

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ
ПОЛИМЕРОВ

П.В. Луканин, Т.Ю. Короткова

**ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ДЛЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

(Теория и конструкция паровых турбин)

Учебное пособие

*Допущено УМО по образованию в области энергетики и
электротехники в качестве учебного пособия для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по направлению
подготовки 140100 – «Теплоэнергетика» специальности
140104 - «Промышленная теплоэнергетика»*

806029ф



Санкт - Петербург

2010

УДК 676:621.43 (075)

ББК 31.36.я7

Л 889

П.В. Луканин, Т.Ю. Короткова.

Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (Теория и конструкция паровых турбин): учебное пособие /СПбГТУ РП. СПб., 2010.- 197 с: ил.101.-ISBN 978-5-91646-021-6

В учебном пособии излагаются основы теории и проектирования паровых турбин, приведена конструкция паровой турбины с противодавлением, дано описание ее основных узлов и условий их работы при эксплуатации. Эти турбины получили наибольшее применение на предприятиях ЦБП. В пособии изложены вопросы маслоснабжения, регулирования и защиты паровой турбины для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Рассмотрен пуск и останов паровых турбин.

Предназначается для студентов всех форм обучения по направлению подготовки дипломированных специалистов 140100 – «Теплоэнергетика», обучающихся по специальностям 140104 «Промышленная теплоэнергетика» и 140105 «Энергетика теплотехнологий».

Рецензенты: доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики Санкт-Петербургского государственного технического университета Боровков В.М.;

начальник кафедры энергетических установок (корабельных) Военно-морской академии им. Адмирала флота Советского Союза Н.Г.Кузнецова, кандидат технических наук, доцент Цибульский Е.В.;

начальник кораблестроительного факультета Военно-морской академии им. Адмирала флота Советского Союза Н.Г.Кузнецова, кандидат технических наук, доцент Горшков В.Ф.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия.

ISBN 978-5-91646-021-6 © Луканин П.В., Короткова Т.Ю., 2010
© ГОУВПО Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, 2010

ВВЕДЕНИЕ

В общем случае двигателями называются машины, преобразующие какой-либо вид энергии в механическую работу. Машины, преобразующие тепловую энергию в механическую работу, называются тепловыми двигателями.

В зависимости от способов превращения тепла в механическую работу наибольшее распространение получили следующие типы тепловых двигателей: паровые поршневые машины, паровые турбины, двигатели внутреннего сгорания, газовые турбины и ракетные двигатели.

Паровые поршневые машины первыми из тепловых двигателей начали применяться в промышленной энергетике и уже в XVIII столетии получили широкое распространение. Они, в частности, более 100 лет господствовали на железнодорожном транспорте, речных и морских судах как в виде главных двигателей, так и в качестве двигателей для вспомогательных механизмов. Однако с течением времени они стали вытесняться паровыми турбинами и двигателями внутреннего сгорания, являющимися более совершенными типами тепловых двигателей.

Паровые турбины как наиболее экономичные тепловые двигатели в настоящее время находят самое широкое распространение на крупных тепловых электростанциях и мощных тепловых электроцентралях, а также на атомных электростанциях. Доля электроэнергии, производимой в нашей стране тепловыми электростанциями, где применяются паровые турбины, составляет более 70 %. Аналогичное соотношение характерно и для большинства других стран. Паровые турбины получили также широкое распространение в качестве главных двигателей военных кораблей и судов гражданского флота. Они используются, кроме того, для привода различных машин (насосов, газодувок и др.).

В транспортных установках (морские и речные суда, тепловозы, автомобили, тракторы) и во всех других случаях, когда требуются компактные тепловые двигатели сравнительно небольшой мощности (не более 10 МВт), как наиболее подходящие используются двигатели внутреннего сгорания.

Газовые турбины, являющиеся тепловыми двигателями газотурбинных установок, получают все большее распространение, хотя пока их удельный вес в общей энергетике существенно меньше, чем паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания. Наибольшее применение газовые турбины получили в составе турбореактивных двигателей авиации и в установках на газоперекачивающих станциях. Они используются также на электростанциях для пиковых установок, на железнодорожных газотурбовозах и морских судах, в составе турбонаддувочных аппаратов для двигателей внутреннего сгорания и высоконапорных парогенераторов.

Ракетные двигатели устанавливаются в настоящее время главным образом в ракетах, а в стационарных и наземных транспортных установках практически не применяются.

В учебном пособии рассматриваются паровые турбины, которые в настоящее время занимают ведущее положение в энергетике целлюлозно-бумажной промышленности.

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

1.1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Целлюлозно-бумажная промышленность относится к числу теплоэнергоёмких отраслей промышленности. Особенностью целлюлозно-бумажного производства является его непрерывность и поточность, что требует постоянной и бесперебойной подачи тепловой и электрической энергии.

ЦБП является потребителем тепловой энергии среднего и низкого потенциала. Большинство технологических процессов целлюлозно-бумажного производства протекает с использованием пара при давлении 0,2-1,8 МПа и большого количества горячей воды. Пар низких параметров (0,2-0,4 МПа) применяется в процессах сушки и отбелики вырабатываемой продукции (бумаги, картона, целлюлозы); пар более высоких параметров (0,5-1,8 МПа) требуется для процессов варки целлюлозы, выпарки щелоков и т.п.

