Министерство образования и науки Российской Федерации

Алтайский государственный технический университет им.И.И. Ползунова

Кафедра котло- и реакторостроения

А.В. Моторин, И.В. Распопов, И.Д. Фурсов

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Том І

Учебное пособие

Изд-во АлтГТУ

Барнаул 2004

УДК 621.165 (075.8)

Моторин А.В. Паровые турбины: Учебное пособие: в 2-х т. Т.1/ Моторин А.В., Распопов И.В., Фурсов И.Д.; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2004.- 127 с.

Пособие содержит основные понятия и определения, описание процессов, происходящих в паровой турбине, краткое описание конструкций паровых турбин и возможные неполадки в работе.

Предназначено для студентов энергомашиностроительных и теплоэнергетических специальностей вузов.

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры котлои реакторостроения. Протокол № 2 от 28.09.04 г.

Рецензенты: Г.Н. Лихачева – к.т.н., доц.АлтГТУ; В.И. Симанов – гл.конструктор ЗАО «Сибтепломонтаж»

ISBN 5-7568-0417-X

© Моторин А.В., Распопов И.В., Фурсов И.Д. 2004 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Том І

Введение 4	
1 Этапы развития турбостроения	
1.1 История создания паровой турбины 5	
1.2 Одноступенчатые активные турбины 5	
1.3 Реактивные турбины	
1.4 Многоступенчатые активные турбины 10	
1.5 Радиальные турбины	
1.6 Краткие сведения о развитии	
турбостроения	
1.7 Классификация паровых турбин 20	
1.8 Маркировка паровых турбин	
1.9 Понятие о паротурбинной установке 28	5
2 Рабочий процесс в паровой турбине	L
2.1 Изменение состояния водяного пара 31	L
2.2 Тепловой процесс в ступени паровой	
турбины	
2.3 Классификация потерь в турбинах 48	
2.4 Тепловой процесс в паровой турбине	
на h-s диаграмме	
2.5 Коэффициент полезного действия	
паровой турбины	
3 Устройство паровой турбины	
3.1 Требования к устройству паровой	
турбины	
3.2 Материалы деталей турбин 71	
3.3 Основные элементы (детали) паровой	
турбины	
3.4 Конденсационные устройства паровых	
турбин	1
Литература	6

введение

Паровая турбина (ПТ) – это машина-двигатель, в которой потенциальная энергия пара превращается в кинетическую, а последняя, в свою очередь, преобразуется в механическую энергию вращения вала.

Вал турбины непосредственно или посредством зубчатой передачи соединяется с рабочей машиной.

В зависимости от назначения рабочей машины паровая турбина может быть применена в самых различных областях промышленности – на электростанциях, для привода воздуходувок в металлургии, компрессоров, насосов, на водном и железнодорожном транспорте.

Устанавливаемые на электрических станциях генераторы электрического тока в подавляющем большинстве имеют привод от турбин.

Паровая турбина является основным типом двигателя на современных тепловых и атомных электростанциях, на которых вырабатывается 85-90 % электроэнергии, производимой в мире.

Обладая большой быстроходностью (как правило, 3000 об/мин), сравнительно малыми размерами и массой, паровая турбина может быть изготовлена на очень большую мощность – свыше миллиона киловатт в одном агрегате при достаточно высокой экономичности.

1 ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ ТУРБОСТРОЕНИЯ

1.1 История создания паровой турбины

Создание паровой турбины, как и всякое крупное изобретение, нельзя приписать творчеству отдельного лица. Идея паровой турбины имеет давнее происхождение. Известно, что около 120 лет до н.э. Герон – старший из Александрии описал прототип реактивной паровой турбины. В 1629 г. итальянский инженер Бранка дал описание активной турбины.

В 1806 – 1813 гг. на Сузунском заводе Алтая русский изобретатель Поликарп Залесов сооружал модели паровых турбин. В 30-х годах XIX в. нижнетагильские механики строили паровые турбины, не получившие, однако, промышленного применения.

В течение XIX в. различными изобретателями, в т.ч. и Ползуновым И.И., было выдвинуто много предложений для преобразования тепловой энергии в механическую с использованием скоростного напора струи пара.

Наибольший сдвиг в конструктивном оформлении паровой турбины и ее развитии наметился в конце XIX в., когда в Швеции Густав Лаваль и в Англии Чарльз Парсонс независимо друг от друга стали работать над созданием и усовершенствованием паровой турбины.

1.2 Одноступенчатые активные турбины

В турбине Лаваля, созданной в 1883 г., пар поступает в одно или несколько сопл, приобретатет в них значительную скорость и направляется на рабочие лопатки, расположенные на ободе диска, сидящего на валу турбины. Усилия, вызванные поворотом струи пара в каналах рабочей решетки (пространстве между рабочими лопатками), вращают диск и связанный с ним вал турбины.

Схематический разрез одноступенчатой паровой турбины изображен на рисунке 1.1. Простейшая одноступенчатая активная паровая турбина состоит из корпуса 5, в котором расположены сопла 4 и ротор (вал 1 с дисками 2). На ободе диска 2 расположены рабочие лопатки 3. Вал опирается на подшипники. Сопла, обеспечивающие направление пара на рабочие лопатки (с диском), образуют с ними ступень. Отличительной особенностью этой турбины является то, что расширение пара от начального P_0 до конечного $P_2 = P_1$ происходит в одной ступени.

Понижение давления пара в сопловых каналах сопровождается уменьшением его энтальпии; в соплах срабатывается перепад тепла, который затрачивается на получение кинетической энергии паровой струи.

В процессе расширения скорость пара в соплах возрастает от C_0 до C_1 за соплами.

В каналах рабочих лопаток абсолютная скорость пара снижается от C_1 до C_2 . От воздействия струи пара на рабочие лопатки часть его кинетической энергии превращается в механическую энергию вращения ротора.

Турбины, построенные по этому принципу, т.е. турбины, в которых весь процесс расширения и ускорения пара идет только в неподвижных каналах (соплах), а на рабочих лопатках происходит превращение кинетической энергии в механическую работу без дополнительного расширения струи пара, называют *активными*.



1 – вал; 2 – диск; 3 – рабочие лопатки; 4 – сопло; 5 – корпус; 6 – выпускной патрубок.

Рисунок 1.1 – Разрез одноступенчатой активной турбины.

При разработке активных одноступенчатых турбин был решен ряд сложных вопросов: разработаны и применены расширяющиеся сопла, позволившие достигнуть высоких скоростей истечения парового потока; применен диск равного сопротивления, допускающий работу с большими окружными скоростями, порядка 350 м/с.

Кроме того, эксплуатация одноступенчатых турбин, имеющих скорость вращения до 30 - 40 тыс. об/мин, потребовала и привела к разработке и применению гибкого вала, частота свободных колебаний которого меньше частоты возмущающих усилий при работе турбины $(n_{\kappa p} < n_{pab})$.

Однако, экономичность этих турбин была невысока, мощность не превышала 500 – 800 кВт. К тому же, для снижения частоты вращения ведущего вала до уровня частоты вращения приводимой машины требовалась редукторная передача. Все это тормозило увеличение их мощности и развитие одноступенчатых турбин. Поэтому, получив широкое распространение в начальный период развития турбостроения, одноступенчатые активные паровые турбины уступили место другим турбинам, в частности, многоступенчатым.

1.3 Реактивные турбины

Паровая турбина, предложенная английским инженером Парсонсом, существенно отличается от турбины Лаваля. Расширение пара в ней происходит не в одной сопловой группе, а в ряде следующих друг за другом ступеней, каждая из которых состоит из неподвижных сопловых и вращающихся рабочих лопаток (рисунок 1.2).

Сопловые лопатки закреплены в неподвижном корпусе турбины, рабочие лопатки располагаются на барабане ротора. Два смежных ряда лопаток, закрепленных соответственно в корпусе и на барабане, образуют ступень.



1 – барабан ротора; 2 и 3 – рабочие лопатки; 4 и 5 – направляющие лопатки; 6 – корпус; 7 – кольцевая камера подвода свежего пара; 8 – разгрузочный поршень; 9 – соединительный паропровод; 10 – выпускной патрубок.

Рисунок 1.2 – Схематический разрез реактивной турбины небольшой мощности.

Пар, покидающий последний ряд подвижных лопаток, называется отработавшим.

Кривая $P_o - P_2$ на рисунке 1.2 показывает изменение давления пара, а пунктирная ломаная линия характеризует изменение абсолютной скорости пара по ступеням турби-

ны. Верхняя кривая изображает изменение энтальпии пара по ступеням турбины.

В каждой ступени такой турбины срабатывается перепад давления, составляющий лишь небольшую долю полного перепада между начальным давлением и давлением пара, покидающего турбину.

Таким образом, оказалось возможным работать с небольшими скоростями парового потока в каждой ступени и с меньшими, чем в турбине Лаваля, окружными скоростями рабочих лопаток.

Расширение пара в ступенях турбины Парсонса происходит как в сопловой, так и рабочей решетке. Поэтому на рабочие лопатки передаются усилия не только вследствие изменения направления потока пара, но и благодаря ускорению пара в пределах рабочей решетки, вызывающему реактивное усилие.

Ступени турбины, в которых расширение пара и связанное с ним ускорение парового потока происходят примерно одинаково в каналах сопловых и рабочих лопаток, получили название реактивных ступеней, а состоящая из них турбина является типичным представителем многоступенчатых реактивных паровых турбин.

1.4 Многоступенчатые активные турбины

Принцип последовательного включения ступеней, в каждой из которых используется часть располагаемого теплового перепада оказался плодотворным для последующего развития паровых турбин и позволил достигнуть высокой экономичности их при умеренной частоте вращения ротора, допускающей непосредственное соединение вала турбины с ротором электрического генератора посредством соединительной муфты. Этот принцип дал возможность выполнять турбины большой мощности, достигающей сотен тысяч киловатт в одном агрегате.

Развитие активных паровых турбин пошло также по пути последовательного расширения пара не в одной, а в ряде ступеней, расположенных друг за другом. В этих турбинах диски, укрепленные на общем валу, разделены перегородками, *закрепленными в* корпусе, получившими название *диафрагм*, в которых расположены неподвижные сопловые лопатки (рисунок 1.3).

В соплах первой ступени давление пара понижается с P_o до P_1 , а скорость возрастает от C_0 до C_1 . На рабочих лопатках первой ступени скорость пара понижается от C_1 до C_2 , т.е. происходит преобразование кинетической энергии пара в механическую работу, передаваемую на вал турбины.

В двух последующих ступенях турбины происходит аналогичный процесс преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую, а последней – в работу на валу.

По мере движения пара от ступени к ступени его давление снижается от начального значения P_o до конечного P_2 .

Таким образом, в каждой ступени происходит расширение пара в пределах части общего располагаемого теплоперепада.

В рабочих решетках происходит лишь преобразование кинетической энергии парового потока без дополнительно-го расширения пара в каналах рабочих лопаток.

В настоящее время по характеру процесса расширения пара и преобразования энергии разница между ступенями активного и реактивного типа частично сгладилась, хотя и сохранилась разница в конструктивном оформлении ступеней.



1 и 6 – камеры свежего и отработавшего пара; 2 и 4 – сопла; 3 и 5 – рабочие лопатки; 7 – диафрагмы; 8 – вал; 9 – корпус турбины.

Рисунок 1.3 – Продольный разрез активной турбины с тремя ступенями давления.

Турбины с одними только реактивными ступенями практически в настоящее время не изготавливают, т.к. при высоком начальном давлении пара лопатки первой ступени получаются короткими и радиальные зазоры большими по сравнению с высотой лопаток. В связи с этим КПД части высокого давления оказывается невысоким из-за потерь на утечки пара через эти зазоры. Кроме того, в чисто реактивной турбине нельзя применять более совершенное сопловое парораспределение. Поэтому обычно прибегают к комбинированию активной части высокого давления с реактивными ступенями.

Характерным признаком, по которому можно отличить реактивную турбину от активной, является наличие у активной турбины диафрагм, расположенных между рабочими дисками, и разделяющих корпус (цилиндр) турбины на отдельные камеры; у реактивной турбины между рабочими лопатками, укрепленными на барабане (роторе), диафрагм нет, а имеются прикрепленные к корпусу неподвижные направляющие лопатки.

В настоящее время изготавливается только один тип чисто реактивной турбины – это радиальная турбина Юнгстрем (рисунок 1.5).

Отношение теплоперепада, приходящегося на долю рабочих лопаток (Δh_2), к общему теплоперепаду ступени (Δh_0) называется степенью реактивности ρ .

$$\rho = \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1 + \Delta h_2},\tag{1.1}$$

где $\Delta h_0 = \Delta h_1 + \Delta h_2;$

 Δh_1 – теплоперепад на направляющих лопатках.

Для рассмотренной на рисунке 1.2 турбины $\Delta h_1 \approx \Delta h_2$ и $\rho = 0.5$.

Для чисто активной турбины $\rho = 0$, т.к. весь перепад тепла превращается в кинетическую энергию в соплах и $\Delta h_2 = 0$.

В процессе эксплуатации степень реактивности возрастает в связи с уменьшением сечений междулопаточных каналов из-за отложения на лопатках солей (накипи), увлекаемых паром из котла, что приводит к увеличению осевого давления на диски турбины и перегрузке упорного подшипника.

Для уравнивания разности давлений по сторонам дисков активных турбин с некоторой степенью реактивности в дисках сверлят отверстия.

В 1900 г. американский инженер Кертис предложил одноступенчатую паровую турбину с двумя ступенями скорости (рисунок 1.4).

В соплах 4 турбины происходит понижение давления от P_o до конечного значения P_2 . За счет перепада давлений скорость пара в соплах увеличивается от начальной величины C_o до C_1 . На первом и втором рядах рабочих лопаток происходит превращение кинетической энергии пара в работу на валу турбины.

Скорость пара на рабочих лопатках понижается на первом венце от C_1 до C_2 , а на втором – от C'_1 до C'_2 .

В каналах направляющих лопаток 7 происходит лишь изменение направления струи пара при одновременном понижении скорости от C_2 до C_1 из-за небольшой потери энергии.

Основными преимуществами турбин со ступенями скорости является простота их конструкции, компактность, низкая стоимость, надежность в работе и простота обслуживания.

Однако, вследствие низкой экономичности и небольшой единичной мощности, турбины этого типа имеют ограниченное применение.

14



1 - вал; *2*- диск; *3* – первый ряд рабочих лопаток;
 4 – сопло; *5* – корпус; *6* – второй ряд рабочих лопаток;
 7 – направляющие лопатки.

Рисунок 1.4 – Схематический разрез активной турбины с двумя ступенями скорости.

Однодисковые двухвенечные паровые турбины выпускает Невский машиностроительный завод для привода эксгаустеров, центробежных насосов.

1.5 Радиальные турбины

Паровые турбины, рассмотренные выше, называются осевыми (аксиальными), т.к. движение рабочего тела происходит вдоль оси турбины.

Наряду с осевыми турбинами созданы конструкции и радиальных, в которых пар течет в плоскости перпендикулярной оси турбины (радиально).

Наибольший интерес из них представляет радиальная турбина, предложенная в 1910 г. в Швеции братьями Юнгстрем (рисунок 1.5).



1 и 2 – диски; 3 – подвод свежего пара; 4 и 5 – валы; 6 и 7 – рабочие лопатки; 8- корпус.

Рисунок 1.5 – Принципиальная схема радиальной турбины.

В отличие от обычной осевой конструкции в турбине Юнгстрем нет неподвижных сопловых (направляющих) лопаток. Оба диска вращаются во встречных направлениях, т.е. мощность, развиваемая турбиной, должна передаваться двумя валами 4 и 5 двум генераторам.

Принцип встречного вращения роторов позволяет выполнить турбину очень компактной и экономичной.

Однако, необходимость в двух генераторах, сложная конструкция и большие напряжения в лопатках ограничили применение этих турбин.

1.6 Краткие сведения о развитии турбостроения

С начала 90-х годов XIX века развитие паровых турбин интенсифицируется одновременно с быстрым развитием электрических машин и широким внедрением электроэнергии в промышленность.

В развитии паротурбостроения можно отметить несколько этапов, которые сказались на конструкции турбин.

В период до первой мировой войны паровые турбины производились на параметры пара: давление 1,18 - 1,57 МПа и температуру до 350 °C. В 1915 г. мощность отдельных турбин достигала 20 МВт, тогда же появляются установки для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Практически до середины XX века теплоэнергетическое оборудование выпускалось на параметры пара среднего давления: 2,94 - 3,43 МПа; 400 - 450 °C, хотя единичная мощность агрегатов достигала уже 100 МВт.

Начиная с 50-х годов XX века, начинают применяться установки высокого давления (до 16,6 МПа), что существенно повысило их экономичность. Используются легированные стали, имеющие достаточно высокий предел текучести и малые скорости ползучести при температурах 500 - 550 °C.

По мере увеличения мощности агрегатов целесообразным стало повышение начальных параметров пара: давления до 13,8 и 23,5 МПа, температуры до 550 - 600 °C.

Начинает широко применяться промежуточный перегрев пара и дорогостоящие жаропрочные аустенитные стали, единичная мощность турбоагрегатов возрастает до 200, 300, 500, 800 и 1200 МВт.

Развитие ядерной энергетики потребовало создания паровых турбин, приспособленных к специфическим особенностям АЭС, заключающимся в получении на них насыщенного пара давлением 4,3 - 6,4 МПа.

В России первые паровые турбины начали выпускать с 1907 г. на Металлическом заводе в Петербурге. С 1930 г. ЛМЗ начал выпускать турбины мощностью 25 и 50 МВт на параметры пара: 2,94 МПа и 400 °С.

В 1933 г. выпущена турбина AT-25 с отбором пара на теплофикацию, позднее мощностью 25 и 50 MBт с отборами для промышленных потребителей.

