	56	58	50	70
	12	Высота сопловых лопаток	l_1	мм	195	227	279	279	369	354	544
	13	Средний диаметр диафрагмы	D_1	мм	1279	1351	1434	1434	1524	1743	1914
	14	Sin эффективного угла выхода	$\sin\alpha_{1\text{э}}$	-	0,261	0,259	0,2855	0,274	0,3075	0,398	0,330
	15	Выходная площадь сопловой решетки	F_1	см ²	2048	2495	3580	3445	5370	4580	10585
Рабочие лопатки	16	Номер профиля рабочей решетки	№		БТ-111439	БТ-111239	БТ-169352	БТ-159351	БТ-169352	БТ-156751	БТ-161124
	17	Число рабочих лопаток	Z_2	-	112	112	86	116	86	128	94
	18	Высота рабочих лопаток	l_2	мм	200	232	285	285	375	360	505
	19	Средний диаметр колеса	D_2	мм	2180	1352	1435	1435	1525	1744	1915
	20	Sin эффект. угла выхода	$\sin\beta_{2\text{э}}$		0,394	0,3965	0,410	0,387	0,398	0,395	0,520
	21	Выходная площадь рабочей решетки	F_2	см ²	3141	3865	5240	4880	7020	7660	17180

Сводная таблица теплового расчета турбины Т-250/300-240

№ п/п	Обозначение	Наименование основных параметров	Обозначение	Размерность	ЦВД							
					Номера ступеней турбины							
					1	2	3	4	5	6	7	8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	Расчетный режим	Расход пара через ступень	G	кг/с	248,4	244,7	244,7	244,7	244,7	244,7	244,9	244,9
2		Параметры пара перед ступенью	P₁	кг/см²	228	187	164,8	146,6	130,5	115,9	102,3	88,8
3			t_i(x_i)	°C	556	526	508,5	491	473	456	438	417,5
4		Адиабатический теплоперепад	h_{ад}	ккал/кг	16	8,7	8,5	8,5	8,5	8,5	9,9	9,6
5		Реакция ступени	ρ	%	-	14,15	14,8	15,6	16,3	17,1	16,25	17,45
6		Характеристика ступени	u/c₀	-	0,421	0,400	0,492	0,495	0,496	0,500	0,503	0,508
7		Относительный внутренний КПД	η_i	-	0,667	0,785	0,807	0,811	0,8165	0,820	0,796	0,823
8	Направляющие лопатки	Номер профиля	№	-	ст-192703	ст-194628	ст-194628	ст-194628	ст-194628	ст-194628	ст-194398	ст-194398
9		Число сопловых лопаток	Z₁	-	65	78	78	78	78	78	32	32
10		Высота сопловых лопаток	l₁	мм	22	39	42,5	47	51	56,5	55,5	62
11		Средний диаметр диафрагм	D₁	мм	1100	842	844,5	849	853	858,5	922,5	929
12		Синус угла выхода	sinα₁^{эф}	-	0,240	0,185	0,189	0,1895	0,1905	0,191	0,189	0,190
13	Выходная площадь	F₁	см²	152,2	195,0	213	237,5	260	291	304	343,5	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	Рабочие лопатки	Номер чертежа профиля	№	-	ст-192836	ст-193672	ст-193672	ст-193672	ст-193672	ст-193672	ст-193673	ст-193673
15		Число лопаток на колесе	Z_2	-	108	128	128	128	128	128	102	102
16		Высота рабочих лопаток	l_2	-	25	42,5	46	50,5	54,5	60	59	65,5
17		Средний диаметр колеса	D_2	мм	1100	842,5	846	850,5	854,5	860	924	930,5
18		Синус угла выхода	$\sin\beta_2^{\text{вф}}$	-	0,363	0,2985	0,2975	0,2985	0,2995	0,301	0,3035	0,305
19		Выходная площадь	F_2	см ²	313,4		863,5	402,5	438	487,5	519,5	583,5

Сводная таблица теплового расчета турбины Т-250/300-240

№ п/п	Обо- зна- чение	Наименование основных параметров	Обо- значе- ние	Раз- мер- ность	ЦВД				ЦСД-1			
					Номера ступеней турбины							
					9	10	11	12	13	14	15	16
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	Расчетный режим	Расход пара через ступень	G	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	244,9	244,9	232,4	232,4	208,0	20,8	173,9	173,9
2		Параметры пара перед ступенью	P_1	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	75,8	66,2	56,8	47,5	36	28,2	24,05	20,35
3		$t_i(x_i)$	$^{\circ}\text{C}$	398	377,5	357,5	337,5	565	528	505	481,5	
4		Адиабатический теплоперепад	$h_{ад}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	9,6	9,7	9,7	9,7	21,4	13,5	13,7	13,7
5		Реакция ступени	ρ	%	19,55	19,75	20,7	21,8	19,85	20,2	21,5	23,45
6		Характеристика ступени	u/c_0	-	0,512	0,512	0,515	0,520	10,406	0,495	0,506	0,514
7		Относительный внутренний КПД	η_i	-	0,829	0,834	0,836	0,841	0,779	0,889	0,860	0,857
8	Направляющие лопатки	Номер профиля	№	-	ст-169505	ст-169505	ст-169505	ст-169505	ст-159460	БТ-195543	ст-194398	ст-194398
9		Число сопловых лопаток	Z_1	-	38	38	38	38	58	38	38	38
10		Высота сопловых лопаток	l_1	мм	67	75	80	91	86	106	114	131
11		Средний диаметр диафрагм	D_1	мм	934	942	947	958	1095	1109	1117	1134
12		Синус угла выхода	$\sin\alpha_1^{\text{Ф}}$	-	0,1995	0,200	0,201	0,202	0,239	0,266	0,241	0,242
13		Выходная площадь	F_1	см^2	392	443,5	478	553	707,5	982	963,5	1129