В ЦБП около 80% потребляемой теплоты и более 40% потребляемой электроэнергии вырабатывается на собственных ТЭЦ и ТЭС. На предприятиях ЦБП имеются теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), утилизационные тепловые электростанции (УТЭС), дизель-электростанции (ДЭС), гидроэлектростанции (ГЭС) и котельные установки (КУ). Для производства тепловой и электрической энергии наибольшее распространение в ЦБП получили ТЭЦ. Паровые турбины ТЭЦ потребляют пар высоких параметров от парогенераторов с начальным давлением $P_0 = 8,83 \div 12,75$ МПа ($90-130$ кгс/см²) и температурой $t_0 = 535 \div 565$ °С. УТЭС вырабатывают тепловую и электрическую энергию на базе сжигания отходов производства (в основном черного щелока и древесной коры.) ТЭЦ и УТЭС имеются почти на всех крупных и большинстве средних предприятий отрасли. ДЭС вырабатывают только электрическую энергию и имеются на Кордяжской бумажной и Чижовской картонной фабриках, а также на Кайском ЦБЗ. ГЭС обеспечивает электрической энергией один Фяскельский ЦБК. КУ вырабатывают только тепловую энергию и применяются на сравнительно небольших предприятиях ЦБП.

Необходимость строительства для ЦБП собственных энергоисточников, и прежде всего ТЭЦ и КУ, объясняется

трудностями передачи без больших потерь пара сравнительно высоких параметров на значительные расстояния. Максимальное экономически оправданное расстояние транспортировки пара составляет 8-10 км. На территории, описанной радиусом 3-10 км, не всегда можно сконцентрировать промышленные объекты с суммарной тепловой нагрузкой, оправдывающей сооружение районной ТЭЦ.

Потребности в электрической и особенно в тепловой энергии, идущей на технологические цели с вполне определенными параметрами пара, в значительной степени определили тип и количественные характеристики паровых турбин, используемых на предприятиях ЦБП. В настоящее время наибольшее распространение в ЦБП получили противодавленческие турбины (типа Р и ПР) и конденсационные турбины (типа П и ПТ) с одним или двумя регулируемы отборами пара, изготавливаемые в основном Калужским турбинным (КТЗ) и Металлическим (МЗ, г. Санкт-Петербург) - заводами. Сравнительно небольшое количество паровых турбин для ЦБП изготовлено на Невском заводе (НЗ, г. Санкт-Петербург) и Турбомоторном заводе (ТМЗ, г. Екатеринбург). Установленная мощность ТЭЦ тридцати четырех наиболее крупных предприятий ЦБП составляет около 2100 МВт с числом турбогенераторов 194. Из этого количества 75 турбин типа Р, 56- типа ПР, 24- типа П, 14- типа К, 1- типа Т. Характеристики паровых турбин, чаще всего устанавливаемых на предприятиях ЦБП, представлены в табл.1.1.

В довоенный период (до 1941 г.) паровые турбины для предприятий ЦБП изготовлялись ЛМЗ, НЗ и КЗ (Кировским заводом). Значительное число турбин поставлялось из-за границы. Паровые турбины иностранного производства имели небольшие мощности (от 0,75 до 6,0 МВт) и невысокие начальные параметры пара ($P_0 = 1,5 \div 3,5$ МПа и $t_0 = 335 \div 435$ °С)

Широкое оснащение предприятий ЦБП серийными отечественными турбинами единичной мощностью до 25 МВт началось после вступления в строй в 1950 г. КТЗ. Этот завод обеспечивал предприятия ЦБП конденсационными турбинами типа П и ПТ и противодавленческими типа Р и ПР. Все турбины КТЗ выпускались на две ступени начальных параметров пара: $P_0 = 3,43$ МПа, $t_0 = 435$ °С и $P_0 = 8,83$ МПа, $t_0 = 535$ °С. Паровые турбины типа ПТ и Р мощностью от 25 до 60 МВт в основном поставляли ЛМЗ и ТМЗ.

Таблица 1.1

Характеристики паровых турбин

Наименование	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Завод - изготовитель	КТЗ	КТЗ	ЛМЗ	КТЗ	КТЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ЛМЗ
Номинальная мощность, МВт	6	12	50	6	6	25	60	60	60
Максимальная мощность, МВт	6,4	12,8	60	6,6	6,6	30	70	60	75
Частота вращения, об/мин	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Давление свежего пара, МПа	3,43	3,43	12,75	3,43	3,43	8,83	8,83	12,75	12,75
Температура свежего пара, С	435	435	565	435	435	535	535	565	565
Регулируемый отбор пара:				1,471	0,490	0,981	1,275	0,686	1,275
давление, МПа	-	-	-	-	-	-	-	-	-
максимальный производственный расход, т/ч	-	-	-	35	40	70	250	160	250
максимальный теплофикационный расход, т/ч	-	-	-	-	-	53	160	115	160
Число регулируемых отборов	-	-	3	-	2	6	7	7	7
Давление отработавшего пара, МПа	0,490	0,490	1,275	0,490	0,005	0,005	0,005	0,004	0,005
Температура охлаждающей воды, С	-	-	-	-	20	20	10	10	20
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	-	-	-	-	1850	5000	8000	7000	8000