С 1933 г. наша энергетика отказалась от импорта турбинного оборудования.

В 1934 г. закончено строительство ХТГЗ (г. Харьков, Украина), который до Великой Отечественной войны выпускал турбины мощностью 50 и 100 МВт с числом оборотов 1500 в минуту.

С 1937 г. турбины мощностью до 12 МВт начали выпускать Кировский и Невский заводы.

Перед Великой Отечественной войной в Екатеринбурге построен Уральский турбо-моторный завод (УТМЗ), который специализировался на выпуске противодавленческих и теплофикационных турбин, доведя их единичную мощность до 100 (Р – 100) и 250 МВт (Т – 250). В послевоенные годы стандартными параметрами пара перед турбиной были приняты: 8,8 МПа и 480 °C, затем - 500 °C и 535 °C.

С 60-х годов XX века было решено перейти на параметры 12,7 МПа и 565 °С, что заметно улучшило показатели работы наших электростанций, т.к. удельный расход тепла сократился на 8-9 % при росте мощности агрегатов до 160 и 200 МВт.

Следующий этап развития отечественного турбостроения характеризуется выпуском турбин на сверхкритические параметры пара. В 1960 г. на ЛМЗ и ХТГЗ созданы турбины мощностью 300 МВт на параметры 23,5 МПа и 560/565 °C (с промежуточным перегревом пара); сейчас их в работе на ГРЭС более 100 шт.

В 1964 г. на ЛМЗ выпущена единственная в СССР двухвальная турбина мощностью 800 МВт, которая и сейчас работает на Славянской ГРЭС (Украина). На первом валу на генератор мощностью 500 МВт работают цилиндры высокого, среднего и два цилиндра низкого давления, на втором валу - цилиндр среднего и два цилиндра низкого давления на генератор мощностью 300 МВт. Валы расположены параллельно.

С 1969 г. ХТГЗ начал выпускать турбины мощностью 500 МВт, ЛМЗ – 800 МВт в одновальном исполнении (на тот период самая мощная в Европе). В 1978 г. изготовлена и пущена в эксплуатацию турбина К-1200/1400 мощностью 1200 МВт на сверхкритические параметры пара.

Для атомных электростанций изготавливаются как специально спроектированные (ЛМЗ – 75 МВт на 2,94 МПа; 220 МВт на 4,41 МПа; 500 МВт на 6,86 МПа с числом оборотов 3000 в минуту; ХТГЗ – 500 и 1000 МВт с числом оборотов 1500 в минуту), так и обычные стандартные турбины ЛМЗ мощностью 100 и 200 МВт.

1.7 Классификация паровых турбин

В зависимости от конструктивных особенностей, характера теплового процесса, параметров свежего и отработавшего пара и использования в промышленности паровые турбины можно подразделить на следующие основные типы:

По числу ступеней:

а) одноступенчатые турбины с одной или несколькими ступенями скорости; эти турбины (обычно небольшой мощности) применяются главным образом для привода центробежных насосов, вентиляторов и других аналогичных механизмов;

б) многоступенчатые турбины активного и реактивного типов малой, средней и большой мощности.

По направлению потока пара:

а) осевые турбины, в которых поток пара движется вдоль оси турбины;

б) радиальные турбины, в которых поток пара движется в плоскости, перпендикулярной оси вращения турбины; иногда одна или несколько последних ступеней мощных радиальных конденсационных турбин выполняются осевыми.

По числу корпусов (цилиндров):

а) однокорпусные (одноцилиндровые);

б) двухкорпусные (двухцилиндровые);

в) многокорпусные (многоцилиндровые).

Многоцилиндровые турбины, у которых валы отдельных корпусов составляют продолжение один другого и присоединены к одному генератору, называются одновальными; турбины с параллельным расположением валов называются многовальными. В последнем случае каждый вал имеет свой генератор. По принципу парораспределения:

а) турбины с дроссельным парораспределением, у которых свежий пар поступает через один или несколько одновременно (в зависимости от развиваемой мощности) открывающихся клапанов (рисунок 1.6);

б) турбины с сопловым парораспределением, у которых свежий пар поступает через два или несколько последовательно открывающихся регулирующих клапанов (рисунок 1.7);

в) турбины с обводным парораспределением, у которых кроме подвода свежего пара к соплам первой ступени, имеется подвод свежего пара к одной, двум или даже трем промежуточным ступеням.



а – дроссельное: *1* – стопорный клапан; *2* – регулирующий дроссельный клапан; *б* – обводное: *1* – стопорный клапан; *2*, *3* – регулирующие дроссельный и обводной клапаны.

Рисунок 1.6 – Схемы подвода пара к турбине с дроссельным и обводным парораспределением.



a – сопловое: l – стопорный клапан; 2 - 5 – регулирующие клапаны; δ – сопловое с внешним подводом пара: l – стопорный клапан; 2 - 5 – регулирующие клапаны; 6 - 7 – обводные клапаны.

Рисунок 1.7 – Принципиальные схемы соплового и обводного парораспределения.

По принципу действия пара:

а) активные турбины, в которых потенциальная энергия пара превращается в кинетическую в каналах между неподвижными лопатками или в соплах, а на рабочих лопатках кинетическая энергия пара превращается в механическую работу; в применении к современным активным турбинам это понятие несколько условно, так как они работают с некоторой степенью реактивности на рабочих лопатках, возрастающей от ступени к ступени по направлению хода пара, особенно в конденсационных турбинах. Турбины активного типа выполняются только осевыми;

б) реактивные турбины, в которых расширение пара в направляющих и рабочих каналах каждой ступени происходит примерно в одинаковой степени. Эти турбины могут быть как осевыми, так и радиальными, а последние в свою очередь могут выполняться как с неподвижными направляющими лопатками, так и с только вращающимися рабочими лопатками.

По характеру теплового процесса:

а) конденсационные турбины с регенерацией; в этих турбинах основной поток пара при давлении ниже атмосферного направляется в конденсатор. Так как скрытая теплота парообразования, выделяющаяся при конденсации отработавшего пара, у данного типа турбин полностью теряется, то для уменьшения этой потери из промежуточных ступеней турбины осуществляется частичный, нерегулируемый по давлению отбор пара для подогрева питательной воды; количество таких отборов бывает от 2 - 3 до 8 - 9;

б) конденсационные турбины с одним или двумя регулируемыми (по давлению) отборами пара из промежуточных ступеней для производственных и отопительных целей при частичном пропуске пара в конденсатор;

в) турбины с противодавлением, без конденсатора за ними, тепло отработавшего пара которых используется для отопительных или производственных целей;

г) предвключенные турбины (это также турбины с противодавлением), но их отработавший пар используется для работы в турбинах среднего давления. Такие турбины обычно работают при высоких параметрах свежего пара и применяются при надстройке. Надстройкой называется расширение электростанции средних параметров установкой предвключенных турбин высоких параметров с противодавлением и с использованием их отработавшего пара для привода турбин средних параметров. При этом монтируются новые котлы высокого давления, а старые котлы среднего давления переводятся в резерв или демонтируются;

д) турбины с противодавлением и регулируемым по давлению отбором пара из промежуточной ступени. Турбины этого типа предназначены для снабжения потребителя паром различных параметров;

е) турбины мятого пара, использующие для выработки электроэнергии отработавший пар молотов, прессов и паровых поршневых машин;

ж) турбины двух и трех давлений с подводом отработавшего пара различных давлений к промежуточным ступеням турбины.

По параметрам свежего пара:

a) турбины среднего давления, работающие на свежем паре с давлением 3,4 МПа и температурой 435 °C;

б) турбины повышенного давления, работающие на свежем паре с давлением 8,83 МПа и температурой 535 °C;

в) турбины высокого давления, работающие на свежем паре с давлением 12,75 МПа и температурой 565 °C, с промежуточным перегревом пара до 565 °C;

г) турбины сверхкритических параметров, работающие на свежем паре с давлением 23,5 МПа и температурой 560 °C, с промежуточным перегревом пара до 565 °C.

По использованию в промышленности:

 а) турбины стационарного типа с постоянным числом оборотов, предназначенные для привода электрических генераторов;

б) турбины стационарного типа с переменным числом оборотов, предназначенные для привода воздуходувок, вентиляторов, насосов и т.д.

в) турбины нестационарного типа с переменным числом оборотов; турбины этого типа находят применение на судах (судовые турбины) и на железнодорожном транспорте (турболокомотивы).

Все перечисленные турбины разных типов в зависимости от их быстроходности соединяются с рабочими машинами непосредственно или при помощи различных передач, снижающих число оборотов.

По числу часов использования в году:

a) базовые – обычно самые мощные, современные турбины, наиболее экономичные и работающие не менее 5000 часов в году.

б) полупиковые – работают не более 5000 часов в году, как правило, их останавливают на выходные и праздничные дни. Выполняются менее экономичными, но зато более дешевыми и маневренными, чем базовые.

в) пиковые турбины - работают менее 2000 часов в году и предназначены для покрытия утренних и вечерних пиков нагрузки.

1.8 Маркировка паровых турбин

Для обозначения типов турбин применяется специальная маркировка, определяющая тип и назначение турбины и состоящая из буквенной и цифровой части. Используемые буквы обозначают:

К – турбина конденсационная (имеет нерегулируемые регенеративные отборы для подогрева конденсата и питательной воды в подогревателях низкого и высокого давления);

П – конденсационная турбина с регулируемым производственным промышленным отбором пара на технологические нужды потребителей с давлением 0,4 – 4 МПа;

Т – конденсационная турбинв с регулируемым теплофикационным отбором пара для подогрева сетевой (отопительной) воды с давлением 0,07 – 0,24 МПа;

ПТ – конденсационная турбина с регулируемыми производственным и теплофикационным отборами пара; Р – турбина с противодавлением (конденсатор отсутствует);

ПР – турбина с противодавлением и регулируемым производственным отбором пара.

Первое число за буквой показывает номинальную мощность турбины в мегаваттах. Максимальная мощность указывается в знаменателе дроби. Следующее число означает номинальное давление пара перед турбиной в кгс/см².

Для турбин с производственным регулируемым отбором пара и с противодавлением в виде дроби указывают давление пара перед турбиной (числитель), в отборе и противодавление (знаменатель) в кгс/см².

Последняя цифра, если она имеется, означает номер заводской модификации турбины.

Например:

К-200-130 — конденсационная турбина номинальной мощностью 200 МВт, давлением пара 130 кгс/см² (12,7 МПа);

П-6-35/5 - конденсационная турбина номинальной мощностью 6 МВт, начальным давлением пара 35 кгс/см² (3,43 МПа), с регулируемым производственным отбором пара давлением 5 кгс/см² (0,49 МПа);

Т-250/300 –240 – турбина с регулируемым теплофикационным отбором пара, номинальной мощностью 250 МВт, максимальной – 300 МВт, номинальным давлением 240 кгс/см² (23,5 МПа);

ПР-25/30-90/10/0,9 – турбина с противодавлением 0,9 кгс/см² (0,088 МПа) и производственным отбором пара, номинальной мощностью 25 МВт, максимальной – 30 МВт, начальным давлением пара 90 кгс/см² (8,82 МПа) и давлением в промышленном отборе 10 кгс/см² (0,98 МПа).

В маркировке турбин АЭС часто указывают частоту вращения ротора:

К-500-60/1500 - конденсационная турбина номинальной мощностью 500 МВт, начальным давлением пара 60 кгс/см² (5,88 МПа), частотой вращения 1500 оборотов в минуту.

Необходимо отметить, что каждому начальному давлению пара соответствует определенная начальная температура пара (таблица 1.1).

Таблица 1.1				
Начальное давление P_o , кгс/см ²	35	90	130	240
Начальное давление P_o , МПа	3,44	8,83	12,75	23,5
Начальная температура T_o , °C	435	535	560	560

Конденсационные турбины мощностью 160 МВт и

конденсационные туроины мощностью 160 МВт и выше проектируются, как правило, для реализации цикла с промежуточным перегревом пара.

Расчетная температура охлаждающей воды (для охлаждения отработавшего пара) для конденсационных турбин большой мощности (50 МВт и выше) принимается 10-12 °C.

Для турбин с отбором пара и конденсационных малой мощности (меньше 50 МВт) температура охлаждающей воды принимается 20 °С, т.к. эти турбины, как правило, устанавливаются на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) в городской черте или на заводской территории, где применяется оборотная (бассейны, градирни) система технического водоснабжения.

Под *номинальной мощностью* турбины понимается наибольшая мощность, которую турбина должна развивать длительно на зажимах генератора при номинальных значениях всех других основных параметров (пара, охлаждающей воды, технического состояния).

При этом номинальная мощность для турбин «К» и «Р» обеспечивается при использовании нерегулируемых

отборов пара для внешних потребителей тепла, предусмотренных техническими требованиями и инструкциями завода-изготовителя.

Для турбин «П», «Т», «ПТ» и «ПР» номинальная мощность обеспечивается при номинальных значениях всех других основных параметров, а также при отклонениях отдельных из них, допускаемых ГОСТом и заводомизготовителем турбины.

Максимальная мощность для турбин «К» - это наибольшая мощность, которую турбина должна развивать на зажимах генератора при номинальных значениях всех других основных параметров, чистой проточной части и при отсутствии отбора пара для внешних потребителей тепла.

Для турбин «П», «Т», «Р» и «ПР» максимальная мощность – это мощность, которую турбина может длительно развивать на зажимах генератора при соответствующих изменениях количества отбираемого пара, а также при отклонениях от номинальных значений давления пара в отборах или противодавлении в пределах, допускаемых ГОСТом и заводом- изготовителем.

1.9 Понятие о паротурбинной установке

Турбина вместе с электрогенератором – турбоагрегат – это только часть турбоустановки, включающей много различных машин и механизмов. Турбоустановка тесно связана с паропроизводящей частью электростанции – с котлом, парогенератором, камерой сгорания, реактором. Все эти машины и механизмы взаимозависимы, т.е. изменение режима работы одного влияет на работу других механизмов. Таким образом, паровые турбины, как силовые двигатели, в промышленности и энергетике могут быть использованы только в сочетании с другим энергетическим оборудованием. Простейшая принципиальная схема паротурбинной установки показана на рисунке 1.8.



а – паротурбинная установка: 1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; 4 – конденсатор;
5 – конденсатный насос; 6 – электрический генератор;
7 – подогреватель низкого давления; 8 – деаэратор;
9 – питательный насос; 10 – подогреватель высокого давления;

б – газотурбинная установка: *1* – воздушный компрессор; *2* - регенератор; *3* – камера сгорания; *4* – газовая турбина; *5* – электрический генератор; *6* – пусковой электрический двигатель; *7* – топливный насос; *8* – фильтр для очистки воздуха.

Рисунок 1.8 – Простейшие схемы паро- и газотурбинных установок.

Паротурбинная установка состоит из:

котла с пароперегревателем, в котором питательная вода под соответствующим давлением превращается в сухой насыщенный пар, затем – в перегретый; *турбины*, в которой потенциальная энергия пара превращается в кинетическую, а последняя – в механическую энергию на валу;

конденсатора, предназначенного для конденсации отработавшего в турбине пара;

конденсатного насоса, подающего конденсат в систему; *регенеративных подогревателей*;

деаэратора, в котором удаляется кислород и другие растворенные в воде газы из питательной воды;

питательного насоса, подающего питательную воду в котел;

электрического генератора, вырабатывающего электрическую энергию.

Пар, поступающий из котла в турбину, называют свежим паром.

Газотурбинная установка состоит из:

воздушного компрессора, сжимающего атмосферный воздух до требуемого давления;

регенератора, в котором воздух из компрессора подогревается за счет тепла отработавших газов турбины;

камеры сгорания, где происходит сгорание топлива; газовой турбины;

электрического генератора;

пускового электродвигателя;

фильтров для очистки воздуха.

2 РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

2.1 Изменение состояния водяного пара

Состояние водяного пара, участвующего в каком либо техническом процессе, непрерывно изменяется в течение этого процесса.

Изохорический процесс – изменение состояния пара при постоянном объеме (v = const). Это происходит при подводе или отводе тепла к пару, находящемуся в герметично закрытом сосуде. При подводе тепла давление и температура пара увеличиваются, при отводе – уменьшаются. Никакой работы пар при этом не совершает.

Изотермический процесс – изменение состояния пара при постоянной температуре (t = const). Этот процесс для влажного насыщенного пара возможен только при неизменном давлении, т.к. определенной температуре насыщенного пара всегда соответствует строго определенное давление. При этом изменяются степень сухости, плотность, энтальпия. Сухой насыщенный пар при изотермическом расширении становится перегретым; изотермический процесс связан с изменением давления и объема: при расширении увеличивается объем и давление, при сжатии наоборот.

Изобарический процесс – это изменение состояния пара при постоянном давлении (p = const). Этот процесс происходит при подводе тепла к пару, находящемуся в цилиндре с подвижным поршнем, на который действует нагрузка. При этом пар расширяется и совершает работу по перемещению поршня, занимая больший объем в цилиндре. Температура перегретого пара при этом повышается, а температура насыщенного пара не меняется. Адиабатический процесс – изменение состояния пара без подвода и отвода теплоты. Этот процесс возможен только теоретически, если изменение состояния пара происходит в сосуде с теплонепроницаемыми стенками.

При адиабатическом расширении насыщенного пара происходит его увлажнение, при адиабатическом сжатии – подсушивание.

У перегретого пара при адиабатическом расширении температура падает, при сжатии повышается.

Практически осуществить адиабатический процесс нельзя, т.к. от трения и теплообмена в реальных машинах избавиться не удается. При изучении рабочего процесса турбин часто принимают, что процесс происходит в идеальной турбине, без вышеупомянутых потерь, а потом в расчеты вводят поправки.