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	Рабочие лопатки	Номер чертежа профиля	№	-	ст- 193673	ст- 193673	ст- 193673	ст- 193673	БТ- 193187	БТ- 193729	БТ- 192649	БТ- 192649
15		Число лопаток на колесе	Z_2	-	102	102	102	102	114	106	118	118
16		Высота рабочих лопаток	l_2	-	71	79	84	95	90	110	118	135
17		Средний диаметр колеса	D_2	мм	936	944	949	960	1096	1110	1118	1135
18		Синус угла выхода	$\sin\beta_2^{\text{Ф}}$	-	0,3065	0,3085	0,310	0,343	0,333	0,406	0,3675	0,364
19		Выходная площадь	F_2	см ²	639,5	728,5	776	12	13	14	1522,5	1751,5

Продолжение прил. 4

Сводная таблица теплового расчета турбины Т-250/300-240

№ п/п	Обо- зна- чение	Наименование основных параметров	Обо- значе- ние	Раз- мер- ность	ЦСД-1						ЦСД-2			
					Номера ступеней турбины								23	24
					17	18	19	20	21	22				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13		
1	Расчетный режим	Расход пара через ступень	G	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	164,9	164,9	164,9	160,7	160,7	160,7	94,4	94,4		
2		Параметры пара перед ступенью	P_1	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	17,15	14,4	12,0	9,95	8,2	6,7	5,36	3,92		
3			$t_i(x_i)$	$^{\circ}\text{C}$	457,5	433	408	383	358	333	311	275		
4		Адиабатический теплоперепад	$h_{\text{ад}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	19,1	19,3		
5		Реакция ступени	ρ	$\%$	24,9	27,3	29,6	32,2	35,0	38,25	29,8	36,3		
6		Характеристика ступени	u/c_0	-	0,620	0,528	0,537	0,646	0,559	0,575	0,548	0,550		
7		Относительный внутренний КПД	η_i	-	0,857	0,863	0,866	0,869	0,871	0,8745	0,841	0,856		
8	Направляющие лопатки	Номер профиля	N_2	-	ст- 194398	ст- 194398	ст- 157469	ст- 157469	ст- 169505	БТ- 195242	ст- 157469	ст- 169505		
9		Число сопловых лопаток	Z_1	-	38	34	56	56	48	40	62	54		
10		Высота сопловых лопаток	l_l	мм	141	160	183	203	231	265	187	227		
11		Средний диаметр диафрагм	D_1	мм	1144	1163	1186	1206	1234	1268	1390	1430		
12		Синус угла выхода	$\sin\alpha_1^{\text{эф}}$	-	0,245	0,246	0,2525	0,256	0,263	0,265	0,2155	0,226		
13		Выходная площадь	F_1	см^2	1241	1437,5	1721	1968	2357	2799,5	1760	2305		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	Рабочие лопатки	Номер чертежа профиля	№	-	БТ- 192649	БТ- 192649	БТ- 192649	БТ- 193156	БТ- 193156	БТ- 193156	БТ- 193555	БТ- 193555
15		Число лопаток на колесе	Z_2	-	118	118	118	98	98	98	152	152
16		Высота рабочих лопаток	l_2	-	145	164	187	236	236	270	192	232
17		Средний диаметр колеса	D_2	мм	1145	1164	1187	1236	1236	1270	1392	1432
18		Синус угла выхода	$\sin\beta_2^{\text{эф}}$	-	0,362	0,3585	0,3545	0,3455	0,3455	0,3395	0,320	0,307
19		Выходная площадь	F_2	см ²	1887	2149	2471	3164,5	3164,5	3655,5	2685	3200