9

Окончание таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальный расход пара, т/ч	60	114,7	479	84,5	55,8	190	407	300	392
через ЧВД	-	-	-	-	-	113	181	190	175
через ЧСД	1	1	1	1	1	1	2	2	2
через ЧНД	9	8	17	8	17	24	28	24	30
Формула проточной части: ЧВД	Р+8Д	Р+7Д	Р+16Д	Р+3Д	К+6Д	Р+15Д	Р+14Д	К+15Д	Р+16Д
ЧСД	-	-	-	-	-	Р+4Д	Р+8Д	Р+5Д	Р+8Д
ЧНД	-	-	-	Р+3Д	Р+9Д	Р+2Д	Р+3Д	Р+1Д	Р+3Д
Масса турбины, т	17,5	25,0	135	19,3	31,5	140,5	260	244	260
Длина турбины с генератором, м	8,168	10,06	-	8,317	9,8	16,3	24,3	24,02	24,3
Длина турбины без генератора, м	2,684	3,916	8,856	2,64	4,496	8,16	14,23	13,6	14,23
Температура питательной воды, С	-	-	235	-	150	218	232	230	242
Средний диаметр последней ступени, мм	865	-	908,5	-	1218	1678	2000	1915	2000
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	-	-	98,5	-	287,5	432	665	550	665
Критическая частота вращения ротора, об/мин: ЧВД	-	-	1800	-	2075	1750	1760	1800	1800
ЧНД	-	-	-	-	-	-	1950	1680	1950
Расчетный удельный расход тепла, кДж/(кВт*ч)	-	-	-	-	-	-	9675	-	9310

7

1.2. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Паровая турбина является тепловым двигателем, в котором потенциальная энергия пара в межлопаточных каналах превращается в кинетическую энергию, а последняя через рабочие лопатки и диски

передается на вал в виде механической работы. В зависимости от особенностей преобразования потенциальной энергии в кинетическую паровые турбины разделяются на два основных типа: активные и реактивные.

Турбины, в которых весь процесс расширения пара происходит только в каналах сопловых решеток, а кинетическая энергия пара превращается в механическую работу через рабочие лопатки, называются активными.

Простейшая активная одноступенчатая турбина состоит из следующих основных частей (рис.1.1): вала 2 и диска 6 с рабочими лопатками 5, сопел 4, опорного подшипника 3, комбинированного опорно-упорного подшипника с гребнем 7, концевых уплотнений 9, корпуса 1 и выходного патрубка 8.

Пар от начального давления P_0 до значения P_1 расширяется в соплах, закрепленных в корпусе перед рабочими лопатками вращающегося диска (рабочего колеса). Понижение давления пара в сужающемся (конфузорном) канале сопла сопровождается увеличением абсолютной скорости от значения C_0 до величины C_1 . В каналах рабочих решеток относительная скорость уменьшается только на величину потерь ($W_1 \approx$

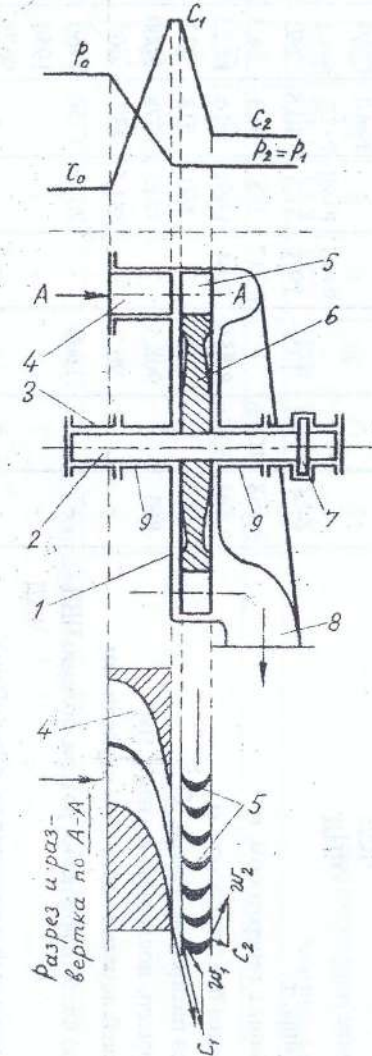


Рис.1.1. Схема активной одноступенчатой турбины

W_1), а скорость C_1 снижается до C_2 , в результате чего часть

кинетической энергии, равная $C_1^2/2 - C_2^2/2$, через рабочие лопатки передается на диск, а затем на вал в виде механической работы.

Мощность активной одноступенчатой турбины даже при сравнительно высокой окружной скорости на среднем диаметре порядка 350 м/с обычно не превышает 800 кВт.

Небольшая мощность, низкая экономичность и необходимость в ряде случаев применения зубчатой передачи ограничивают область использования одноступенчатых турбин.

В 1900г. американский инженер Кертис предложил активную паровую турбину, рабочее колесо которой имело две ступени скорости (рис.1.2).

В такой двухвенечной ступени скорости в соплах 1 происходит понижение давления от P_0 до $P_1 = P_2$ и увеличение скорости от C_0 до C_1 . В каналах первого ряда рабочих решеток 2 (первого венца) скорость уменьшается от C_1 до C_2 , а во втором венце 4 от C_1 до C_2 . В результате этого на вал 5 через диск 6 передается механическая работа, эквивалентная сумме кинетических энергий:

$$\frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{C_1'^2 - C_2'^2}{2}$$

Установленные между рабочими венцами поворотные решетки 3 изменяют направление пара от C_2 до C_1' (значение скорости уменьшается - только на величину потерь).

Двухвенечная ступень скорости имеет сравнительно низкий КПД из-за дополнительных потерь энергии в каналах поворотных и второго ряда рабочих лопаток. Однако такие ступени при одинаковой окружной скорости в сравнении с одновенечной ступенью срабатывают примерно в четыре раза больший теплоперепад и, следовательно, позволяют получить значительно большую мощность. Благодаря этому преимуществу они нашли применение в качестве двигателей для вспомогательных механизмов и регулирующих ступеней для ряда турбин средней и малой мощности.