Политропический процесс – изменение состояния пара при изменяющихся давлении, температуре, объеме и при подводе или отводе тепла. Этот процесс имеет место в существующих паровых машинах и турбинах, работа пара в которых всегда сопровождается потерями тепла в окружающую среду через металлические стенки трубопроводов, каналов и корпусов и притоком тепла за счет преобразующейся в теплоту работы трения, ударов и вихреобразования в паровой струе.

Процесс дросселирования. Этот процесс имеет место, например, при протекании пара через неполностью открытый вентиль. Во время прохода через узкую щель пар при падении давления приобретает большую скорость, которая затем тратится на завихривание в выпускном патрубке вентиля. Энтальпия пара более низкого давления, полученного в результате дросселирования, равна энтальпии пара, подводимого к вентилю. Все перечисленные изменения состояния пара наглядно изображаются на диаграмме состояний пара, так называемой *hs*-диаграмме (рисунок 2.1), пользуясь которой можно в практике работы с паровыми турбинами найти состояние пара (степень сухости x, энтальпию h и т.п.) после его расширения от известного начального состояния до конечного давления p_1 или же определить перепад тепла при этом расширении.



Рисунок 2.1 – *h-s* диаграмма для водяного пара.

Диаграмма построена так, что каждому состоянию пара на ней отвечает точка, а всякий процесс изменения состояния изображается линией, соединяющей точки, определяющие начальное и конечное состояние пара.

На *hs*-диаграмме по вертикальной оси в определенном масштабе отложены значения энтальпии *h*, по горизонтальной оси – энтропии *s* водяного пара. Адиабатическое расширение пара изобразится на диаграмме вертикальной прямой (адиабатой); длина этой прямой соответствует разности энтальпий свежего и отработавшего пара в идеальной турбине, работающей, как указано выше, без теплообмена и трения. Эта разность энтальпий обозначается Δh и называется адиабатическим или располагаемым теплопадением (располагаемым перепадом тепла) или работоспособностью пара.

Вся диаграмма разделена жирной кривой на две части, из которых верхняя представляет собой область перегретого пара, а нижняя – область насыщенного пара. Эта кривая называется пограничной кривой пара или линией насыщения. На диаграмме нанесены еще следующие линии:

- кривые постоянного давления (изобары);
- кривые постоянной температуры (изотермы), имеющиеся только в области перегретого пара, так как в области насыщенного пара они совпадают с изобарами;
- кривые постоянной сухости, имеющиеся только в области влажного пара. Последняя из этих кривых совпадает с пограничной кривой, так как сухой насыщенный пар имеет x = 1 при всех давлениях.

2.2 Тепловой процесс в ступени паровой турбины

2.2.1 Процесс в соплах

Процесс расширения пара связан с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую: энтальпия пара понижается – скорость течения возрастает.

Из термодинамики известно, что в идеальном случае истечения пара из сопла (без учета теплообмена с внешней средой, потерь энергии на трение и вихревые движения) преобразование потенциальной энергии в кинетическую подчиняется уравнению энергии

$$h_0 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2}, \qquad (2.1)$$

где h_0 , h_{1t} - начальная и конечная энтальпия 1 кг пара, Дж/кг;

*с*₀ - начальная скорость пара перед соплом, м/сек;

*C*_{1t} - теоретическая скорость пара на выходе из сопла, м/сек.

Из уравнения (2.1) находится теоретическая (без учета потерь) скорость

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_0^c + c_0^2}, \quad (2.2)$$

где $\Delta h_0^c = h_0 - h_{1t}$ - изоэнтропический тепловой перепад в сопловых или направляющих каналах, Дж/кг.

Если скорость c_0 невелика, то ею можно пренебречь, и тогда

$$c_{1t} = \sqrt{2\Delta h_0^c}.$$
 (2.3)

В паровых турбинах широко используют кольцевые турбинные решетки – систему каналов, образованную установленными по кольцу профилями специальной – формы.

Все профили в решетке одинаковы, их устанавливают на равном расстоянии друг от друга и одинаковым образом. В результате между профилями образуются каналы, через которые протекает пар (рисунок 2.2).

Входная часть профиля называется входной кромкой, выходная – выходной кромкой; выпуклая часть спинкой или стороной разрежения, вогнутая – стороной давления; выходная часть канала – косым срезом.

Путем изменения формы профилей и расположения их в решетке можно получить необходимую форму каналов.

В паротурбостроении находят преимущественное применение суживающиеся сопла с косым срезом и в редких случаях расширяющиеся с косым срезом (рисунок 2.2, *в* и *г*). Суживающиеся и расширяющиеся сопла без косого среза (рисунок 2.2, *а* и *б*) применяются в водо- и пароструйных эжекторах.

Подвод пара к соплам турбины называется полным, если сопла расположены по всей окружности цилиндра и пар поступает сразу на все рабочие лопатки. Если же сопла расположены на части окружности, то такой подвод пара к ступени называется парциальным (применяется у турбин небольшой мощности).

Отношение дуги m_l , занятой соплами, к длине окружности πd называют степенью парциальности и обозначают \mathcal{E} .

$$\varepsilon = \frac{m_1}{\pi d} = \frac{t_i \cdot z_i}{\pi d}, \qquad (2.4)$$
t_i - шаг сопл по средней окружности;

z_i - число сопловых каналов.

Потери энергии в соплах увеличиваются с уменьшением высоты сопл и степени парциальности.



а – суживающееся сопло без косого среза; б – расширяющееся сопло без косого среза; в – суживающееся сопло с косым срезом; г – расширяющееся сопло с косым срезом; контуры 1, 2, 3 – косые срезы сопл.

Рисунок 2.2 – Эскизы сопловых каналов.

Для турбин небольшой мощности и незначительным пропуском пара при скорости вращения 3000 об/мин значения t_1 и \mathcal{E} получаются очень малыми. В этих случаях у нестандартных паровых турбин повышают рабочее число

оборотов до 5000-6000 в минуту, что позволяет уменьшить диаметр рабочего колеса при сохранении окружной скорости и получить приемлемые значения t_1 и \mathcal{E} .

У современных стационарных паровых турбин во всех ступенях, кроме регулирующих, подвод пара осуществляется по полной окружности, т.е. с парциальностью $\mathcal{E} = 1$.

Расчет суживающегося сопла сводится к определению выходной площади поперечного сечения, для расширяющегося сопла должны быть определены также площадь минимального сечения и длина сопла.

Площадь поперечного сечения определяется по уравнению неразрывности струи пара:

$$G = \frac{f \cdot c}{\upsilon},\tag{2.5}$$

где G - расход пара через сопло, кг/сек;

f - площадь поперечного сечения сопла, м²; υ - удельный объем пара в рассчитываемом сечении, м³/кг;

- скорость пара в этом сечении, м/сек. С

Расход пара при расчете сопла является заданной величиной. Таким образом, для определения сечения, которое равно

$$f = \frac{G \cdot \upsilon}{c}, \qquad (2.6)$$

необходимо знать величины υ и c; их можно определить, пользуясь *hs*- диаграммой.

Расчет расширяющегося сопла производится аналогичным образом. Наименьшее сечение f_{MUH} может быть определено из формулы

$$G = 203 f_{\text{MUH}} \sqrt{\frac{p_0}{\nu_0}},$$
 (2.7)

где *p*₀ - давление пара перед соплом;

 v_0 - удельный объем пара перед соплом, м³/кг;

 f_{MUH} - площадь поперечного сечения горла сопла, M^2 .

Длина расширяющейся части сопла круглого сечения может быть определена по формуле

$$\ell = \frac{d_{\text{макс}} - d_{\text{мин}}}{2tg\frac{\gamma}{2}},\tag{2.8}$$

где	$d_{\scriptscriptstyle M\! a\kappa c}$	- диаметр сопла у выхода;
	$d_{\scriptscriptstyle MUH}$	- диаметр горловины сопла;
	γ	- угол расширения сопла, который
		обычно принимается равным 6-10° в
		зависимости от желательной длины
		сопла (рисунок 2.2).

2.2.2 Процесс на лопатках, треугольники скоростей

Во всех современных турбинах, за исключением нескольких специальных конструкций, струя пара, вытекающего из сопел, направлена под некоторым углом к плоскости, в которой вращается диск с рабочими лопатками. На рабочие лопатки пар должен вступать по возможности без удара во избежание потерь кинетической энергии. Безударный вход на рабочие лопатки определяется тем, что относительная скорость пара при входе на рабочую лопатку направлена по касательной к профилю лопатки на входе (рисунок 2.3).



Рисунок 2.3 – Треугольники скоростей одноступенчатой активной турбины.

На рисунке 2.3 изображены треугольники скоростей для ступени активной турбины при нормальных условиях ее работы. Эти треугольники представляют собой графики векторов скорости при входе пара на рабочие лопатки и при выходе с них.

Допустим, что ось сопла расположена под углом α_l к плоскости AB вращения диска и что струя пара подойдет к рабочим лопаткам под этим углом α_l . Абсолютная скорость пара при входе на лопатку изобразится при этом вектором c_l . Однако лопатки движутся со скоростью u (слева направо по рисунку 2.3), которую принимают равной окружной скорости на среднем диаметре ступени. Следовательно, струя пара вступит на лопатки с некоторой относительной скоростью w_I . Величина этой скорости является геометрической разностью скоростей c_I и u_I ; находится она следующим построением.

Определив по формуле 2.3 величину c_1 , строим в определенном масштабе, например 10 м/сек=1 мм, вектор c_1 под углом α_1 (рисунки 2.3 и 2.4). Из конца этого вектора откладываем взятый в том же масштабе вектор u; откладываем его в сторону, противоположную направлению действительного движения, так как вектор u нужно вычесть из вектора c_1 .



Рисунок 2.4 – Треугольники скоростей одноступенчатой активной турбины при различных $\frac{u}{c_1}$.

Соединив начало вектора c_1 с концом вектора u, получим треугольник, в котором сторона w_1 представляет собой геометрическую разность скоростей c_1 и u, т.е. выражает искомую относительную скорость вступления пара на лопатки.

Вектор w_l будет направлен под углом β_l к плоскости вращения диска. Очевидно, что β_l и есть тот правильный угол профиля лопатки, при котором струя вступит на лопатку без удара. Возможность удара и связанной с ним потери кинетической энергии появится только при изменении скорости c_l истечения пара из сопла или при изменении окружной скорости u, или, наконец, при отклонении струи от оси сопла.

Внутренняя часть лопатки (рабочая поверхность) обычно очерчена по дуге окружности. Пройдя по лопаточному каналу, пар будет уходить из него с относительной скоростью w_2 , направленной под углом β_2 , который определяется направлением профиля спинки лопатки при выходе пара. В активных ступенях угол β_2 часто выбирают равным углу β_1 . Относительная скорость w_2 будет несколько меньше скорости w_1 , так как при протекании пара по междулопаточному каналу происходят потери кинетической энергии. Величину w_2 можно определить в этом случае по формуле

$$w_2 = \psi w_1, \tag{2.9}$$

где ψ - скоростной коэффициент рабочих лопаток; определяется в зависимости от высоты лопатки, или принимается 0,93-0,94 для активной ступени, w = 0,95-0,96 - для реактивной.

Абсолютная скорость c_2 выхода пара с рабочих лопаток и угол ее направления α_2 могут быть определены построением второго (выходного) треугольника скоростей. Для этого строим вектор w_2 под углом β_2 и от конца его откладываем вектор окружной скорости u. Соединив начало вектора w_2 прямой с концом вектора u, получим вектор *c*₂, представляющий собой геометрическую сумму векторов относительной и окружной скорости (рисунок 2.3).

Абсолютная скорость c_2 представляет собой скорость, не использованную на лопатках. Поэтому интересно рассмотреть, при каких условиях c_2 будет иметь наименьшую величину.

Допустим, пренебрегая потерями, что относительные скорости w_1 и w_2 равны. Тогда при равенстве углов β_1 и β_2 мы можем повернуть выходной треугольник и совместить его вершину с вершиной входного треугольника так, чтобы стороны w_1 и w_2 совпали (рисунок 2.4, сверху). Рассматривая полученную фигуру, мы увидим, что при данных c_1 и α_2 величину c_2 можно изменять увеличивая или уменьшая u. Наименьшее значение c_2 получит при $\alpha_2 = 90^\circ$ (рисунок 2.4, снизу); этому значению будет соответствовать некоторая окружная скорость, величину которой можно определить из полученного прямоугольного треугольника:

$$2u = c_1 \cos \alpha_1, \tag{2.10}$$

откуда

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$
 (2.11)

Очевидно, что это равенство справедливо для любого угла наклона сопла.

Полное использование кинетической энергии на лопатках имеет место при $c_2 = 0$ (теоретический случай); это условие будет соблюдено при $\alpha_l = 0$, т.е. при соз $\alpha = 1$. Следовательно, при этом

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}.$$

Практически, в паровой турбине обычного типа нет возможности, да и невыгодно подводить пар к лопаткам под слишком малым углом α_{l} .

Обычно α_l берут от 12 до 20° и наивыгоднейшее $\frac{u}{c_1}$ получается равным от 0,42 до 0,55. Наличие трения и утечек в ступени приводит к некоторому снижению наивыгоднейшего значения отношения $\frac{u}{c_1}$. В одноступенчатых турбинах это отношение нередко принимают равным 0,35-0,3, что позволяет при данном тепловом перепаде применять диски меньших диаметров.

Нужно отметить, что правильный выбор $\frac{u}{c_1}$ при рас-

чете турбины является одним из решающих факторов экономичности.

При расчете активной турбины с несколькими ступенями давления для профилирования и изготовления турбинных лопаток с экономически выгодными и надежными показателями треугольники скоростей строят указанным выше методом отдельно для каждой ступени, причем они имеют в общем такой же вид, как изображенные на рисунке 2.3. Несколько иначе производится построение треугольников скоростей для турбины со ступенями скорости, так как в этом случае кинетическая энергия струи пара используется не в одном, а в двух (или нескольких) рядах рабочих лопаток, движущихся с одинаковой окружной скоростью.

Треугольники скоростей для двухвенечного диска показаны на рисунке 2.5. Пар поступает из сопла на лопатки первого ряда с абсолютной скоростью *с*₁, направленной под углом α_1 ; относительная скорость при входе на рабочие лопатки первого ряда будет w_1 , а при выходе с них - w_2 . Абсолютная скорость c_2 при выходе с первого ряда рабочих лопаток имеет значительную величину (так как окружная скорость в этом случае мала по сравнению с c_1 , от-

ношение $\frac{u}{c_1}$ берется равным приблизительно $\frac{1}{4}$).



Рисунок 2.5 – Треугольники скоростей для двухвенечного активного диска.

Со скоростью c_2 пар вступает в направляющие лопатки. Так как направляющие лопатки неподвижны, то работы в них пар не совершает, а лишь изменяет свое направление; при этом скорость пара несколько падает и при построении треугольника входных скоростей для второго ряда лопаток нужно исходить из абсолютной скорости c_1 , которая только немного меньше c_2 . Построение треугольников скоростей для второго ряда рабочих лопаток производится так же, как и для первого ряда, учитывая, что оба ряда лопаток имеют одинаковую окружность.

При построении треугольников скоростей для реактивной турбины нужно учитывать, что в каналах, образованных рабочими лопатками, происходит расширение пара, а следовательно, и возрастание его скорости. Пар подводится к направляющим лопаткам, образующим сопла, со скоростью c_0 , расширяется и со скоростью c_1 подходит под углом α_1 к рабочим лопаткам (рисунок 2.6). Обычным образом строится входной треугольник скоростей и определяется относительная скорость, с которой пар входит на рабочие лопатки, а также угол β_1 .

В связи с тем, что между рабочими лопатками также происходит расширение пара, относительная скорость w_2 выхода пара из каналов, образованных рабочими лопатками, будет больше w_1 . Величину w_2 определяют вычислением. Если принять, как это обычно бывает, что к направляющим лопаткам пар подходит со скоростью $c_0 = w_1$ и что теплоперепады на направляющих и рабочих лопатках одинаковы, то скорость w_2 будет равна скорости c_1 . Зная относительную скорость w_2 , нетрудно построением обычного треугольника скоростей определить абсолютную скорость c_2 выхода пара из рабочих лопаток. При одинаковых профилях рабочих и направляющих лопаток углы β_2 и α_1 равны и оба треугольника получаются совершенно одинаковыми, что позволяет обходиться построением только одного из них.



Рисунок 2.6 – Треугольники скоростей реактивной турбины.

Удар лопатки о частицы воды. Познакомившись с построением треугольников скоростей, мы можем графически изобразить схему явлений, происходящих при работе ступени турбины влажным паром. По выходе из сопел или направляющих лопаток капельки влаги, содержащиеся в паровой струе, будут иметь абсолютную скорость C_{16} меньшую, чем абсолютная скорость C_1 потока пара. Построив треугольники скоростей для влаги и пара (рисунок 2.7), мы увидим, что направления относительных скоростей w_{16} – капелек воды и w_1 – потока пара – не совпадут. Безударное вступление на кромку лопатки будет обеспечено при –работе турбины только для потока пара; что же касается капелек влаги, то направление их относительной скорости таково, что капельки будут вступать на лопатки с ударом в верхнюю часть спинки лопатки.



Рисунок 2.7 – Действие капель воды на спинки лопаток.

2.3 Классификация потерь в турбинах

Общая величина потерь в турбине определяется разницей между теоретической мощностью N_t и действительной N_{0e} на валу турбины

$$\Delta N_n = N_t - N_{0e}. \tag{2.12}$$

Все потери, возникающие в паровой турбине, можно разделить на две группы:

потери внутренние, т.е. потери, непосредственно влияющие на изменение состояния рабочего тела при его расширении в турбине;

потери внешние, т.е. потери, которые не влияют на изменение состояния рабочего тела при его расширении в турбине.