Продолжение прил. 4

Сводная таблица теплового расчета турбины Т-250/300-240

№ п/п	Обо- значе- ние	Наименование основных параметров	Обо- значе- ние	Раз- мер- ность	ЦСД-2				ЦНД		
					Номера ступеней турбины						
					25	26	27	28	29	30	31
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Расчетный режим	Расход пара через ступень	G	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	91,2	91,2	45,5	45,5	73,5	69,5	69,5
2		Параметры пара перед ступенью	P_1	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	2,79	1,92	0,995	0,569	0,79	0,437	0,1985
3			$t_i(x_i)$	$^{\circ}\text{C}$	239	200	143	97	147,5	96,5	0,981
4		Адиабатический теплоперепад	$h_{\text{ад}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	20,3	19,3	23,7	20,4	25,55	29,74	27,21
5		Реакция ступени	ρ	%	34,5	39,1	40,15	47,9	46,0	52,0	53,0
6		Характеристика ступени	u/c_0	-	0,545	0,567	0,545	0,602	0,635	0,637	0,749
7		Относительный внутренний КПД	η_i	-	0,860	0,8525	0,830	0,853	0,855	0,879	0,8355
8	Направляющие лопатки	Номер профиля	N_2	-	БТ-196242	БТ-198755	ст-194398	БТ-196156	БТ-195641	БТ-195189	БТ-195551
9		Число сопловых лопаток	Z_1	-	46	56	52	62	50	62	62
10		Высота сопловых лопаток	l_1	мм	250	280	290	370	414	598	886
11		Средний диаметр диафрагм	D_1	мм	1453	1483	1543	1623	1869	2054	2342
12		Синус угла выхода	$\sin\alpha_1^{\text{Ф}}$	-	0,250	0,309	0,2425	0,302	0,289	0,280	0,348
13		Выходная площадь	F_1	см^2	2860	4030	3415	5700	7100	10720	22090

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
14	Рабочие лопатки	Номер чертежа профиля	№	-	БТ-194188	БТ-190827	БТ-192705	БТ-190827	БТ-191079	БТ-191652	БТ-192296
15		Число лопаток на колесе	Z_2	-	142	90	110	94	94	98	92
16		Высота рабочих лопаток	l_2	-	255	285	295	375	420	625	920
17		Средний диаметр колеса	D_2	мм	1455	1485	1545	1525	1870	2075	2370
18		Синус угла выхода	$\sin\beta_2^{\text{Ф}}$	-	0,343	0,404	0,3355	0,386	0,3665	0,374	0,433
19		Выходная площадь	F_2	см ²	3995	5370	4800	7390	8930	14160	27090

Геометрические и аэродинамические характеристики
профилей МЭИ [8]

Принятые обозначения типа профиля решеток (С – сопловая, Р – рабочая)	Угол выхода потока из решетки профилей, α_{13}, β_{23} , градусов	Расчетный угол входа потока в решетку профилей, α_0^P, β_1^P , градусов	Величина оптимального шага для решеток профилей, $t_{опт}$	Значения расчетных величин чисел Маха для решеток профилей, $M_{с1t}, M_{w2t}$
С-90-09А	8-11	70-120	0,72-0,85	До 0,9
С-90-12А	10-14	70-120	0,72-0,87	До 0,9
С-90-15А	13-17	70-120	0,70-0,85	До 0,9
С-90-18А	16-20	70-120	0,70-0,80	До 0,9
С-90-22А	20-24	70-120	0,70-0,80	До 0,9
С-90-27А	24-30	70-120	0,65-0,75	До 0,9
С-90-33А	30-36	70-120	0,62-0,75	До 0,9
С-90-38А	35-42	70-120	0,60-0,73	До 0,9
С-55-15А	12-18	45-75	0,72-0,87	До 0,9
С-55-20А	17-23	45-75	0,70-0,85	До 0,9
С-45-25А	21-28	35-65	0,60-0,75	До 0,9
С-60-30А	27-34	45-85	0,52-0,70	До 0,9
С-65-20А	17-23	45-85	0,60-0,70	До 0,9
С-70-25А	22-28	55-90	0,50-0,67	До 0,9
С-90-12Б	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15
С-90-15Б	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15
С-90-12Р	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8
С-90-15Р	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7
Р-23-14А	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95
Р-26-17А	15-19	23-35	0,60-0,70	До 0,95
Р-30-21А	19-24	25-40	0,58-0,68	До 0,90
Р-35-25А	22-28	30-50	0,55-0,65	До 0,85
Р-46-29А	25-32	44-60	0,45-0,58	До 0,85
Р-60-33А	30-36	47-65	0,43-0,55	До 0,85
Р-60-38А	35-42	55-75	0,41-0,51	До 0,85
Р-23-14Ак	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95
Р-26-17Ак	15-19	23-45	0,60-0,70	До 0,95
Р-27-17Б	15-19	23-45	0,57-0,65	0,80-1,15
Р-27-17Бк	15-19	23-45	0,57-0,68	0,85-1,15
Р-30-21Б	19-24	23-40	0,55-0,65	0,85-1,10
Р-35-25Б	22-28	30-50	0,55-0,65	0,85-1,10
Р-21-18Р	16-20	19-24	0,60-0,70	1,30-1,60
Р-25-22Р	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,60

Учебное издание

ТУРБИНЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Методические рекомендации
по выполнению курсового проекта

Составители: БАЛАБАНОВИЧ Всеволод Константинович
ПАНТЕЛЕЙ Наталья Всеволодовна

Редактор Е.И.Кортель

Компьютерная верстка Н.А.Школьниковой

Подписано в печать 07.02.2005.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 6,0. Уч.-изд. л. 4,7. Тираж 150. Заказ 136.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

Лицензия № 02330/0056957 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.