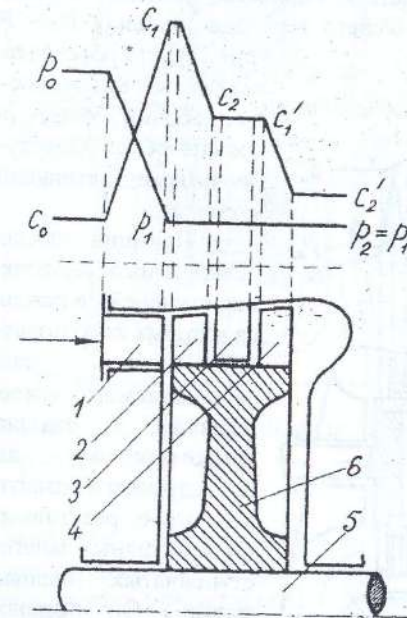


Рис.1.2. Схема активной турбины с двумя ступенями скорости

По иному принципу работает реактивная турбина (рис.1.3), предложенная в 1884 г. английским инженером Парсонсом. В отличие от активной турбины здесь свежий пар из кольцевой камеры 1 поступает по всей окружности к сопловым 2 и рабочим 3 лопаткам. Сопловые лопатки крепятся в корпусе 6, а рабочие лопатки на барабане 4. Для уменьшения осевых усилий, действующих на ротор и воспринимаемых упорным подшипником, в конструкции турбины предусматривается разгрузочный поршень 8, камера которого соединяется паропроводом 7 с выходным патрубком 5.

Расширение пара в реактивной турбине происходит как в сопловых, так и в рабочих решетках. При этом в каждой ступени срабатывается небольшая часть общего перепада давления $P_0 - P_k$

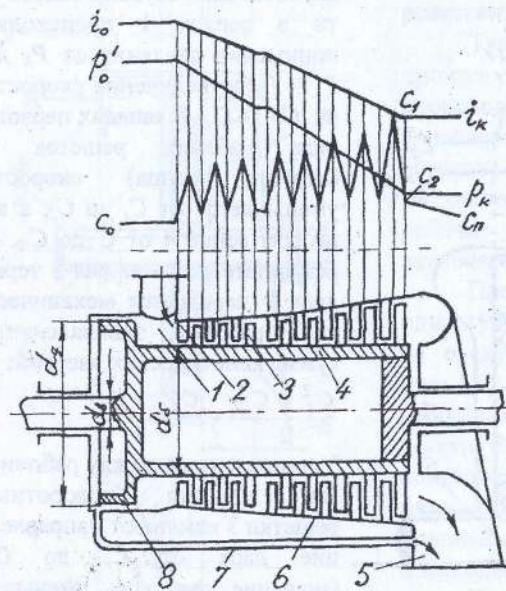


Рис.1.3. Схема реактивной многоступенчатой турбины

(рис.1.3), что обуславливает невысокие скорости рабочих колес по сравнению с одноступенчатыми активными турбинами.

Принцип последовательного включения ступеней, в каждой из которых используется лишь часть располагаемого теплоперепада, оказался плодотворным для последующего развития не только реактивных, но и активных многоступенчатых паровых турбин. Он позволил выполнять турбины очень большой мощности и с высокой экономичностью при умеренной частоте

вращения, допускающей непосредственное соединение валов турбины и электрического генератора.

Наряду с осевыми турбинами, в которых пар движется в направлении оси вала, были созданы радиальные паровые турбины с движением пара в плоскости, перпендикулярной оси турбины. Наиболее интересной является радиальная турбина (рис.1.4), предложенная в 1912 г. в Швеции братьями Юнгстрем. Она состоит из дисков 4 и 7, расположенных на концах валов 2 и 9. На боковых поверхностях дисков крепятся рабочие лопатки 5 и 6. Из

паропроводов 1 и 10, через отверстия в дисках 3 и 8 пар поступает в центральную камеру. Отсюда он движется к периферии, проходит через каналы всех рабочих лопаток и направляется к выходному патрубку 11. Принцип встречного вращения роторов и отсутствие сопловых лопаток позволяет выполнить радиальную турбину очень компактной и сравнительно экономичной. Однако необходимость в двух генераторах, довольно сложная конструкция и большие

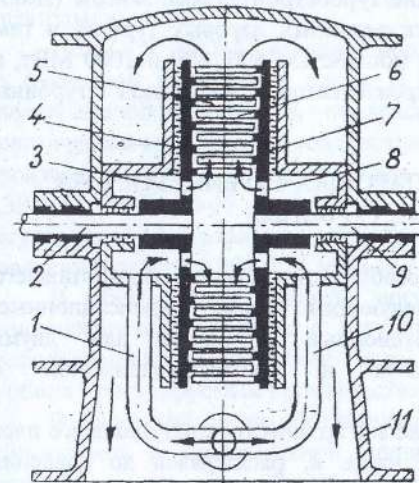


Рис. 1.4. Принципиальная схема радиальной турбины

напряжения в лопатках ограничивали применение этих турбин.

В нашей стране первая паровая турбина мощностью 200 кВт была изготовлена в 1907г. на Петербургском металлическом заводе (ныне ОАО Ленинградский металлический завод). За период с 1907 до 1913 гг. этот завод построил всего 26 турбин наибольшей мощностью 1250 кВт в одном агрегате. С началом первой мировой войны выпуск паровых

турбин в России практически прекратился. Отечественное турбостроение возобновилось в 1923 г. В 1924 г. ЛМЗ

выпустил паровую турбину мощностью 2000 кВт, а уже с начала второй пятилетки (с 1933 г.) перешел на строительство конденсационных турбин мощностью 50 и 100 МВт с параметрами пара 2,85 МПа и 400°C. До 1931 г. все турбостроение в СССР было сосредоточено на ЛМЗ.