К первой группе потерь можно отнести:

- потери в клапанах,
- потери в соплах (направляющих лопатках),
- потери на рабочих лопатках,

- потери с выходной скоростью,

- потери на трение и вентиляцию,

- потери через внутренние зазоры,

- потери от влажности пара,

- потери в выпускном патрубке.

Ко второй группе потерь можно отнести:

- потери от утечек через концевые уплотнения,

- механические потери.

2.3.1 Потери в клапанах. Пар, поступающий в турбину, должен пройти через запорные и регулирующие органы, установленные перед турбиной: главный стопорный и регулирующие клапаны.

Стопорный и регулирующие клапаны относятся непосредственно к турбине и составляют одну из ее конструктивных частей. Таким образом, состояние свежего пара перед турбиной характеризуется его состоянием перед стопорным клапаном.

Протекание пара через стопорный и регулирующие клапаны сопровождается потерями давления, т.е. связано с дросселированием (мятием) пара. Можно принять, что при дросселировании энтальпия пара не изменяется, т.е. $h_0 = const$.

Величина потери давления от дросселирования при полностью открытых клапанах может составить до 5 % давления свежего пара p_0 .

В современных паровых турбинах в связи с применением хорошо обтекаемых форм регулирующих клапанов удается уменьшить потерю давления в них до 3 %. При расчетах рекомендуется пинимать потерю давления от дросселирования в пределах $\Delta p_{\kappa} = (0.03 - 0.05)p_0$.

49

Процесс дросселирования в паровпускных органах, снижая давление свежего пара до $p'_0 = p_0 - \Delta p_{\kappa}$, уменьшает располагаемый теплоперепад турбины на величину потери дросселирования $\Delta h_{\kappa} = h_0 - h'_0$.

2.3.2. Потери в соплах (или в направляющих лопатках), возникают вследствие трения частиц пара о стенки сопла и друг о друга; последнее вызывается тем, что частицы пара движутся в сопле с различными скоростями: частицы, прилегающие к стенкам сопла, движутся медленнее частиц, находящихся в центральной части струи. Кроме того, протекание пара через сопло неизбежно сопровождается вихревыми движениями частиц пара, что вызыванеодинаковостью их скоростей, возникновением ется инерционных сил (в криволинейных соплах), стремящихся сместить частицы к стенке сопла, шероховатостью стенок сопла и т.д. В результате абсолютная скорость выхода пара из сопла ниже теоретической, а следовательно, часть кинетической энергии струи теряется (точнее – превращается в тепловую энергию). Величина потери в основном зависит от размеров сопла, радиусов кривизны поверхностей сопл и степени шероховатости их, а также от скорости пара. Наименьшие потери бывают у фрезерованных сопл с правильными пологими очертаниями поверхностей и гладкими стенками, работающих при небольших скоростях пара.

Работа трения частиц пара друг о друга и о стенки сопла приводит к повышению его энтальпии, поэтому энтальпия пара, выходящего из сопла, будет выше теоретической на величину, соответствующую потере кинетической энергии. Действительная скорость истечения пара из сопла получается умножением теоретической скорости выхода из сопла на скоростной коэффициент φ. Величина этого коэффициента для различных скоростей пара и размеров сопла составляет от 0,93 до 0,98; в большинстве случаев $\varphi = 0,95 \div 0,96$. Потеря в соплах при этих значениях φ составляет до 8 % от располагаемого теплопадения.

2.3.3 Потери на рабочих лопатках возникают вследствие неизбежных ударов частиц пара о кромки лопаток, имеющих определенную толщину (рисунок 2.8), и трения частиц пара о поверхность лопаток и друг о друга. При повороте струи в криволинейном междулопаточном канале частицы пара проходят неравные пути, что вызывает взаимное трение частиц и вихревые их движения, усугубляемые тем, что сила инерции стремится отжать струю от стенки b к стенке a (рисунок 2.9).



Рисунок 2.8 – Удар струи в кромки лопаток.



Рисунок 2.9 – Отжимание струи центробежной силой.



Рисунок 2.10 – Подсасывание пара при парциальном впуске.

Потери в лопатках тоже понижают скорость пара и повышают его энтальпию вследствие превращения в теплоту работы, затраченной на преодоление сопротивлений. Снижение относительной скорости при выходе с рабочих лопаток по сравнению с теоретической учитывается скоростным коэффициентом ψ . Коэффициент ψ уменьшается с уменьшением высоты лопаток, с увеличением угла поворота струи на лопатках, с увеличением шероховатости поверхности лопаток (например, вследствие их износа, заноса солями и т.п.). Коэффициент ψ изменяется в пределах от 0,9 до 0,97; потеря на рабочих лопатках может достигать 15 % от располагаемого теплопадения ступени.

2.3.4 Выходная потеря вызвана тем, что в реальных условия пар по выходе из турбины обладает еще некоторой абсолютной скоростью, а следовательно, и кинетической энергией, которая уже не может быть использована. Эта потеря в конденсационных турбинах обычно составляет от 2 до 4 % располагаемого перепада тепла всей турбины. Наибольшей величины она достигает у мощных быстро-ходных турбин, в последних ступенях которых приходится допускать большие скорости выхода пара, так как междулопаточные проходные сечения определяются длиной ло-

паток, а последняя имеет ограниченные значения по соображениям прочности.

2.3.5 Вентиляционные потери и потери на трение дисков о пар. Первая из этих потерь имеет место главным образом в первых ступенях турбины, где удельный объем пара еще невелик и впуск пара приходится делать парциальным, т.е. не по всей окружности диска, а только в части ее. При вращении диска лопатки, проходя промежутки между соплами, подсасывают пар из зазора и перекачивают его с одной стороны диска на другую, действую как вентилятор, на что бесполезно затрачивается известная работа (рисунок 2.10).

Вторая потеря обусловливается тем, что диск при своем вращении захватывает прилегающие к его поверхности частицы пара и ускоряет их движение, на что также затрачивается некоторая работа.

Обе потери вызывают повышение энтальпии отработавшего пара по сравнению с теоретически возможным в идеальной машине, так как затраченная на преодоление этих сопротивлений работа превращается в теплоту.

В ступенях с парциальным подводом пара, кроме вентиляционных потерь, имеют место потери на выколачивание, связанные с тем, что при подходе к соплам рабочих лопаток, каналы между которыми заполнены неработающим паром, нужно прежде всего затратить какую-то энергию рабочей струи на выталкивание из каналов и ускорение этого пара.

2.3.6 Потери на утечки пара вызваны тем, что пар, утекающий через зазоры между диафрагмами и валом (у активных турбин), между рабочими лопатками и корпусом турбины и между направляющими лопатками и телом ро-

тора (у реактивных турбин) и через уплотнение вала турбины в местах его выхода из корпуса, частично или полностью не используется для совершения работы.

Для турбин высокого давления эти потери имеют особенно большое значение и могут оказаться решающими для экономичности турбины.

2.3.7 Потери на излучение вызваны тем, что корпус турбины отдает некоторое количество тепла в окружающую среду. Потери эти очень невелики, в особенности если турбина хорошо изолирована материалом с низким коэффициентом теплопроводности.

2.3.8 Потери от влажности пара. В соплах и лопатках тех ступеней турбины, которые работают влажным паром, происходят дополнительные потери, вызываемые, главным образом, действием содержащихся в паре капелек воды. Образно это можно представить так: капельки в момент их зарождения (переход пара из сухого насыщенного во влажное состояние) имеют примерно такую же скорость, как и струя пара; затем частицы влаги начинают отставать от частиц пара, вследствие чего в струе возникают внутреннее трение и удары, приводящие к снижению ее скорости. Уменьшение кинетической энергии струи сопровождается повышением энтальпии пара, так как работа, затраченная на трение и удары, превращается в теплоту.

Кроме того, меньшая скорость частиц воды приводит к ударам капелек о спинки лопаток, производящим непосредственно тормозящее движению лопаток действие.

Можно принимать, что к.п.д. ступени, работающей в области влажного пара, равен к.п.д. ступени, работающей в тех же условиях, но в сухом паре, умноженному на среднюю сухость пара x:

$$\eta_{e\pi} = x \eta_{cyx}. \tag{2.13}$$

2.3.9 Потери давления при впуске и выпуске пара. Перед вступлением в сопла первой ступени турбины свежий пар должен пройти через стопорный и регулирующий клапаны и соответствующие трубопроводы и каналы в корпусе турбины. При этом все клапаны бывают открыты полностью только при предельной нагрузке турбины; что касается соединительных каналов, то они обычно имеют криволинейные очертания и не вполне гладкие внутренние поверхности. Эти обстоятельства вызывают некоторое снижение давления пара перед соплами по сравнению с давлением его перед стопорным клапаном турбины. При этом энтальпия пара остается неизменной, но уменьшается располагаемый перепад тепла. Это явление называется *дросселированием* или *торможением пара*.

При выпуске отработавшего пара также происходит потеря давления, величина которой зависит от скорости пара в выпускном патрубке турбины и от конструкции последнего. Эта потеря достигает заметной величины только у конденсационных турбин, у которых скорость протекания отработавшего пара в выпускном патрубке часто превышает 100 м/сек.

В современных турбинах за счет хорошего проектирования выпускного патрубка эта потеря сводится к незначительной величине.

2.3.10 К механическим потерям относятся потери от трения в подшипниках и затрат энергии на привод регулирующего механизма, масляных насосов, гидравлических концевых уплотнений и редуктора (если он имеется). Механические потери практически не зависят от нагрузки турбины и сохраняют свою полную величину при вращении турбины на холостом ходу.



Рисунок 2.11 – Механический к.п.д. турбомашин.

Механические потери в турбоагрегате учитываются механическим к.п.д. η_{M} . Сумма механических потерь может быть определена только опытным путем.

При расчетах можно пользоваться кривыми η_{M} , приведенными на рисунке 2.11, которые дают представление о средней величине механического к.п.д. турбин разной мощности, находящихся в хорошем состоянии.

Перечисленные в этом разделе потери в паровой турбине учитываются относительным эффективным к.п.д. турбины η_{oe} . Определение величин потерь производится при тепловом расчете турбины.

Отметим то обстоятельство, что в турбинах с несколькими ступенями давления потери, имеющие место в какойлибо ступени и приводящие к повышению энтальпии пара, частично используются в последующих ступенях, поскольку тепло, соответствующее потерям, не отводится наружу, а возвращается рабочему телу и идет на повышение энтальпии потока, работающего в последующих ступенях. При этом общий возврат тепла будет тем больше, чем больше число ступеней давления; это обстоятельство является одним из факторов, обусловливающих многоступенчатую конструкцию для высокоэкономичных турбин.

Очевидно, что потери на излучение, механические потери и выходные потери турбины должны быть отнесены к числу невозвратных потерь.

2.4 Тепловой процесс в паровой турбине на h-s диаграмме

Зная тепловые потери, которыми сопровождается рабочий процесс турбины, мы можем изобразить его графически на *hs*-диаграмме.

Рассмотрим, как это делается на примере, взяв для простоты небольшую одноступенчатую активную турбину, подобную изображенной на рисунке 1.1.

Допустим, что наша турбина работает паром с давлением перед соплами $p_0=1,0$ МПа и $t_0=250$ °C; в турбине пар расширяется до $p_1=0,1$ МПа (турбина работает на выхлоп в атмосферу). На *hs*-диаграмме находим точки, соответствующие этим параметрам при адиабатическом расширении пара; это будут точки A и B на рисунке 2.12.

Определив начальное и конечное значение теоретической энтальпии пара (h_0 =2946 кДж/кг и h_1 =2514 кДж/кг), находим располагаемый перепад тепла: он составляет h_0 - h_1 =432 кДж/кг. Теперь мы должны учесть все потери.

Потеря в соплах составит для такой турбины около 10 %; следовательно, энтальпия пара по выходе из сопла будет на ~43 кДж/кг выше теоретической, возможной в идеальной машине. Отложив вверх по адиабате соответствующий отрезок, находим точку С, определяющую энтальпию пара в конце расширения.



Рисунок 2.12 – Изображение теплового процесса одноступенчатой активной турбины на *h-s* диаграмме.

Однако давление пара в конце расширения должно быть равной 0,1 МПа. Поэтому проводим от точки С горизонтальную линию (линию постоянной энтальпии) до пересечения ее с линией постоянного давления 0,1 МПа. Полученная точка D будет соответствовать состоянию пара по выходе из сопл, а кривая AD приближенно изобразит действительный (политропический) процесс расширения пара в соплах.

При выходе из сопл пар поступает на рабочие лопатки; здесь энтальпия его снова возрастает по сравнению с теоретическим вследствие потерь, но давление его остается неизменным, так как между лопатками не происходит расширения пара. Приняв потери в каналах, образованных рабочими лопатками (с учетом потерь от влажности пара), в 20 % от располагаемого теплоперепада, отложим соответствующий отрезок 86 кДж/кг вверх от точки С. От полученной точки Е проводим горизонталь к линии постоянного давления 0,1 МПа; точка F соответствовала бы состоянию пара после ступени, если бы не было еще потерь на трение диска о пар и вентиляционных потерь, а также выходной потери.

Оценив первые в 7 %, а последнюю в 5 % от располагаемого теплоперепада, наносим на адиабате точки G и K; теперь точка L будет соответствовать действительному состоянию отработавшего в турбине пара.

Из произведенного нами графического построения мы можем установить следующее:

- 1) процесс расширения пара в турбине изобразился кривой ADL (AL);
- использованный турбиной теплоперепад может быть определен по отрезку АК адиабаты и равен ~ 251 кДж/кг;

- Сумма тепловых потерь определяется отрезком ВК и равна 181 кДж/кг.
- Отдельные потери изобразились на линии AB следующими отрезками адиабаты:
- а) ВС потери в соплах;
- б) СЕ потери в лопатках;
- в) EG потери на трение диска и вентиляционные;
- г) GK выходная потеря.

Отношение использованного турбиной теплоперепада к располагаемому теплоперепаду называется относительным внутренним к.п.д. турбины и обозначается η_{oi} .

$$\eta_{oi} = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_0}.$$
(2.14)

Для данного примера

$$\eta_{oi} = \frac{251}{432} \approx 0,58,$$

что нормально для турбины такого типа и небольшой мощности.

Чтобы определить относительный эффективный к.п.д. η_{oe} , нужно ввести еще не учтенные нами механические потери. Эти потери учитываются механическим к.п.д. турбины η_{M} . Для данной машины можем принять η_{M} =0,97 или 97 %.

Тогда

 $\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_{M} = 0.58 \cdot 0.97 = 0.566$, T.e. 56.6 %.

Рассматривая графическое построение, можно установить еще следующее обстоятельство: расширяясь в данной турбине, пар сначала переходит из перегретого состояния во влажное (точки D и F, лежащие ниже пограничной кривой), а затем, постепенно подсушиваясь вследствие частичного превращения кинетической энергии в теплоту, выходит из турбины перегретым (точки H и L).

Процесс расширения в активной турбине с несколькими ступенями давления изображается на *hs*-диаграмме аналогичным образом; для каждой ступени кривая ADL строится отдельно; конечная точка процесса первой ступени (точка L) служит начальной точкой процесса второй ступени и т.д. При этом в каждой ступени нужно лишь учесть еще потери от утечек пара мимо проточной части. Изображенный на рисунке 2.13 процесс относится к семиступенчатой турбине, причем в первой ступени этой турбины срабатывается тепловой перепад, значительно больший, чем в каждой из последующих ступеней.

Процесс расширения пара в ступени реактивной турбины будет выглядеть иначе. Если степень реактивности $\rho = \frac{1}{2}$, то располагаемый теплоперепад ступени делится на

две равные части, первая из которых превращается в кинетическую энергию в направляющих лопатках, а вторая – на рабочих лопатках. Графическое изображение этого процесса дано на рисунке 2.14. Расширение пара в направляющих лопатках от p_0 до p_1 протекает по кривой AD, причем точка D находится путем отложения вверх по адиабате от точки В отрезка ВС, соответствующий величине потерь в направляющих лопатках. Расширение пара в рабочих лопатках от p_1 до p_2 протекает по кривой DG; точка G находится аналогичным образом отложением на адиабате DE отрезка EF, соответствующего величине потерь, имеющихся в рабочих лопатках. Потери на трение в реактивных ступенях обычно очень малы, выходная скорость ступени используется в следующей ступени и не является потерянной. Если, наконец, пренебречь потерями от утечки пара, то точку G можно считать начальной точкой процесса следующей ступени.

Перепады тепла в реактивных ступенях обычно невелики (16-32 кДж/кг). Но в последних ступенях крупных турбин при степени реактивности ρ =0,5 перепады достигают более 120 кДж/кг.



Рисунок 2.13 – Изображение теплового процесса активной турбины с семью ступенями давления на *hs*диаграмме.



Рисунок 2.14 – Изображение теплового процесса в одной ступени реактивной турбины на *hs*-диаграмме.

2.5 Коэффициент полезного действия турбины

Тепловой процесс турбины в hs-диаграмме для расчетных параметров рабочего тела (p_0 и t_0 - давление и температура перед турбиной, p_{κ} - давление за турбиной) с учетом всех внутренних потерь схематично показан на рисунке 2.12.

Из теплового процесса имеем:

*h*₀, *h*_{kt} – энтальпия перед турбиной и в конце процесса изоэнтропического расширения;

 h_k - энтальпия отработавшего пара; $\Delta h_0 = h_0 - h_{kt}$ - располагаемое теплопадение турбины; $\Delta h_0' = h_0 - h_{kt}'$ - располагаемое теплопадение проточной части турбины;

63

 $\Delta h = \Delta h_0 - \Delta h_0'$ - тепловые потери от дросселирования в клапанах Δh_κ и выпускном патрубке Δh_n ;

Относительный внутренний к.п.д. турбины определяется отношением Δh_i к Δh_0 , т.е.

$$\eta_{0i} = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_0}, \qquad (2.15)$$

Теоретическая мощность турбины N_0 , кВт, определяется уравнением

$$N_0 = G\Delta h_0 \,, \tag{2.16}$$

внутренняя мощность

$$N_{i} = G\Delta h_{i} = G\Delta h_{0}\eta_{0i} = N_{0}\eta_{0i} , \qquad (2.17)$$

где G - расход пара через турбину, кг/сек.

Эффективная мощность турбины (мощность на муфте)

$$N_e = N_i - \Delta N_{_{\mathcal{M}}}, \qquad (2.18)$$

где $\Delta N_{_{M}}$ - потеря мощности на преодоление механических сопротивлений в подшипниках, на привод масляного насоса и системы регулирования.



Рисунок 2.15 – *hs*- диаграмма теплового процесса расширения пара в турбине.

Механический к.п.д. определяется отношением эффективной мощности турбины к внутренней

$$\eta_{\scriptscriptstyle M} = \frac{N_e}{N_i},\tag{2.19}$$

откуда, имея в виду (2.17)

$$N_{e} = N_{i} \eta_{M} = N_{0} \eta_{0i} \eta_{M}.$$
 (2.20)

Отношение N_e к N_0 называется относительным эффективным к.п.д.:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \eta_{M} \eta_{0i} \,. \tag{2.21}$$

Отношение мощности на зажимах электрического генератора N_3 к эффективной мощности N_e называется *к.п.д.* электрического генератора:

$$\eta_{z} = \frac{N_{2}}{N_{e}}, \qquad (2.22)$$

откуда, имея в виду (2.20),

$$N_{\mathfrak{I}} = N_{\mathfrak{e}} \eta_{\mathfrak{e}} = N_0 \eta_{0i} \eta_{\mathfrak{M}} \eta_{\mathfrak{e}} \,. \tag{2.23}$$

Относительный электрический к.п.д.

$$\eta_{o9} = \frac{N_{9}}{N_{0}} = \eta_{M} \eta_{0i} \eta_{e} = \eta_{0e} \eta_{e}. \qquad (2.24)$$

Из определений относительных к.п.д., приведенных выше, следует, что они характеризуют меру совершенства преобразования энергии в машине и представляют собой отношения используемой мощности к теоретической.

Как известно, *термический* к.п.д. η_t характеризует термодинамическое совершенство цикла. Применительно к паротурбинной установке он представляет собой отношение располагаемой энергии турбины Δh_0 к теплу q_0 , подведенному к рабочему телу в котлоагрегате, т.е.

$$\eta_t = \frac{\Delta h_0}{q_0} \,. \tag{2.25}$$

Произведение термического к.п.д. на относительный внутренний к.п.д. называется абсолютным к.п.д. паротурбинной установки. Абсолютный к.п.д. характеризует экономичность преобразования энергии паротурбинной установки в целом.

Таким образом, вводится понятие абсолютного внутреннего к.п.д.

$$\eta_i = \eta_t \eta_{0i} \,. \tag{2.26}$$

Тогда абсолютный эффективный к.п.д.

$$\eta_e = \eta_i \eta_{0e} = \eta_i \eta_{\mathcal{M}}; \qquad (2.27)$$

абсолютный электрический к.п.д.

$$\eta_{\mathfrak{I}} = \eta_t \eta_{0\mathfrak{I}} = \eta_e \eta_{\mathfrak{I}} = \eta_i \eta_{\mathfrak{M}} \eta_{\mathfrak{I}} . \qquad (2.28)$$

Указанные выше к.п.д. сопоставим в виде таблицы

No	Название к п п	Относительный к п л	Абсолютный к п п
п/п	пазвание к.п.д.	Относительный к.п.д.	Абсолютный к.п.д.
1	Идеальной турбины	1	$\eta_t = rac{\Delta h_0}{q_0}$ (термический)
2	Внутренний	$\eta_{0i} = rac{\Delta h_i}{\Delta h_0}$	$\eta_i = rac{\Delta h_i}{h_0 - q} = \eta_i \eta_{0i}$
3	Эффективный	$\eta_{oe} = \eta_{0i} \eta_{M}$	$\eta_e = \eta_t \eta_{0e} = \eta_t \eta_{0i} \eta_{M} = \eta_i \eta_{M}$
4	Электрический	$\eta_{o9} = \eta_{0i} \eta_{M} \eta_{P}$	$\eta_{\mathfrak{I}} = \eta_{e}\eta_{e} = \eta_{t}\eta_{0i}\eta_{M}\eta_{e} = \eta_{i}\eta_{M}\eta_{e}$

Расход пара через турбину определяется из совместного решения уравнений (2.16) и (2.23)

$$G = \frac{N_{\psi}}{\Delta h_0 \eta_{0i} \eta_i \eta_{\tilde{a}}}.$$
 (2.29)

При определении ожидаемого расхода пара через турбину коэффициенты η_{0i} , η_{M} и η_{c} являются неизвестными и их следует предварительно принимать.

Коэффициент η_{0i} в зависимости от конструкции турбины, ее мощности, параметров свежего и отработавшего пара может колебаться в больших пределах от 0,76-0,78 до 0,83-0,86.

Ожидаемое значение относительного внутреннего к.п.д. турбины

$$\eta_{0i} = \frac{\eta_{0e}}{\eta_{\scriptscriptstyle M}},\tag{2.30}$$

где η_{0e} принимается по графику рисунок 2.16, а η_{M} - по рисунку 2.11.

Коэффициент η_{z} зависит от мощности генератора, числа оборотов и способа охлаждения. Для генераторов большой мощности (от 50 000 кВт и выше), при *n*=3000 об/мин, с водородным охлаждением можно принимать η_{z} =0,985. К.п.д. генератора небольшой мощности с воздушным охлаждением ориентировочно можно принимать по графику рисунок 2.17.



Рисунок 2.16 – Относительный эффективный к.п.д. турбины.



Рисунок 2.17 – Коэффициент полезного действия генераторов по данным завода «Электросила».



Рисунок 2.18 – Коэффициент полезного действия тихоходных генераторов и зубчатых передач.

У турбин небольшой мощности с числом оборотов 5000 об/мин и больше для снижения оборотов от турбины к генератору применяются зубчатые редукторы. Для таких турбин расход пара находится по формуле

$$G = \frac{N_{\circ}}{\Delta h_0 \eta_{0i} \eta_{\scriptscriptstyle M} \eta_{\scriptscriptstyle P} \eta_{\scriptscriptstyle c}}, \qquad (2.31)$$

где η_p - к.п.д. зубчатого редуктора, значения которого можно принимать по рисунку 2.18; значения η_2 в этом случае также принимаются по рисунку 2.18.

Удельный расход пара d_3 , кг/(квтч), находим по уравнению

$$d_{2} = \frac{3600G}{N_{2}}.$$
 (2.32)

3 УСТРОЙСТВО ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

3.1 Требования к устройству паровой турбины

Основными требованиями, предъявляемыми к устройству паровой турбины, являются:

- надежность, под которой понимают высокую механическую прочность ее деталей (рабочих лопаток, корпуса, ротора и т.д.), обеспечиваемую их правильным расчетом, выбором материалов, технологией изготовления и нормальной эксплуатацией;

- экономичность, обеспечивающая минимальный расход топлива на вырабатываемую энергию (тепло и электричество) при всех режимах работы;

- дешевизна изготовления, монтажа, наладки и ремонта;

- маневренность.

3.2 Материалы деталей турбин

В турбостроении основные детали изготавливают из чугуна, стали, сплавов и некоторых цветных металлов.

Чугуны. В зависимости от того, в каком состоянии находится углерод в чугуне: химически связанном (цементит Fe_2C) или свободном, в виде пластинок, шариков и т.д., различают следующие виды чугуна: белый, серый, ковкий и высокопрочный.

В сером чугуне углерод находится в основном в свободном состоянии в форме чешуек, которые в изломе имеют серый цвет (отсюда и название). Детали из серого чугуна очень хорошо льются, хорошо поддаются обработке резанием. Марки серого чугуна обозначаются буквами СЧ и последующими двумя двузначными числами через дефис; первая цифра указывает минимальное значение предела прочности на растяжение для этой марки в кгс/мм², вторая – на изгиб. Например, серый чугун марки СЧ 18-36 имеет предел прочности при растяжении 18 кгс/мм² ≈180 МПа, а при изгибе 36 кгс/мм² ≈360 МПа.

Основные марки серых чугунов, применяемых в турбостроении, и их основные свойства приведены в таблице 3.1.

	Предел прочности		
Марка	$\sigma_{\scriptscriptstyle B}$, МПа при		
чугуна	растя-	изгибе	Область применения
	жении		
СЧ 15-32	150	320	Корпусы ЦНД, выходные патруб-
			ки, корпусы подшипников, фун-
			даментные рамы
СЧ 18-36	180	360	Корпусы ЦНД, выходные патруб-
			ки, диафрагмы
СЧ 21-40	210	400	Корпусы ЦНД, выходные патруб-
			ки, диафрагмы, сопловые короб-
			ки, корпуса масляных насосов
СЧ 22-44	220	440	Диафрагмы, корпуса подшипни-
			ков
СЧ 28-48	280	480	Нагруженные детали, заменяю-
СЧ 32-52	320	520	щие стальное литье
СЧ 35-56	350	560	
СЧ 38-60	380	600	

Таблица 3.1 – Механические свойства серых чугунов и область их применения

Часто для измельчения графитовых чешуек, что повышает механические свойства чугуна, в него добавляют модификаторы (ферросилиций или его сплав с алюминием). Такой чугун называют *модифицированным*.
Применение серых чугунов ограничивается температурой 250 °С, модифицированных – температурой 300 °С. При больших температурах возникает явление *роста чугуна*: при длительном или периодическом действии высоких температур происходит распад цементита, содержащегося в чугуне, на железо и свободный углерод, суммарный объем которых больше, чем объем исходного цементита. В результате роста чугуна (иногда до 30 – 40 %) размеры детали сильно увеличиваются и происходит ее коробление. Сам же материал детали становится хрупким и непрочным. Для уменьшения роста чугуна в него добавляют присадки никеля.

Добавка к чугуну магния в количестве 0,04-0,06 % приводит к сфероидизации частиц графита, что резко улучшает механические свойства чугуна. Такой чугун называют *высокопрочным*.

Для обозначения марок высокопрочного чугуна используют буквы ВЧ и два числа, написанные через дефис. Первое число –минимально допустимое значение предела прочности при растяжении в кгс/мм², второе – минимальное относительное удлинение в процентах. Например, высокопрочный чугун ВЧ 45-2 имеет предел прочности при растяжении 45 кгс/мм² ≈ 450 МПа, а относительное удлинение при разрыве 2 %.

В таблице 3.2 представлены механические свойства высокопрочных чугунов, используемых для деталей паровых турбин.

73

Таблица 3.2 – Механические свойства высокопрочных чугунов и область их применения

Марка	σ _в ,	σ _s ,	δ,	Область применения
чугуна	МПа	ΜΠа	%	
ВЧ 45-0 ВЧ 50-1,5 ВЧ 60-2 ВЧ 45-5 ВЧ 40-10	450 500 600 450 400	360 380 420 330 300	- 1,5 2 5 10	Вкладыши опорных подшип- ников, направляющие втулки, уплотнительные кольца

Стали. Большинство деталей паровых турбин выполняют из *углеродистых* или *легированных* сталей.

Углеродистая сталь – сплав железа и углерода с содержанием последнего 0,05-1,7 %. В турбостроении используют только качественные конструкционные стали – стали, для которых завод-изготовитель гарантирует механические свойства и химический состав. Марка таких сталей обозначается числом, указывающим содержание углерода в сотых долях процента. Например, в стали 10 содержится 0,1 % углерода.

В таблице 3.3 приведены механические характеристики некоторых качественных сталей и область их применения.

Марка стали	σ _s , ΜΠа	σ _в , МПа	δ,	Область применения				
• Tunni	171114	IVIIIu	/0					
10	210	340	31					
15	230	380	27	листы для сварных корпусов				
20	250	420	25	ЦНД				
25	280	460	23					
30	300	500	21	Крепеж различного				
35	320	540	20	назначения				
40	340	580	19					

Таблица 3.3 – Свойства некоторых качественных углеродистых сталей и область их применения

Основные механические свойства литых качественных сталей приведены в таблице 3.4.

Марка	σ_{s} ,	σ _в ,	δ,	
стали	МПа	МПа	%	Область применения
15Л	200	400	240	
20Л	220	420	230	
25Л	240	450	190	
30Л	260	480	170	Корпуса паровых турбин, ар-
35Л	280	500	150	матура паропроводов, диа-
40Л	300	530	140	фрагмы, обоймы
45Л	320	550	120	
50Л	340	580	110	
55Л	350	600	100	

Таблица 3.4 – Механические свойства литых качественных углеродистых сталей

Для улучшения качества стали в нее вводят в большем или меньшем количестве *легирующие элементы*: хром, молибден, ванадий, вольфрам, кобальт, ниобий, титан и другие.

Легирующие элементы изменяют свойства сталей, образуя материалы с механическими свойствами, значительно превосходящими характеристики углеродистых сталей.

Для расшифровки состава легированных сталей пользуются системой специальных обозначений: сначала цифрами указывают содержание в стали углерода (одна цифра – в десятых долях, две цифры – в сотых долях процента), а затем по порядку записывают буквы русского алфавита, которыми обозначают соответствующие легирующие элементы, а после каждой из них – процентное содержание легирующего элемента. Если содержание легирующего элемента менее 1 %, цифры опускаются. Легирующие элементы обозначают следующими буквами:

Хром	Х,	Алюминий	Ю,
Молибден	М,	Медь	Д,
Ванадий	Ф,	Ниобий	Б,
Никель	Н,	Кобальт	К,
Титан	Τ,	Бор	Р.
Вольфрам	В,		

Например, в стали 15Х12ВНМФ содержится 0,15 % углерода, 12 % хрома и до 1 % каждого из элементов: вольфрама, никеля, молибдена и ванадия, остальное железо.

Если в обозначении стали употреблены сочетания букв ЭИ и ЭП, то это означает электросталь исследовательская или пробная.

В таблице 3.5 представлены механические свойства некоторых наиболее употребительных легированных сталей и область их применения.

Титановые сплавы. Перспективным материалом для изготовления рабочих лопаток паровых турбин являются титановые сплавы, имеющие плотность 450 кг/м³, что почти вдвое меньше плотности сталей. Вместе с тем, его прочность (σ_S и σ_B) находится на уровне прочности сталей. Поэтому его применение для изготовления рабочих лопаток последних ступеней позволяет увеличить их длину, площадь выхода пара и единичную мощность турбоагрегата.

Декремент колебания 7, Область применення Область	2,0 Рабочие лопатки, бандажные 1,5 ленты, скрепляющие проволо-	2,0 Рабочие лопатки 1,5	1,4 Рабочие лопатки, диафрагмы, 0,7 крепеж, заклепки хвостовых	0,2 Рабочие лопатки газовых тур-	оин Валы, диски, штоки клапанов	— Цельнокованые роторы — — —		 Корпуса турбин, корпуса стопорных и регулирующих кла- 	—————————————————————————————————————	
Коэфициент теплопронод- ности λ, Вт/(м·К)	25,1 28,1	22,2 26,4	24,7 26,8	23,0	40,6	40,6 36,0 35,6 29,7	40,6 37,7	49,0 28,1	49,0 26,4	32,3 23,8
∝•10е, 1/К лянейного Коэффициент	10,1 11,4	$10,1\\11,4$	9,7 11,2	16,3	12,3	10,9 13,7 10,6 10,6	12,3 10,8	10,9 13,7	10,0 13,6	12,4 14,0
Предел для- тельной проч- ности од., 33 10 ⁵ ч, МПЗ	330	330	280	170		220—260 210		6065	100	130
Молуль упру- МПа МПа	22 19	22 19	22 18	15	22	21 2	22 21	21	20 17	22 18
Относительное удлинение в, %	22 16	21 16	15	921	1722	$19 \\ 18 \\ 12 - 18 \\ 15 - 20$	14	12-28 24	1424 1221	22 18
Предел проч. Иледел проч.	610 500	720 530	890 580	600-750	620-720	$740 \\ 540 \\ 700 \\ 800 \\ 480 \\ 580 \\$	650 830	480—560 340	500690 320470	550 <u>-600</u> 310
-үнэт гэдэдП вПМ _{'2} ° нтээр	410 370	520 400	750 530	390-490	430-520	$\begin{array}{c} 570 \\ 460 \\ 600 \\ 700 \\ 460 \\ -560 \end{array}$	480 680—85 0	310 - 400 260	320—480 220—390	350 240
Температура, •С	20 400	400 400	500 500	650	20	500 500 500 500	20 20	20 550	20 550	20 540
Марка стали	1X13	2X13	15X12BMФ (ЭИ-802)	X15H35B3T	34XMA	20Х1М1 (Р2, Р2М) 20Х3ВМФ (ЭИ-415)	34XM1A 34XH3MA	20XM.T	20XMФ.Л	15Х1М1ФЛ

Таблица 3.5 - Основные свойства некоторых легированных сталей и область их применения

На ряде турбин ЛМЗ для изучения поведения титановых сплавов в эксплуатационных условиях установлены титановые лопатки последних ступеней. В этих сплавах имеется добавка алюминия в количестве 3,5-4,5 %. Примерные механические характеристики этих сплавов следующие: σ_S =710-750 МПа, σ_B =780-860 МПа, δ =12-14 %. К настоящему времени эти лопатки наработали несколько десятков тысяч часов.

Цветные металлы. Наиболее распространенными цветными металлами в турбостроении являются латуни, бронзы, баббиты и серебряный припой.