Выпуск паровых турбин мощностью 2,5-12,0 МВт с 1931 г. начал завод "Красный Путиловец" (ныне Кировский завод).

В 1934 г. вступил в строй один из крупнейших турбостроительных заводов в г.Харькове (ХТЗ). Он сразу начал строительство одноцилиндровых паровых турбин мощностью 50 МВт.

С 1936 г. турбостроение начало развиваться на НЗ. На этом заводе сосредоточено изготовление паровых турбин средней и малой мощности для электрических генераторов, воздуходувок и компрессоров.

Перед Отечественной войной начал выпускать теплофикационные турбины мощностью 25, 50 и 100 МВт ТМЗ. В дальнейшем ТМЗ перешел к строительству теплофикационных турбин

мощностью 250 МВт с начальными параметрами пара 23,5 МПа и 460°C.

В 1950 г. вступил в строй КТЗ, который развернул производство конденсационных и противодавленческих турбин средней и малой мощности с регулируемыми отборами пара. Эти турбины с невысокими начальными параметрами пара (3,43 МПа и 435°C, а также 8,83 МПа и 535°C) нашли широкое применение в ЦБП.

В настоящее время ведущие турбостроительные заводы (ЛМЗ, ХТЗ и ТМЗ) производят выпуск серийных паровых турбин, в том числе и для АЭС (ХТЗ и ЛМЗ) мощностью 500, 800 и 1000 МВт, а ЛМЗ успешно завершил строительство уникальной турбины мощностью 1200 МВт.

1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН. ГОСТ НА ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Паровые турбины по способу использования отработавшего пара классифицируются по следующим типам: конденсационные, противодавленческие, конденсационные с одним или двумя регулирующими отборами пара и противодавленческие с регулируемым отбором пара.

В конденсационной турбине все количество поступающего пара проходит через ее проточную часть и, расширяясь до давления значительно ниже атмосферного, направляется в конденсатор, где теплота отработавшего пара отдается охлаждающей воде и полезно не используется.

В противодавленческой турбине весь пар, пройдя через ее проточную часть, направляется затем к тепловым потребителям, использующим теплоту отработавшего пара для производственных и теплофикационных целей. К противодавленческим относятся также турбины с ухудшенным вакуумом, в которых обычно расширение пара производится до давления несколько ниже атмосферного, а теплота охлаждающей воды используется для отопительных, аграрных и бытовых нужд.

В конденсационной турбине с регулируемым отбором часть пара отбирается после какой-либо промежуточной ступени и отводится к тепловому потребителю. Оставшееся количество пара после использования в последующих ступенях направляется в конденсатор. Необходимое давление отбираемого пара поддерживается автоматически путем соответствующей настройки регулятора. Если для теплового потребителя требуется пар разных давлений, то тогда в турбине устанавливается два регулируемых отбора пара. Турбины с большим числом регулируемых отборов пара не получили распространения.

В противодавленческой турбине с регулируемым отбором часть поступающего в турбину пара с требуемым давлением отбирается после промежуточной ступени, в то время как оставшееся количество пара, пройдя последующие ступени, также отводится к тепловому потребителю, но уже при более низком давлении, соответствующем давлению отработавшего пара.

Во всех типах паровых турбин могут применяться нерегулируемые отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды.

По ГОСТ 3618-82 условное обозначение типа турбины состоит из буквенной и цифровой части. В буквенной части применяются следующие обозначения: К - конденсационная турбина; Р - противодавленческая турбина; П - конденсационная турбина с регулируемым производственным отбором пара при давлении в отборе 0,39-1,47 МПа (4-15 кгс/см²); Т - конденсационная турбина с регулируемым теплофикационным (отопительным) отбором пара при давлении в отборе 0,069-0,24 МПа (0,7-2,5 кгс/см²).

В обозначении турбины могут быть сочетания букв ПТ (конденсационная турбина с регулирующими производственным и теплофикационным отборами пара) и ПР (противодавленческая турбина с регулируемым производственным отбором пара).

В цифровой части обозначения вначале приводится значение номинальной и максимальной мощности в МВт, затем давление свежего пара перед турбиной; в турбинах с противодавлением, а также в турбинах с регулируемым производственным отбором пара через дробь указывается давление в отборе и величина противодавления. (По ГОСТ 3618-82 в условном обозначении турбины давление пара дается в кгс/см², для новых турбин - в МПа). В качестве примера приводятся следующие условные обозначения турбин: К-300-240, Р-50-130/13, Т-50/60-130, П-6-35/5, ПТ-50/60-130/7, ПР-12/15-90/15/7.

Под номинальной мощностью конденсационной турбины (К) понимается наибольшая электрическая мощность на зажимах генератора, которую турбина должна длительно развивать при номинальных значениях всех других основных параметров и при отборах пара на постоянные собственные нужды энергетической установки.

Под номинальной мощностью теплофикационной турбины (П, Т, ПТ, ПР, ТР) и турбины с противодавлением (Р) понимается наибольшая электрическая мощность на зажимах генератора, которую турбина должна длительно развивать при номинальных значениях основных параметров.

Под максимальной электрической мощностью конденсационной турбины (К) понимается наибольшая мощность на зажимах генератора, которую турбина должна развивать при максимальном

расходе пара через стопорные клапаны и при отключении тепловых потребителей, предусмотренных техническими условиями.