3.3 Основные элементы (детали) паровой турбины

Турбина состоит из следующих основных частей:

- корпуса (цилиндра) с направляющими (сопловыми) аппаратами, обоймами, диафрагмами и уплотнениями;

- ротора;

- подшипников;

- соединительных муфт;

- валоповоротного устройства;

- системы смазки, регулирования и защиты.

Вращающейся частью ПТ является ротор. Неподвижную часть ПТ называют статором. Корпус турбины часто называют цилиндром.

3.3.1 Фундамент турбоагрегата

Современный мощный конденсационный турбоагрегат обычно состоит из многоцилиндровой турбины и электрического генератора, роторы которых после сборки муфт представляют единое целое. Ротор турбоагрегата вращается в нескольких подшипниках, связанных с корпусами турбины. Турбоагрегат устанавливают на специальный фундамент.

Фундамент (рисунок 3.1) состоит из верхней и нижней плит, связанных вертикальными колоннами. Верхняя плита состоит из продольных и поперечных балок (ригелей) и служит для установки на ней турбоагрегата. Нижняя плита, являющаяся мощной бетонной конструкцией, препятствует неодинаковой осадке отдельных колонн и, следовательно, неравномерному смещению опор турбоагрегата.

Помещение между верхней и нижней плитами называется конденсационным и используется для размещения конденсатора и вспомогательного оборудования: масляного бака, маслоохладителей и масляных насосов, сетевых и регенеративных подогревателей, конденсатных насосов и т.д.

В рабочих условиях на фундамент турбоагрегата действуют весьма значительные силы. Он воспринимает вес оборудования, установленного на нем, который достигает нескольких тысяч тонн.

Например, масса турбоагрегатов мощностью 500, 800 и 1200 МВт составляет соответственно 3027, 3475 и 5413 тонн.

Каждый из цилиндров турбины устанавливается на двух продольных шпонках, обеспечивающих совпадение вертикальных плоскостей всех цилиндров. Вдоль этих шпонок они свободно расширяются. Для обеспечения не только свободного, но и строго определенного расширения при прогреве турбины устанавливают поперечные шпонки, обеспечивающие расширение корпуса относительно оси.

Пересечение осей продольных и поперечных шпонок образует фикс-пункты («мертвые точки») турбоагрегата по отношению к фундаменту (рисунок 3.1).

Как правило, вторые и третьи цилиндры низкого давления имеют свои фикспункты.

Обычно фикс-пункты размещаются в зоне конденсатора турбины, с целью уменьшения его перемещения, а значит и усилия от его веса на корпус турбины.



1 – верхняя фундаментная плита; 2 – колонны; 3 – нижняя фундаментная плита; 4 – ригели; 5 – пазы под продольные шпонки; 6 – фундаментная рама переднего подшипника; 7 – фундаментная рама среднего подшипника; 8 – фундаментные рамы опор конденсатора; 9 – пазы под поперечные шпонки; 10 – фундаментные рамы опор ЦНД; 11 – фундаментные рамы опор генератора; 12 – фундаментная рама аппарата щеткодержателей; Φ – фикспункт турбины.

Рисунок 3.1 – Фундамент турбоагрегата К-300-240 ХТГЗ.

3.3.2 Статор турбины

К статору турбину относятся корпус, обоймы для установки и крепления диафрагм и диафрагмы.

Корпус турбины находится под действием большой разности давлений, достигающей более 10 МПа. При этом корпус должен сохранять достаточную жесткость для исключения задеваний, т.к. зазоры между ротором и статором малы, и плотность горизонтального разъема в течение всего срока эксплуатации или хотя бы между двумя капитальными ремонтами (3-4 года).

Пропаривание разъемов приводит к недовыработке электроэнергии, необходимости восполнения потерь пара конденсатом и повышенной влажности в машинном зале, что ухудшает условия труда персонала.

Особенно важна плотность фланцевых соединений турбин АЭС, работающих радиоактивным паром. Ползучесть металла корпусов, работающих при высоких параметрах пара, приводит к короблению фланцевого разъема и необходимости трудоемких работ по его шабровке, а металла шпилек и болтов к уменьшению напряжений в них, а значит, к уменьшению силы затяжки, что вызывает пропаривание разъема.

Ползучесть диафрагм под действием перепада давлений вызывает остаточный прогиб, выборку осевых зазоров и возможные задевания.

При пусках турбин в толстых стенках корпуса и широких фланцах возникают большие температурные напряжения, что приводит к термической усталости и появлению трещин в корпусах турбин.

Корпуса ЦВД (цилиндров высокого давления) современных ПТ работают при высоких и сверхвысоких параметрах пара, что вызывает усложнение конструкции паровпуска, концевых и диафрагменных уплотнений, увеличение толщины стенок и фланцев.

На рисунке 3.2 изображен одностенный корпус ЦВД с давлением паровпуска 10 МПа. Давление по ходу пара (справа налево) уменьшается, что позволяет уменьшить толщину стенки части корпуса почти в 2 раза.

Корпус состоит из двух частей: нижней 2 и крышки 3. Нижний 9 и верхний 7 фланцы стягиваются шпильками. Нижняя половина корпуса лапами 31 укладывается на шпонки. Площадки 11 служат для установки вертикальных шпонок 6. К торцам корпуса 12 присоединяются дополнительные отсеки уплотнений.

Пар подводится через два верхних 4 и два боковых 1 регулирующих клапана и направляется к четырем сопловым коробкам 5, вваренным в корпус. В проточки 15 сопловых коробок устанавливается сопловый аппарат первой ступени. Пар из корпуса отводится двумя выходными патрубками 20, расположенными в нижней половине корпуса.

В нижней половине корпуса выполняют патрубки отбора пара для подогрева питательной воды. Положение патрубка 18 первого отбора вполне определяется заданной температурой питательной воды, поступающей в экономайзер. Так как первый по ходу пара отбор питает последний по ходу питательной воды ПВД, то отбор выполняется при давлении, которому соответствует температура насыщения, близкая к температуре максимального подогрева питательной воды. На рисунке 3.2 изображены два регенеративных отбора: второй отбор 21 выполнен в нижней половине корпуса между двумя выходными патрубками.



Рисунок 3.2 – Одностенный корпус ЦВД.

На внутренней поверхности корпуса выполняются расточки 13 и 14, в которых фиксируются обоймы для крепления сегментов уплотнений и диафрагм. Патрубки 16, 17 и 22 служат для отсоса пара из уплотнений.

Каждая сопловая коробка 5 крепится в корпусе таким образом, чтобы обеспечить ее свободное, но вполне направленное тепловое расширение. Сопловая коробка вваривается своим подводящим патрубком в корпус, и от места сварки происходят ее свободные тепловые расширения. С помощью двух окружных шпонок 10, установленных по краям сопловой коробки, обеспечивается ее свободное расширение в плоскости, строго совпадающей с осью патрубка сопловой коробки. Этим исключаются дополнительные напряжения в сварном шве в месте приварки сопловой коробки. На каждой сопловой коробке строго на оси патрубка вдоль нее устанавливается вторая шпонка 32. Таким образом, ось патрубка оказывается зафиксированной по отношению к корпусу, и вдоль этой оси и перпендикулярно ей происходят тепловые расширения сопловой коробки.

Весьма ответственным элементом корпуса ЦВД является фланцевое соединение. Именно с ним связано наибольшее количество неполадок.

Внутреннее давление пара не только стремится разорвать корпус, но и оторвать крышку корпуса от нижней половины. Этому препятствуют шпильки или болты фланцевого соединения. Сила затяжки шпилек должна быть значительно больше силы отрыва, для чего шпильки располагаются как можно ближе друг к другу. Размер шпильки достигает следующих величин: диаметр до 160 мм, длина до 1000 см, вес до 100 кг.

При давлениях свежего пара $p_0 \ge 15$ МПа толщина стенок, фланцев и размеры крепежа одностенного ЦВД стано-

вятся нетехнологичными, а эксплуатационные качества турбины резко ухудшаются. Для турбин на такие давления пара целесообразна двухстенная конструкция, имеющая ряд преимуществ: разность давлений пара, поступающего в корпус, и атмосферы распределяется между двумя корпусами, поэтому каждый из корпусов выполняется с более тонкой стенкой и меньшими фланцами. Это облегчает работу крепежа и улучшает маневренные качества турбины. Кроме того, пар высокой температуры находится внутри паровпускной части внутреннего корпуса. Это позволяет выполнять из жаропрочного и дорогого металла только внутренний корпус, а наружный – из более дешевого.

Конструктивные особенности корпуса цилиндра среднего давления (ЦСД) связаны с большими объемами пара (по сравнению с ЦВД), поступающими в цилиндр, т.к. давление на входе находится в пределах 3-4 МПа. Это требует увеличения размеров корпуса, паровпускных патрубков и необходимость дополнительных вертикальных разъемов.

Одним из самых ответственных элементов корпуса ЦСД является паровпуск, через который поступает пар после промперегрева с температурой 500-565 °С.

Основная конструктивная особенность корпуса цилиндра низкого давления (ЦНД) состоит в его больших размерах, вызванных стремлением получить максимальную мощность при малых потерях с выходной скоростью.

Корпуса ЦНД обычно выполняют из отдельных сварных элементов, соединяемых с помощью вертикальных и горизонтальных фланцевых разъемов, т.к. из-за больших габаритов и сложности формы выполнить литье невозможно.

В верхних половинах выхлопных патрубков устанавливаются атмосферные клапаны, автоматически открывающиеся при повышении давления внутри корпуса выше атмосферного. Корпуса ЦНД работают под вакуумом, поэтому основной нагрузкой, действующей на них, является атмосферное давление. Тем не менее, из-за большой поверхности корпуса эта нагрузка довольно велика.

Для корпусов ЦНД очень важна также плотность фланцевых соединений, т.к. через неплотности внутрь цилиндра и затем в конденсатор попадает воздух, что приводит к ухудшению вакуума и конденсации пара, а значит, уменьшению теплоперепада на турбине и, соответственно, мощности и экономичности.

Для размещения сопловых (направляющих) лопаток, образующих сопловые каналы и обеспечивающих эффективный вход пара на рабочие лопатки служат диафрагмы, принципиальное устройство которой изображено на рисунке 3.3. Диафрагма играет роль корпуса для сопловых лопаток.



1, 6 – тело диафрагмы; 2, 5 – обод; 3 – сопловые лопатки; 4 – лапки подвески диафрагмы в корпусе; 7 - продольная шпонка; 8 – шпонка; 9 – положение диафрагмы в расточке корпуса.

Рисунок 3.3 – Принципиальное устройство диафрагмы.

В современных мощных турбинах используют два типа диафрагм: литые и сварные.

К материалу сопловых лопаток и в целом всей диафрагмы предъявляются строгие требования: он должен обладать высокой прочностью, сопротивлением ползучести, коррозии и эрозии.

Диафрагмы паровой турбины устанавливаются либо непосредственно в корпусе, либо в обоймах, объединяющих несколько диафрагм.

Применение обойм дает ряд преимуществ: пространство между соседними обоймами используется для размещения патрубков отбора пара на регенеративный подогрев питательной воды, что способствует уменьшению осевого размера турбины. Тепловые деформации и коробления корпуса, возникающие при переходных режимах слабее сказываются на зазорах и уплотнениях.

Сборка цилиндра турбины при обойменной конструкции проще.

3.3.3 Ротор турбины

Ротором турбины называют ее вращающуюся часть: вал, диски, рабочие лопатки и вспомогательные детали, обеспечивающие его сборку и работу. Он является самым нагруженным ее узлом. Рабочие лопатки вместе с направляющими образуют проточную часть.

Ротор турбины вращается с большой частотой, поэтому возникающие центробежные силы стремятся его разорвать, особенно при сбросах нагрузки, т.к. напряжения от центробежных сил пропорциональны квадрату частоты вращения. Полезная мощность в турбине, накапливаясь от ступени к ступени, достигает на муфте генератора максимального значения.

Окружные силы, действующие на рабочие лопатки, «скручивают» ротор, т.к. в генераторе возникают силы, препятствующие свободному вращению ротора. Особенно опасно напряжение кручения при коротком замыкании в генераторе, когда оно увеличивается в 4-6 раз.

Роторы ЦВД и ЦСД работают длительное время при повышенных температурах (до 540 °C) и высоких напряжениях от центробежных сил, что вызывает явление ползучести.

Условия работы роторов усложняются вибрацией и температурными напряжениями, возникающими от неравномерного прогрева ротора при пуске, от снижения температуры свежего пара, изменения нагрузки и.т.д.

Особенностью роторов ЦНД являются большие размеры, обусловленные необходимостью увеличения мощности турбины, снижения потерь с выходной скоростью и уменьшения числа выходящих потоков пара. К примеру, средний диаметр последней ступени турбины К-800-240-2 равен 2,46 м, высота лопатки 0,96 м.

Поскольку металлургическая и металлообрабатывающая промышленность в настоящее время не могут получить поковку таких размеров, то роторы ЦНД выполняют *сборными* (с насадными дисками) или *сварными*.

Сборный ротор представляет собой вал с насаженными на него (с натягом) дисками с рабочими лопатками. Для гарантии передачи крутящего момента между диском и валом устанавливают шпонку (рисунок 3.4).

Роторы крупных турбин выполняют с центральным отверстием, т.к. на оси слитка качество металла низкое.



I – шейка для посадки полумуфты; 2 – шейка вала под вкладыш подшипника; 3 – торцевая шпонка; 4 - балансировочные грузы; 5 – насадные диски; 6 – осевые шпонки.

Рисунок 3.4 – Сборный ротор двухпоточного ЦНД.



Рисунок 3.5 – Сварной ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТГЗ.

Сварные роторы (рисунок 3.5) изготавливают из отдельных поковок с последующей сваркой кольцевыми швами. Сварные роторы имеют ряд преимуществ перед сборными: отсутствует посадка диска на вал, что исключает проблему снятия дисков при ремонте роторов; диск не имеет центрального отверстия, что повышает его прочность. Все это исключает необходимость применения ступицы, профиль дисков выполняют с плавно изменяющейся толщиной, что обеспечивает неизменные напряжения по радиусу. Осевые размеры ступеней при такой конструкции ротора оказываются меньшими, а ротор – короче, что увеличивает жесткость ротора и снижает расход металла. Основной трудностью при изготовлении таких роторов является сварка, качество которой должно быть очень высоким.

Использование насадных деталей (дисков), работающих в условиях высоких температур и явление ползучести недопустимо в связи с последующим по времени ослаблением посадки.

Поэтому все турбостроительные заводы выполняют роторы ЦВД *цельноковаными* (рисунок 3.6), т.е. диски турбины отковываются заодно с валом, что значительно повышает надежность ротора в связи с отсутствием посадки и сварки.

Правда, технологические требования к процессам получения слитка и последующей механической обработки ограничивают максимальный диаметр ротора до 1,2 м.

Условия работы роторов ЦСД турбин с промежуточным перегревом пара в зоне паровпуска напоминают условия работы в ЦВД, а в зоне выхода пара – первых ступеней ЦНД. Удельный объем пара, поступающего в ЦСД велик по сравнению с ЦВД и при дальнейшем расширении (работе) пара размеры ступеней (дисков) значительно увеличиваются и изготовить их заодно с валом невозможно. В то же время температура пара в проточной части снижается.





Поэтому для ЦСД применяют комбинированные роторы, т.е. в области паровпуска он выполняется цельнокованым, а в области выхода пара из ЦСД - сборным (с насадными дисками).

3.3.4 Валы паровых турбин

В материале вала турбины возникают напряжения:

- от изгиба под действием веса вала и дисков;

- от скручивания вала под действием вращающего момента, передаваемого от вала турбины валу генератора;

- от неравномерного распределения осевого усилия ротора на рабочие колодки упорного подшипника;

- при коротком замыкании в генераторе.

При расчете вала на прочность проверяются его наиболее опасные сечения, в которых:

- изгибающий момент наибольший;

- крутящий момент наибольший (на муфте между турбиной и генератором), а также сечение вала под упорным диском.

Кроме того, проводится проверка на прочность при возможном коротком замыкании в генераторе.

Несмотря на тщательность изготовления вала и дисков и их раздельную балансировку перед заводской сборкой, не удается добиться полного совпадения центра тяжести ротора с геометрической осью вала (для сборных роторов).

Собранный ротор всегда имеет некоторый небаланс, т.е. несовпадение центра тяжести с осью вала. Расстояние между центром тяжести и осью вала называется эксцентриситетом (е). При наличии небольшого эксцентриситета во время вращения появляется центробежная сила тем большая, чем выше число оборотов вала.



Рисунок 3.7 – Положение центра тяжести вала в зависимости от его числа оборотов.

Под действием центробежной силы возникает прогиб вала и появляются биения (вибрации).

Рассмотрим условия работы вала, имеющего некоторый небаланс, определяемый эксцентриситетом *е* (рисунок 3.7).

Центр тяжести вала S отстоит от его оси вращения на величину е. Чтобы не учитывать при вращении вала прогиб от собственного веса, расположим его вертикально (рисунок 3.7, а).

Центробежную силу, действующую на вал при его вращении (рисунок 3.7, б), определяют по формуле

$$C = m(y+e)\omega^2, \qquad (3.1)$$

где *ω* - угловая скорость вращения вала, 1/сек;

- *т* масса вала, кг;
- *у* прогиб вала, см.

Возникающая центробежная сила от небаланса уравновешивается упругой силой вала

$$P = \alpha y, \qquad (3.2)$$

где α - сила, вызывающая прогиб вала, равный 1 см, и зависящая от жесткости вала, его длины, распределения нагрузки и способа закрепления его концов.