Под максимальной электрической мощностью теплофикационной турбины (П, Т, ПТ, ПР, ТР) и турбины с противодавлением (Р) понимается наибольшая мощность на зажимах генератора, которую турбина должна развивать при определенных соотношениях расходов отбираемого пара и давлений в отборах и противодавлений при номинальных значениях других основных параметров.

Начальными параметрами пара называются его давление и температура перед стопорным клапаном турбины. Под давлением регулируемого отбора понимается давление пара в отборном патрубке перед регулирующей поворотной диафрагмой.

ГОСТ 3618-82 распространяется на паровые турбины мощностью от 2,5 до 800 МВт для электрических генераторов с номинальной частотой вращения 3000 об/мин и начальными параметрами свежего пара, приведенными в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Начальные параметры свежего пара

Наименование	Численные значения			
	3,4	8,8	12,8	23,5
Давление, МПа	3,4	8,8	12,8	23,5
Давление, кгс/см ²	35	90	130	240
Температура, °С	435	535	565-510	540

Конденсационные турбины большой мощности (50 МВт и выше) на начальное давление 12,75 и 23,54 МПа проектируются для работы с промежуточным перегревом пара до 565°С.

Расчетная температура охлаждающей воды для конденсационных турбин большой мощности принимается 10-15°С. Для турбин с отбором пара и для турбин малой мощности расчетная температура охлаждающей воды принимается порядка 20-25°С.

Абсолютное давление в выходном патрубке турбины (в конденсаторе), в зависимости от ее мощности и температуры охлаждающей воды, принимается в пределах 0,0034-0,0064 МПа (0,035-0,065 кгс/см²).

1.4. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ И АБСОЛЮТНЫЙ КПД, УДЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПТУ

Из термодинамики известно, что абсолютный (термический) КПД идеальной ПТУ с конденсатором без учета работы питательного насоса, представляется отношением:

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{кт}}{h_0 - h'_к} = \frac{H_0}{q_0} \quad (1.1)$$

Разность начальной и конечной энтальпии при изэнтропном расширении пара $H_0 = h_0 - h_{кт}$ (рис. 1.5) называется располагаемым теплоперепадом, значение $h'_к$ характеризует энтальпию конденсата, а величина $q_0 = h_0 - h'_к$ определяет количество теплоты, сообщенное рабочему телу в парогенераторе.

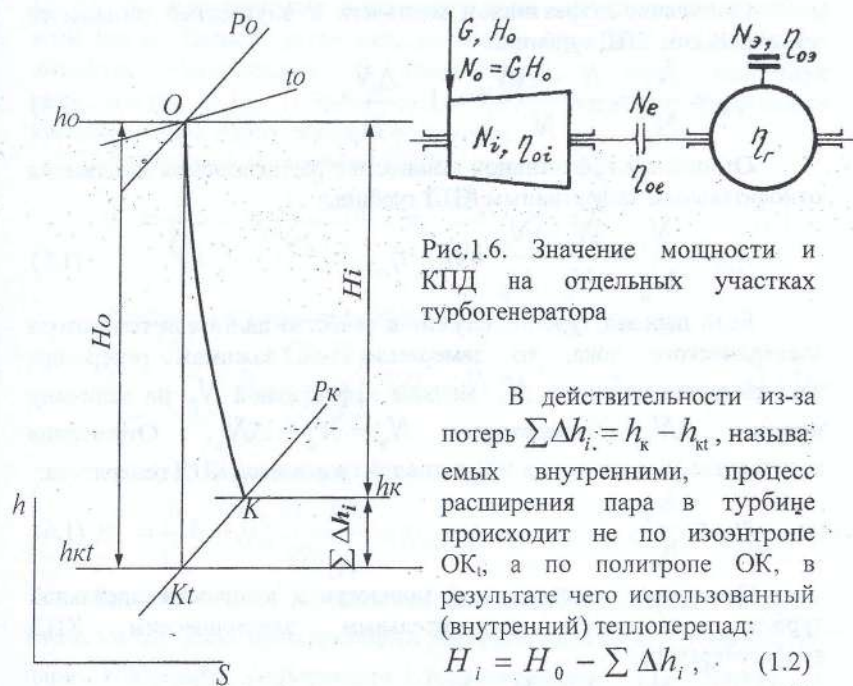


Рис.1.6. Значение мощности и КПД на отдельных участках турбогенератора

В действительности из-за потерь $\sum \Delta h_i = h'_к - h_{кт}$, называемых внутренними, процесс расширения пара в турбине происходит не по изэнтропе OK_i , а по политропе OK , в результате чего использованный (внутренний) теплоперепад:

$$H_i = H_0 - \sum \Delta h_i \quad (1.2)$$

при этом энтальпия $h'_к$ определяет состояние пара в конце политропного (действительного) процесса расширения.

Рис.1.5. Процесс расширения пара в турбине

Отношение использованного теплоперепада к располагаемому называется относительным внутренним КПД турбины:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{G \cdot H_i}{G \cdot H_0} = \frac{N_i}{N_0} \quad (1.3)$$

где $N_i = G \cdot H_i$ - внутренняя мощность турбины; $N_0 = G \cdot H_0$ - располагаемая мощность турбины (мощность идеальной турбины); G - массовый (весовой) расход пара.

Не вся мощность N_i , развиваемая паром внутри турбины, используется потребителем. Часть ее в виде механических потерь

ΔN_m расходуется на трение в подшипниках, на привод главного масляного насоса и регулятора скорости.

Эффективная мощность турбины, замеряемая на муфте, соединяющей вал турбины с валом приводимой машины (рис.1.6), равна разности:

$$N_e = N_i - \Delta N_m.$$

Отношение эффективной мощности к внутренней называется механическим КПД турбины:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - \Delta N_m}{N_i} = 1 - \frac{\Delta N_m}{N_i}. \quad (1.4)$$

Отношение эффективной мощности к располагаемой называется относительным эффективным КПД турбины:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_o} = \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N_o} = \eta_m \cdot \eta_{oi}. \quad (1.5)$$

Если паровая турбина служит в качестве двигателя генератора электрического тока, то замеряемая на зажимах генератора электрическая мощность N_3 меньше эффективной N_e на величину потерь ΔN_3 генератора: $N_3 = N_e - \Delta N_3$. Отношение электрической мощности к эффективной называется КПД генератора:

$$\eta_r = \frac{N_3}{N_e}. \quad (1.6)$$

Отношение электрической мощности к мощности идеальной турбины называется относительным электрическим КПД турбогенератора:

$$\eta_{os} = \frac{N_3}{N_o} = \frac{N_3}{N_e} \cdot \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N_o} = \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_{oi} = \eta_r \cdot \eta_{oe}. \quad (1.7)$$

Имея в виду характеристики (1.3), (1.5), (1.7), соответствующие мощности определяются по формулам:

$$\text{внутренняя мощность турбины} \\ N_i = \eta_{oi} \cdot N_o = \eta_{oi} \cdot G \cdot H_o; \quad (1.8)$$

$$\text{эффективная мощность турбины} \\ N_e = \eta_{oe} \cdot N_o = \eta_{oe} \cdot G \cdot H_o \quad (1.9)$$

$$\text{и электрическая мощность турбогенератора} \\ N_3 = \eta_{os} \cdot N_o = \eta_{os} \cdot G \cdot H_o. \quad (1.10)$$

Относительные КПД η_{oi} и η_{oe} характеризуют эффективность использования располагаемой энергии (располагаемого теплоперепада H_o , располагаемой мощности N_o) собственно турбины, а η_{os} - турбогенератора.

Если же мощности N_b , N_e , N_3 отнести ко всему теплу $Q_o = G \cdot q_o$, расходуемому в парогенераторе для обеспечения работы всей паротурбинной установки, то соответствующие КПД принято называть абсолютными. В соответствии с этим, используя зависимости (1.1), (1.3), (1.5) и (1.7), получаем следующие характеристики паротурбинной установки:

абсолютный внутренний КПД:

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_o} = \eta_{oi} \frac{G \cdot H_o}{G \cdot q_o} = \eta_{oi} \frac{H_o}{q_o} = \eta_{oi} \cdot \eta_i; \quad (1.11)$$

абсолютный эффективный КПД:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_o} = \eta_{oe} \frac{G \cdot H_o}{G \cdot q_o} = \eta_{oe} \cdot \eta_i \quad (1.12)$$

и абсолютный электрический КПД:

$$\eta_3 = \frac{N_3}{Q_o} = \eta_{os} \frac{G \cdot H_o}{G \cdot q_o} = \eta_{os} \cdot \eta_i. \quad (1.13)$$

Единицей мощности является ватт (Дж/с) или киловатт (кДж/с). Связь между секундным массовым расходом пара G кг/с, работой 1 кг пара (например, внутренним теплоперепадом H_i , Дж/кг) и соответствующей мощностью N_i кВт, записывается так:

$$N_i = G \cdot H_i \text{ [Дж/с]} = G \cdot H_i \cdot 10^{-3}, \text{ кВт.}$$

Если теплоперепад H_i выражен в кДж/кг, а мощность N_i в кВт, то секунднй расход пара:

$$G = \frac{N_i}{H_i} = \frac{N_i}{\eta_{oi} \cdot H_o},$$

$$\text{а часовой расход } D = 3600 \cdot G.$$

Экономичность конденсационных турбин удобно оценивать удельным расходом пара на выработку 1 кВт·ч электрической энергии:

$$d_3 = \frac{D}{N_3} = \frac{3600}{\eta_{os} \cdot H_o} \quad (1.14)$$

и удельным расходом теплоты

806029 ф

$$q_3 = d_3 \cdot (h_0 - h'_k) = \frac{3600}{\eta_{os} \cdot \eta_t} = \frac{3600}{\eta_3} \quad (1.15)$$

Выражение (1.13), характеризующее абсолютный электрический КПД паротурбинной установки, показывает, что доля теплоты, преобразованной в электрическую энергию, определяется произведением двух коэффициентов: относительного электрического КПД турбогенератора η_{os} и абсолютного термического КПД теплового цикла η_t . Отсюда следует, что для повышения $\eta_{os} = \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_{oi}$ необходимо до минимума сокращать прежде всего потери в самой турбине, поскольку величина η_{oi} оказывает наибольшее влияние на значение η_{os} , а также уменьшать механические потери и потери в генераторе. Для увеличения η_t нужно повышать разность температурного уровня рабочей среды, определяемого начальными и конечными параметрами цикла.

Относительный электрический КПД η_{os} зависит от типа и мощности турбины. Для конденсационных и теплофикационных турбин в диапазоне мощностей $N_{эп} = 4 \div 1200$ МВт значение $\eta_{os} = 0,76 \div 0,88$, а для турбин типа ПТ и Р при $N_{эп} = 4 \div 100$ МВт величина $\eta_{os} = 0,70 \div 0,78$. В указанном диапазоне мощностей $\eta_r = 0,96 \div 0,99$, $\eta_m = 0,98 \div 0,99$ и $\eta_{oi} = 0,75 \div 0,90$. При этом с увеличением мощности турбины $\eta_r, \eta_m, \eta_{oi}$ и η_{os} возрастают. В пределах изменения начального давления цикла $P_0 = 10 \div 25$ МПа и температуры $t_0 = 350 \div 550^\circ\text{C}$ ориентировочные значения абсолютного КПД $\eta_{ic} = 0,41 \div 0,46$.