Условие равновесия сил С и Р выражается уравнением

$$m(y+e)\omega^2 = \alpha y. \qquad (3.3)$$

Из этого уравнения находим прогиб вала

$$y = \frac{me\omega^2}{\alpha - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{\alpha}{m\omega^2} - 1}.$$
 (3.4)

Из формулы (3.4) следует, что каждому значению ω соответствует вполне определенная величина *у*, например,

при $\frac{\alpha}{m\omega^2} = 1, y = \infty$. Угловая скорость вала при $m\omega^2 = \alpha$ называется критической скоростью и определяется по формуле

$$\omega_{\kappa p} = \sqrt{\frac{\alpha}{m}} \,. \tag{3.5}$$

Число оборотов ротора, численно равное собственной частоте его поперечных колебаний, называют *критическим* и обозначают $n_{\kappa p}$.

Так как $\omega_{\kappa p} = \frac{\pi n_{\kappa p}}{30}$, то из формулы (3.5) можно по-

лучить критическое число оборотов вала

$$n_{\kappa p} = \frac{30}{\pi} \omega_{\kappa p} = 9,55 \sqrt{\frac{\alpha}{m}} . \qquad (3.6)$$

Таким образом, при критическом числе оборотов вала прогиб его теоретически стремится к бесконечности и ра-

бота турбины при $n_{\kappa p}$ недопустима. Чтобы обеспечить надежную работу вала, его рабочее число оборотов не должно совпадать с критическим, т.е. с частотой собственных поперечных колебаний. При удалении числа оборотов «n» на 15-20 % от $n_{\kappa p}$, как показывает опыт эксплуатации, турбина уже работает вполне удовлетворительно.

Валы, у которых рабочее число оборотов больше критического, называют *гибкими*. Валы, имеющие рабочее число оборотов меньше критического, называют *жесткими*. При пуске турбины с гибким валом критическое число оборотов следует проходить быстро с тем, чтобы избежать чрезмерной вибрации и возможных повреждений (в первую очередь аварийного износа опорных подшипников).

Характерной особенностью критического числа оборотов вала является то обстоятельство, что при указанном на чертеже (рисунок 3.7, в) крайнем положении искривленной оси вала эксцентриситет е располагается перпендикулярно к плоскости чертежа, т.е. центр тяжести вала проектируется в точку *S*.

Теория и опыт показывают, что при $n > n_{\kappa p}$ (рисунок 3.7, г) центр тяжести вала (точка *S*) располагается между пунктирной и искривленной осями вала.

В этом случае уравнение равновесия сил C и P имеет вид

$$m(y-e)\omega^2 - \alpha y = 0, \qquad (3.7)$$

откуда

$$y = \frac{me\omega^2}{m\omega^2 - \alpha} = \frac{e}{1 - \frac{\alpha}{m\omega^2}}.$$
 (3.8)

Согласно (3.5) имеем $\alpha / m = \omega_{\kappa p}^2$, следовательно, вместо (3.8) можно написать:

$$y = \frac{e}{1 - \frac{\omega_{\kappa p}^2}{\omega^2}}.$$
 (3.8a)

Из этого выражения видно, что с увеличением ω величина *у* уменьшается по сравнению с прогибом при критическом числе оборотов. Это обстоятельство как раз и позволяет применять гибкие валы. Например, при $\omega = \omega_{\kappa p}$ $y = \infty$, а при $\omega = \infty$ y = e, т.е. при бесконечно большом числе оборотов вала, центр его тяжести (точка *S* на рисунке 3.7,д) совпадает с осью вращения.

Приведенные выводы и рассуждения остаются в силе и для вала с насаженными на него дисками, т.е. для роторов турбины.

Из формул (3.4) и (3.8) видно, что величина прогиба зависит также и от *е*, поэтому при балансировке ротора всегда следует стремиться к получению минимальной величины *е*.

При горизонтальном расположении вала (рисунок 3.7,е) под действием его веса и веса дисков даже в состоянии покоя имеется статический прогиб f_0 . Таким образом, ось ротора всегда несколько искривлена. Следовательно, при вращении ротора вал прогнется вследствие небаланса еще на дополнительную величину *у* и будет колебаться относительно линии статического прогиба вала (рисунок 3.7,е). Величину статического прогиба определяют по формуле

$$f_0 = \frac{G_0}{\alpha},\tag{3.9}$$

где G_0 масса вала или ротора.

Прогиб f_0 зависит от жесткости ротора, расстояния между опорами и распределения нагрузки.

Для вала, свободно лежащего на двух опорах с нагрузкой посередине, прогиб его в точке приложения силы равен

$$f_0 = \frac{G_0 \ell^3}{48EI},$$
 (3.10)

для вала с заделанными концами и нагрузкой посередине

$$f_0 = \frac{G_0 \ell^3}{192 E I},$$
 (3.11)

где
$$\ell$$
 - расстояние между опорами вала;
E - модуль упругости металла, н/м²;
 $I = \frac{\pi d^4}{64}$ - момент инерции сечения вала,
 d - диаметр вала.

3.3.5 Рабочие лопатки

Рабочие лопатки являются одним из самых ответственных элементов турбины. Установленные на диске или непосредственно на роторе, они образуют рабочие каналы, в которых происходит преобразование потенциальной и кинетической энергии потока пара в механическую энергию вращения ротора. От качества выполнения рабочих лопаток и сборки на диске в значительной степени зависит надежность и к.п.д. ступени и всей турбины.

Поломка лопаток влечет немедленную остановку турбины или ее аварию, а в тяжелых случаях – частичное или полное разрушение турбины. Поэтому к надежности лопаток предъявляются исключительно высокие требования.

Условия работы турбинных лопаток очень тяжелы. При протекании пара в межлопаточных каналах появляются полезные силы, создающие крутящий момент на валу турбины. Эти силы изгибают лопатку в плоскости диска в направлении вращения. При значительной степени реакции, когда разность давлений перед и за рабочей решеткой велика, лопатка изгибается и в плоскости оси турбины.

Очень важно, что эти изгибающие силы являются переменными во времени. Действительно, вращающаяся лопатка проходит перед сопловыми каналами, из которых выходят струи пара, которые на границе между соплами, образуемой выходными кромками, имеют пониженную скорость (в так называемом кромочном следе). Кроме того, из-за естественных технологических отклонений в размерах каналов кинетическая энергия выходящих струй разных сопл будет различной. Поэтому на рабочие лопатки будет действовать переменная сила, вызывающая их вибрацию.

При вибрации лопатка способна выдержать лишь ограниченное число колебаний, после чего в наиболее напряженном месте лопатки появляется *усталостная трещина*, размеры которой сравнительно медленно увеличиваются до определенного значения с последующим внезапным отрывом лопатки.

При отрыве лопатки, особенно в последних ступенях, происходит разбалансировка ротора и может возникнуть

настолько интенсивная его вибрация, что турбину придется остановить аварийно. В практике эксплуатации бывали случаи, когда отрыв лопаток приводил к полному разрушению цилиндра.

Рабочие лопатки вращаются с очень большой окружной скоростью, так как частота вращения и радиус установки лопаток велики. Это вызывает большие центробежные силы, стремящиеся оторвать лопатку. Особенно сильно ослабляется сопротивление лопатки отрыву в случае возникновения в ней даже малых усталостных трещин.

Лопатки первых ступеней ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом) работают при высоких температурах, вызывающих в материале явление *ползучести*.

При ползучести лопатка медленно удлиняется, а радиальные зазоры уменьшаются вплоть до появления задеваний. Иногда удлинение лопатки происходит очень медленно, но зато, спустя значительное время, в наиболее нагруженном месте лопатки появляется *трещина длительной прочности* с такими же возможными последствиями, как и от усталостной трещины.

Лопатки последних ступеней турбин ТЭС и АЭС работают влажным паром, вызывающим их эрозию. Агрессивные компоненты, содержащиеся в паре, вызывают коррозию.

На рисунке 3.8 показана конструкция простейшей рабочей лопатки. Ее основным элементом является *перо*, или рабочая часть, имеющая профиль сечения, который обеспечивает минимальные потери энергии при обтекании потоком пара, выходящего из соплового аппарата.



1 – шип; 2 – рабочая часть (перо); 3 – бандажная лента; 4 – хвостовик.

Рисунок 3.8 – Конструкция простейшей лопатки.

Рабочая часть выполняется заодно с хвостовиком, посредством которого лопатка крепится на диске. На торцевой поверхности рабочей части лопатки фрезеруется *шип* круглого или прямоугольного сечения. На группу из нескольких лопаток надевается бандаж с отверстиями, шаг и размеры которых отвечают шагу и размерам шипов на лопатках, установленных на диске. После установки бандажа шипы расклепывают и, таким образом, лопатки оказываются объединенными на диске в *пакеты*. Это повышает их сопротивление усталости и позволяет организовать уплотнение на периферии ступени.

Конструктивное выполнение рабочей части лопатки зависит от ее длины, точнее, от отношения среднего диаметра ступени к ее длине.

Короткие лопатки, т.е. лопатки с большим отношением d / ℓ (обычно $d / \ell > 10$), выполняют постоянным по высоте профилем. В особенно тяжелых условиях работают лопатки парциальных ступеней, в которых переменная составляющая нагрузки очень велика, так как на лопатку действует полная нагрузка при ее прохождении перед соплами и не действует никакая нагрузка при прохождении лопатки вне дуги подвода пара. Поэтому *рабочие лопатки регулирующей ступени всегда выполняют с большей хордой*, чем лопатки последующих ступеней.

Длинные лопатки выполняют закрученными и с уменьшающейся площадью поперечного сечения от корня к вершине. Чем меньше отношение d / ℓ , тем сильнее изменяются треугольники скоростей по высоте лопатки и тем сильнее приходится закручивать лопатку для обеспечения экономичной работы ступени. Одновременно при этом необходимо уменьшать площадь сечения лопатки от корня к вершине для уменьшения действующей на лопатку центробежной силы. На рисунке 3.9 показаны фотографии лопаток последних ступеней, иллюстрирующие закрутку и уменьшение площади сечения лопатки к вершине.

Поверхность лопатки тщательно обрабатывается по высокому классу чистоты, что необходимо для обеспечения высокой экономичности (при шероховатых стенках каналов растут потери на трение) и для повышения усталостной прочности лопатки, которая сильно снижается при наличии рисок и царапин на поверхности.

Лопатки последних ступеней подвержены действию крупных капель влаги, срывающихся со стоящей впереди сопловой решетки и вызывающих эрозию входных кромок верхней части лопатки. Для уменьшения эрозии в этих местах лопатки по ее спинке выполняют защиту установкой пластин из стеллита, содержащего 60-65 % кобальта, 25-28 % хрома, 4-5 % вольфрама, а также кремний, углерод и железо.



а – лопатка ЛМЗ длиной 960 мм на n=50 1/с; δ - лопатка ТМЗ длиной 940 мм на n=50 1/с; *в* – лопатка ЛМЗ из титанового сплава длиной 1200 мм на n=50 1/с; *г* – лопатка швейцарской турбины длиной около 1 м на n=50 1/с; δ – лопатка ХТГЗ длиной 1450 мм на n=25 1/с; *е* – лопатка американской турбины длиной 1320 мм на n=30 1/с.

Рисунок 3.9 – Примеры лопаток последних ступеней мощных паровых турбин.

Одним из ответственных элементов лопатки является ее *хвостовик*. Именно он воспринимает все нагрузки, действующие на лопатку, и передает их диску. Хвостовые соединения должны быть легкими, так как центробежные силы, действующие на них в дальнейшем передаются на диск, но в то же время и надежными. Основным фактором, определяющим выбор типа хвостового соединения, является нагрузка, воспринимаемая хвостовиком.



а – хвостовое рабочее соединение; *б* – колодец для заводки лопаток; *в* – крепление замковой лопатки заклепкой; *г* – разгиб щеки диска центробежной силой лопатки.

Рисунок 3.10 – Рабочая лопатка с Т-образным хвостовиком.

Простым и достаточно надежным для лопаток небольшой длины является Т-образный хвостовик, широко применяемый ЛМЗ и ТМЗ (рисунок 3.10, а).

Для установки лопаток на диск в его ободе выполняют паз по форме, соответствующей профилю хвостовика. Для заводки лопаток на двух противоположных сторонах обода диска делают вырезы (рисунок 3.10, б) так, чтобы лопатку можно было завести в паз и продвинуть по окружности вдоль него. После установки всех лопаток устанавливают замковые лопатки (рисунок 3.10, в), которые крепят к ободу заклепками.

Типы лопаточных хвостовиков представлены на рисунке 3.11.



а, б – простейший грибовидный хвостовик с хвостовым и замковым соединением соответственно; в - вильчатый хвостовик; 1 – хвостовик лопатки; 2 – гребень диска; 3 – заклепка; г, д – зубчиковый хвостовик с хвостовым и замковым соединением соответственно.

Рисунок 3.11 – Типы лопаточных хвостовиков.

Хвостовые соединения трех последних ступеней турбины К-300-240 ЛМЗ показаны на рисунке 3.11. Лопатка последней ступени имеет длину 960 мм и удерживается мощным вильчатым хвостом.



а – III ступень ЦНД; *б* – IV ступень ЦНД; *в* - последняя ступень ЦНД.

Рисунок 3.12 – Хвостовые соединения длинных лопаток турбины К-300-240 ЛМЗ.

Важными элементами облопачивания являются бандажи и проволочные связи, основное назначение которых состоит в уменьшении вибрации.

Для ступеней ЦВД применяют ленточные бандажи. Группа лопаток, перевязанных бандажом, называется пакетом. Обычно пакет состоит из 6-14 лопаток.

На рисунке 3.13 приведена конструкция пакета, применяемого XTГ3.

Для лопаток большой длины наряду с ленточным бандажом часто применяют проволочные связи (рисунок 3.14). Проволоки располагают в отверстиях лопаток и припаивают к последним серебряным припоем. Установка проволочной связи позволяет ликвидировать некоторые опасные виды колебаний.

Часто проволоки не припаивают к лопаткам, а свободно пропускают через отверстия, применяя какие-либо конструктивные меры от смещения проволок внутри пакета (рисунок 3.14, б). Такие проволоки называют *демпферными*. При вращении колеса центробежные силы прижимают



Рисунок 3.13 – Пакет лопаток турбины ХТГЗ.

проволоки к поверхности отверстий, вызывая силы трения при колебаниях лопаток. Таким образом, демпферные проволоки гасят (демпфируют) колебания.

В ступенях с короткими лопатками проволоки используют очень редко, так как в этом случае сечение проволок велико относительно площади канала для прохода пара, что значительно снижает КПД ступени.

Для длинных лопаток приклепанные ленточные бандажи становятся неприменимыми по условиям прочности. С ростом размеров ступени центробежная сила бандажа растет, а периферийный профиль лопатки становится все менее подходящим для размещения шипа достаточного



а – пакет с припаянной проволокой; *б* – пакет с демпферной проволокой.

Рисунок 3.14 – Проволочные бандажи рабочих лопаток.

размера. Это связано с тем, что периферийную часть выполняют как можно меньшего сечения. Поэтому в ступенях большого диаметра отказываются от ленточных бандажей, а ставят 2 или 3 ряда проволок и называют проволочными бандажами. На рисунке 3.15 показан пакет из двух лопаток, применяемых для регулирующей ступени (первой по ходу пара), получаемый с помощью сварки.



Рисунок 3.15 – Сварной пакет из двух лопаток для регулирующей ступени.

3.3.6 Уплотнения

В турбинах различают три вида уплотнений:

- концевые, обеспечивающие минимум утечки пара;

- *диафрагменные* и *надбандажные*, уменьшающие «паразитный» переток пара помимо сопловых и рабочих лопаток.

Уменьшения утечек пара можно добиться двумя спо-собами:

- уменьшением зазоров в уплотнениях;

- увеличением числа уплотнительных гребешков.

В первом случае есть опасение задеваний в уплотнениях при пусках или повышенной вибрации, что может привести к тяжелой аварии с прогибом ротора, исправление которого возможно только в заводских условиях.
Во втором случае рост числа уплотнительных гребешков приводит к увеличению длины ротора и снижению его жесткости. Кстати, во многих турбинах длина концевых уплотнений достигает 40 % длины вала.

Поэтому конструкция уплотнений должна быть такой, чтобы при случайных задеваниях в уплотнениях не происходило сильного разогрева вала и позволяющей легкую замену уплотнений в условиях эксплуатации.

В современных турбинах, как правило, применяют металлические уплотнения (рисунки 3.16, 3.17). Уплотнение ЦНД мощной турбины состоит из трех пар рядов сегментов, установленных в обойме и насаженных на вал втулок с выступами.



1 –ротор; 2 – стопорное кольцо; 3 – втулки уплотнения; 4 – диск последней ступени; 5 – обойма уплотнения; 6 - фланец крепления обоймы; 7 – пружина; 8 – сегмент уплотнения.

Рисунок 3.16 – Уплотнение ЦНД мощной турбины.

Применение втулок надежно защищает вал от прогиба при задеваниях, а заменой втулок легко восстанавливаются изношенные уплотнения.

Однако, при высоких температурах (в ЦВД) применение таких втулок нецелесообразно, т.к. происходит постепенное ослабление посадки втулки на валу; временное ослабление посадки возможно и при резком изменении температуры.



а – общий вид уплотнения; б – уплотнение, расположенное на стороне, противоположной упорному подшипнику;
в – уплотнение у упорного подшипника;
l – сегмент уплотнения;
2 – обойма уплотнения;
3 – корпус турбины;
4 – ротор;
5 – завальцованная проволока;
6 – тепловая (компенсационная) канавка;
7 – гребешок уплотнения.

Рисунок 3.17 – Концевые уплотнения ЦВД.

Поэтому в уплотнениях ЦВД втулки отсутствуют, а уплотняющие гребешки выполнены непосредственно на валу (рисунок 3.17, б, в), для чего на валу выполняют канавки, в которые устанавливают тонкую ленту толщиной 0,2-0,3 мм из жаропрочной нержавеющей стали с профилем, соответствующим канавке в роторе.

Для исключения прогиба вала от задеваний на поверхности ротора после каждого сегмента уплотнений выполняют окружные канавки, называемые тепловыми или компенсационными, т.е. в случае сильного разогрева вала в каком-либо месте участок вала между тепловыми канавками может свободно расширяться в осевом направлении, исключая его прогиб.

Диафрагменные и надбандажные уплотнения отличаются от концевых только количеством уплотняющих гребешков.

При нормальной работе турбины пар на концевые уплотнения поступает от станционной магистрали через регулятор (рисунок 3.18). В ЦВД и ЦСД уплотняющий пар из камеры 2 проходит в камеру l, куда поступает и атмосферный воздух. В ЦНД уплотняющий пар проходит в камеру l и внутрь цилиндра. Из камеры l паровоздушная смесь направляется в сальниковый подогреватель, где пар отдает теплоту конденсату (питательной воде), а воздух удаляется в атмосферу. При избытке пара или больших зазорах в уплотнениях происходит его выброс из камеры l, затем он может попасть в корпуса подшипников, вызывая обводнение и порчу масла.

При недостаточном давлении уплотнительного пара атмосферный воздух проникает в ЦНД и ухудшает вакуум в конденсаторе, что, в свою очередь, снижает экономичность турбины.



Рисунок 3.18 – Схема трубопроводов уплотнений мощной турбины.

3.3.7 Подшипники турбины

Необходимое положение вращающегося ротора относительно деталей статора обеспечивают подшипники турбины, воспринимающие усилия, действующие на ротор. Как правило, в турбостроении применяются подшипники скольжения, которые хорошо сопротивляются статическим и динамическим нагрузкам при высоких окружных скоростях, долговечны и надежны.

Между расточкой вкладыша подшипника и шейкой вала при его вращении возникает полусухое (полужидкостное) трение, для уменьшения которого расточку вкладыша покрывают баббитом (антифрикционный сплав), а в качестве смазки – нефтяное турбинное масло марки 22, которое является еще и охладителем трущихся поверхностей.

К конструкции подшипников предъявляется ряд требований: - работа подшипника должна быть исключительно надежной, т.к. аварии с подшипниками влекут большие повреждения проточной части и уплотнений;

- конструкция должна обеспечивать наибольшую экономичность турбины, т.к. работа и состояние подшипников обеспечивают оптимальные зазоры в уплотнениях и проточной части, что непосредственно влияет на к.п.д. турбины;

- работа сил трения в смазочном слое подшипника должна быть минимальной, т.к. она совершается за счет энергии вращения вала.

Радиальные нагрузки, возникающие от собственного веса ротора, его неуравновешенности, расцентровки от несбалансированных сил в проточной части, особенно при парциальном подводе пара, неправильной работы соединительной муфты (гибкой, полужесткой) или редукторной связи (при наличии редуктора), воспринимают упорные подшипники.

Схема опорного подшипника, поясняющая его работу, показана на рисунках 3.19 и 3.20.



Рисунок 3.19 - Схема опорного подшипника.

Шейка вала *1* вращается в расточке вкладыша 2, диаметр которой несколько больше диаметра шейки вала. Вкладыш, состоящий из двух половин, устанавливается в корпусе 7 на опорных колодках 6 так, чтобы оси расточки вкладыша и концевых и диафрагменных уплотнений совпадали. В расточку вкладыша по трубопроводу 9 подается масло от насоса. Между шейкой вала и расточкой вкладыша образуется масляная пленка, на которой вращается вал. Подача масла в подшипник регулируется ограничительной шайбой 8. На крышке корпуса 4 установлен аварийный бачок, в который по трубе 5 поступает масло.



а- положение неподвижной шейки вала во вкладыше; δ – проток масла через вкладыш; в – распределение давления в масляном слое вкладыша с цилиндрической расточкой; c – то же для овальной расточки; l – центр шейки; 2 – центр вкладыша; 3 – клиновидный зазор.

Рисунок 3.20 – Схемы, поясняющие работу опорного подшипника.

В случае прекращения подачи масла в подшипник (при аварии в маслосистеме) турбогенератор защитой отключается от сети и прекращается подача пара в турбину. обороты постепенно снижаются и масло в подшипник будет поступать из аварийного бачка. На рисунке 3.20, *б*, *в*, *г* видно как при увеличении оборотов шейка вала увлекает под себя масло и между ней и расточкой появляется устойчивый масляный слой (клин), благодаря которому шейка вала как бы «плавает».

Для установки ротора в осевом положении и восприятия осевых усилий, которые меняются при переходных процессах (изменения параметров, сбросы, набросы нагрузки), изменениях зазоров в проточной части (в уплотнениях, при заносе солями) служит упорный подшипник.

В паровых турбинах используют только сегментные упорные подшипники (рисунок 3.21).

Внутри вкладыша, состоящего из двух половин 1 и 2, соединяемых горизонтальными фланцами, расположено кольцо 3, на котором установлены упорные колодки 5. На валу турбины имеется упорный диск (гребень), прилегающий своим торцом к поверхностям упорных колодок, залитых баббитом. Упорный диск (гребень) изготавливается заодно с валом или бывает насадным.



Рисунок 3.21 – Схема сегментного упорного подшипника.

К упорным колодкам подается масло, заполняющее весь вкладыш и вытекающее в верхней половине вклады-

ша. Таким образом, гребень 4 вращается в масляной ванне и придавливается осевым усилием к поверхности колодок.

Между гребнем и колодками образуется несущий слой масла, исключающий металлический контакт поверхностей колодок и гребня и обеспечивающий малые потери на трение и незначительный износ колодок.

Изображенный на рисунке 3.21 подшипник можно использовать только при условии, что осевое усилие направлено всегда слева направо.

Кроме того, при большом зазоре слева от гребня при малейшем сдвиге ротора влево произойдет повреждение уплотнений и проточной части. Поэтому в упорных подшипниках кроме основных (рабочих) колодок устанавливают дополнительные (установочные) колодки с противоположной стороны гребня. С их помощью устанавливают осевой разбег ротора между колодками. При сборке его устанавливают в пределах 0,5-0,6 мм, а в работе он будет 0,4-0,5 мм.

В крупных многоцилиндровых турбинах различия в работе колодок не существует, т.к. осевое усилие может менять свое направление при изменении режима работы.

Упорный подшипник должен обладать абсолютной надежностью, т.к. выход его из строя влечет за собой тяжелые повреждения проточной части.

Часто упорный подшипник объединяют с опорным, т.е. получается комбинированный опорно-упорный подшипник.

Вкладыши опорных и упорных подшипников помещают в корпуса, устанавливаемые на фундамент, или присоединяемые непосредственно к корпусу турбины.

В корпусе подшипника (обычно первого) размещают главный масляный насос, элементы системы регулирования и защиты турбины.

3.3.8 Соединительные муфты

Роторы турбины и генератора соединяются между собой муфтами, передающими крутящий момент. Совокупность роторов, скрепленных муфтами, называется валопроводом.

Работа муфт в значительной мере определяет надежность турбины, поэтому к качеству их изготовления, монтажа, ремонта и эксплуатации предъявляются строгие требования.

Наблюдаемая расцентровка роторов изображена на рисунке 3.22.



а – радиальная; б – угловая; в – смешанная.

Рисунок 3.22 – Расцентровка роторов.

Выполнение и их сборка должны обеспечивать величины радиальной (δ) и угловой (у) расцентровок в пределах допусков, которые зависят от типа муфты.

Различают муфты жесткие (рисунок 3.23), полужесткие (полугибкие рисунок 3.24) и подвижные (гибкие рисунок 3.25).

В современных мощных турбинах применяют только жесткие муфты (рисунок 3.23), не допускающие в условиях работы ни радиальной, ни угловой расцентровки. Ими соединяют роторы двух- и трехцилиндровых турбин с целью применения одного упорного и трех опорных подшипников на два ротора, что позволяет сократить общую длину турбины. Достоинством жестких муфт является их простота и надежность, но они требуют большой точности изготовления и высококачественного монтажа.



Рисунок 3.23 – Жесткая муфта.



Рисунок 3.24 – Полужесткая муфта ЛМЗ.



Рисунок 3.25 – Гибкая пружинная муфта.

Основным недостатком жесткой муфты является передача вибрации от одного ротора к другому. Из-за недостаточно точной центровки муфты она может быть сама источником вибрации.

Полужесткая (полугибкая) муфта (рисунок 3.24) применяется для соединения роторов низкого давления с роторами генераторов. Волнистая полугибкая часть муфты является жесткой в отношении скручивания и упругой в отношении изгиба. Наличие волнистой части муфты смягчает передачу вибрации от одного ротора к другому. Для жестких и полужестких муфт не требуется смазка.

Пружинные муфты (рисунок 3.25) применялись ЛМЗ для турбин среднего давления мощностью 50 и 100 МВт. Фланцы, надеваемые на валы, имеют зубчатые прорези, в которые вставляются секции волнистой пружины, передающей крутящий момент. Такая муфта допускает осевое перемещение роторов, поэтому при соединении турбинных роторов на обоих роторах устанавливают упорные подшипники. Для смазки муфты подводится масло.

3.3.9 Валоповоротное устройство (ВПУ)

Процесс остывания деталей турбины после ее останова в зависимости от мощности турбины и параметров пара может длиться десятки часов. Если остывающий вал турбины оставить неподвижным, то произойдет его временный изгиб, не позволяющий пустить неостывшую турбину из-за сильной вибрации от временной разбалансировки.



Рисунок 3.26 - Валоповоротное устройство турбин ТМЗ.

Искривление неподвижного вала может произойти при пуске турбины, когда перед созданием вакуума на концевые уплотнения подается пар (обычно с температурой 140-150 °C).

Поэтому при остывании турбины и перед ее пуском ротор турбины вращается с частотой 4-5 оборотов в минуту валоповоротным устройством, представляющим собой редуктор, вращаемый электродвигателем (рисунок 3.26). При толчке ротора турбины паром ВПУ автоматически отключается.

3.4 Конденсационные устройства паровых турбин

Термический к.п.д. паротурбинной установки, не имеющей отборов пара на регенерацию, определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{2t}}{h_0 - h_k},$$

где h_0 - энтальпия пара перед турбиной; h_{2t} - теоретическая энтальпия пара за турбиной (при расширении по изоэнтропе);

*h*_{*к*} - энтальпия питательной воды (конденсата).

Из уравнения следует, что относительное изменение числителя при изменении h_{2t} существенно больше, чем относительное изменение знаменателя при изменении h_{κ} . Поэтому работа турбины с глубоким вакуумом оказывается экономически более выголной.

Для конденсации отработанного пара и получения вакуума за турбиной к ее выпускному патрубку присоединяют специальный теплообменник, называемый конденсатором.

В паротурбинных установках применяются поверхностные конденсаторы водяного или воздушного типа.

В современных стационарных паротурбинных установках применяются только водяные конденсаторы поверхностного типа. Основным их преимуществом является сохранение конденсата для питания котлов.

Воздушные конденсаторы обладают более сложной конструкцией, так как имеют более низкие коэффициенты теплопередачи. Они используются на энергопоездах и в районах, где нет источников водоснабжения.

Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор, где соприкасаясь с холодными стенками конденсаторных трубок превращается в воду. Вакуум образуется за счет резкого уменьшения удельного объема пара при конденсации в 30-40 тысяч раз. Чем ниже температура трубок и чем больше расход охлаждающей воды, тем более глубокое разрежение (вакуум) можно получить в конденсаторе.



1 – корпус конденсатора; 2 – трубные доски; 3 - конденсаторные трубки; 4 и 5 – водяные камеры; 6 – подвод охлаждающей воды; 7 – отвод охлаждающей воды;
 8 - горловина конденсатора; 9- конденсатосборник;
 10 – патрубок отсоса воздуха.

Рисунок 3.27 – Схема устройства поверхностного конденсатора.

Схема устройства водяного поверхностного конденсатора представлена на рисунке 3.27. Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор через горловину 8. Пар, омывая внешние поверхности холодных конденсаторных трубок 3, отдает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде, протекающей по трубкам, и конденсируется.

Конденсаторные трубки закрепляются в трубных досках, устанавливаемых в корпусе конденсатора. К трубным доскам примыкают водяные камеры. Со стороны впуска и выпуска воды водяные камеры 5 разделены перегородкой. Таким образом, вода, поступившая в нижнюю камеру 5, проходит последовательно через нижний и верхний пучки трубок. Нагретая охлаждающая (циркуляционная) вода удаляется из конденсатора по сливной трубе 7.

Конденсат отработавшего пара собирается в патрубке 9 (конденсатосборник), откуда конденсатными насосами через подогреватели низкого давления откачивается в деаэратор. Глубокий вакуум в конденсаторе поддерживается за счет отсоса воздуха через патрубок 10 эжекторами (пароструйными, водоструйными).

Конденсатор, конденсатные и циркуляционные насосы, эжектора образуют конденсационную установку. Отсасываемая паровоздушная смесь и рабочий пар эжекторов охлаждаются основным конденсатом турбины в поверхностном охладителе.

Конденсатор должен быть герметически плотным сосудом. Малейшая неплотность вакуумной системы конденсационной установки приводит к подсосу атмосферного воздуха, ухудшению вакуума и экономичности турбины. Неплотности между паровым и водяным пространствами приводит к подсосу сырой воды и ухудшению качества конденсата. По ходу охлаждающей воды конденсаторы бывают одно-, двух-, трех- и четырехходовыми. Для возможности чистки трубной системы на работающей турбине устанавливается вертикальная перегородка, разделяющая поток охлаждающей воды на два самостоятельнх параллельных потока.

Трубные доски, отделяющие паровое пространство конденсатора от водяных камер подвержены большим усилиям из-за разности давлений в водяных камерах и паровом пространстве. Конденсаторные трубки закрепляются в трубных досках посредством вальцовки. Для работы на пресной воде трубки изготавливаются из латуни марки Л-68, для работы на морской воде из медноникелевого или алюминиево-мышьяковистого сплавов.

Присоединяется конденсатор к выхлопному патрубку турбины с помощью телескопического сальникового компенсатора, в настоящее время с помощью сварки или жесткого фланца, что обеспечивает лучшую герметичность узла соединения.

Расход охлаждающей воды для конденсации отработавшего пара определяется по уравнению теплового баланса в конденсаторе

$$\mathcal{A}_{\kappa}(h_n - h_{\kappa}) = W_{\kappa}(t_2^{\theta} - t_1^{\theta}), \qquad (3.12)$$

- где Д_к количество пара, поступающего в конденсатор в кг/сек или т/час;
- *h_n* и *h_к* энтальпия отработавшего пара и его конденсата, кДж/кг;
 - *W_к* расход охлаждающей воды через конденсатор в кг/сек или т/час;
- *t*^{*b*}₂ *и t*^{*b*}₁ температура охлаждающей воды на выходе и входе в конденсатор.

Из уравнения (3.10) можно определить кратность охлаждения конденсатора m, являющуюся основным показателем работы конденсаторов турбин.

$$m = \frac{W_{\kappa}}{\mathcal{I}_{\kappa}} = \frac{h_n - h_{\kappa}}{t_2^{\,s} - t_1^{\,s}} \,. \tag{3.13}$$

Для современных турбин $m=40\div70$.

Конденсатор характеризуется паровым и гидравлическим сопротивлением.

Паровым сопротивлением называется падение давления на пути от входа отработавшего пара в конденсатор до места отсоса паровоздушной смеси эжектором. Оно зависит от паровой нагрузки конденсатора, конструкции трубного пучка, гидродинамики потока, скорости паровоздушной смеси в межтрубном пространстве.

В современных турбинах паровое сопротивление должно составлять 2-3 мм.рт.ст.

Гидравлическим сопротивлением конденсатора называют падение давления охлаждающей воды на пути ее движения от входа в конденсатор до слива в отводящий трубопровод. Оно зависит от числа ходов воды в конденсаторе, сопротивления течению охлаждающей воды в водяных камерах и трубках, чистоты конденсаторных трубок и т.д.

Турбостроительные заводы ЛМЗ и ХТГЗ в конденсаторах мощных турбин блочных электростанций применяют деаэрационные устройства. Двухступенчатое удаление агрессивных газов (кислород и углекислота) из питательной воды предварительно в конденсаторе и окончательно в деаэраторе уменьшает коррозионные процессы в пароводяном тракте блочной установки.

ЛИТЕРАТУРА

1 Лосев С.М. Паровые турбины /С.М. Лосев.-М.: Гос-энергоиздат, 1959.- 385 с.

2 Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины/ П.Н. Шляхин.-М.: Энергия, 1974.- 224 с.

3 Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний, С.М. Лосев.-М.: Энергоиздат, 1981.- 456 с.

4 Бененсон Е.И. Теплофикационные паровые турбины /Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе.-М.: Энергоиздат, 1986.- 250 с.

5 Маргулова Т.Х. Атомные электрические станция/ Т.Х. Маргулова.-М.: Высшая школа, 1984.- 303 с. Александр Викторович Моторин Иван Васильевич Распопов Иван Дмитриевич Фурсов

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Учебное пособие

Редактор Е. Федяева

<u>Подписано в печать 19.05.03.</u> Формат 60х84 1/16. <u>Печать-ризография.</u> Усл.п.л. 5,11. Уч.-изд.л. 4,85. <u>Тираж 50 экз. Заказ 2004 -</u>

Издательство Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова, 656099, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46

> Лицензия на издательскую деятельность ЛР№ 020822 от 21.09.98 г.

Отпечатано в типографии АлтГТУ

Лицензия на полиграфическую деятельность ПЛД № 28-35 от 15.07.97 г.