Глава 2. ТУРБИНАЯ СТУПЕНЬ

2.1. ТУРБИНАЯ СТУПЕНЬ И ЕЕ ГЕОМЕТРИЯ

Турбинная ступень представляет собой сочетание неподвижной диафрагмы и вращающегося рабочего колеса. Основными элементами ступени являются сопловые и рабочие лопатки. Сопловые лопатки крепятся в диафрагме, рабочие - на ободе диска колеса (рис.2.1). В каналах сопловых лопаток потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую энергию, которая через рабочие лопатки передается на диск и затем на вал в виде механической работы.

Рабочие лопатки для повышения надежности против вибрации обычно связываются по вершинам в пакеты ленточным бандажем (по 4-12 лопаток). Поверх бандажа предусматриваются уплотнения для

уменьшения утечки пара из области большего давления. Подобное уплотнение устанавливается между диафрагмой и валом.

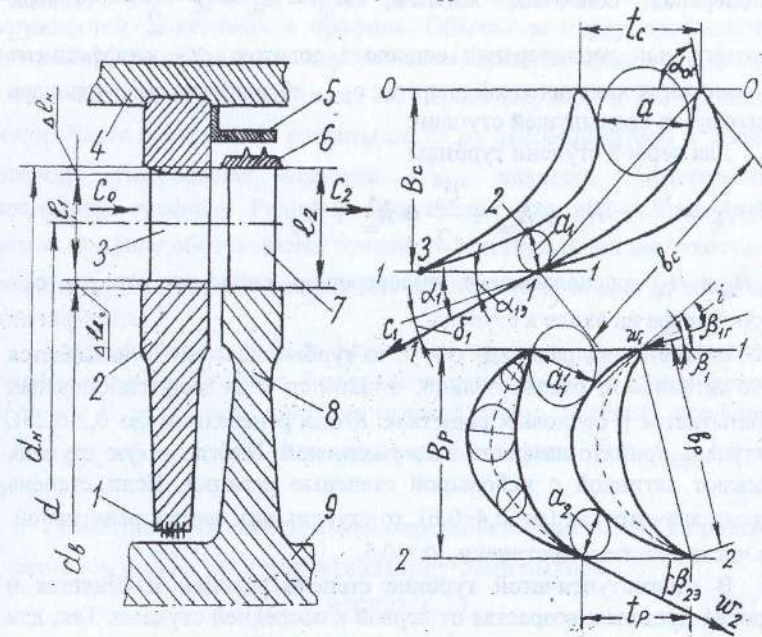


Рис. 2.1. Геометрия турбинной ступени:

1-диафрагменное уплотнение; 2-диафрагма; 3-сопловая лопатка; 4-корпус турбины; 5-надбандажное уплотнение; 6-ленточный бандаж; 7-рабочая лопатка; 8-диск; 9-вал

Турбинные ступени бывают двух типов - активные и реактивные. Основным параметром, характеризующим тип ступени, является степень реакции ρ , под которой понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток h_{op} к располагаемому теплоперепаду ступени h_{os}^* , т.е.:

$$\rho = \frac{h_{op}}{h_{os}^*} \quad (2.1)$$

Полный располагаемый теплоперепад промежуточной ступени:

$$h_0^* = h_0 + \chi \cdot \frac{c_2^2}{2} = h_{oc} + h_{op} + \chi \cdot \frac{c_2^2}{2} = h_{oc}^* + h_{op}, \quad (2.2)$$

где $h_0 = h_{oc} + h_{op}$ - располагаемый теплоперепад ступени по действительным (статическим) параметрам; h_{oc}^* - располагаемый

теплоперепад сопловых лопаток; $h_{oc}^* = h_{oc} + \chi \cdot \frac{c_2^2}{2}$ - полный располагаемый теплоперепад сопловых лопаток; χ - коэффициент использования кинетической энергии; c_2 - абсолютная скорость пара на выходе из предыдущей ступени.

Для первой ступени турбины

$$h_0^* = h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_{oc} + h_{op} + \frac{c_0^2}{2} = h_{oc}^* + h_{op},$$

где h_{oc} и h_{oc}^* - располагаемые теплоперепады сопловых лопаток, c_0 - скорость пара на входе в ступень.

Если степень реакции $\rho = 0$, то турбинная ступень называется чисто активной и, следовательно, в такой ступени весь теплоперепад срабатывается в сопловых решетках. Когда ρ невелика (до 0,2-0,25), то ступень принято называть также активной. Иногда такую ступень называют активной с небольшой степенью реакции. Если степень реакции значительна ($\rho = 0,4 \div 0,6$), то ступень называется реактивной. Для чисто реактивной ступени $\rho = 0,5$.

В многоступенчатой турбине степень реакции изменяется в широких пределах, возрастая от первой к последней ступени. Так, для конденсационной турбины величина ρ на первых ступенях принимается в пределах 0,06 - 0,15, а на последних двух-трех ступенях достигает 0,40 - 0,65.

Геометрия турбинной ступени (рис. 2.1) определяется меридиональным сечением и цилиндрическими сечениями (развертками) на одном или нескольких диаметрах.

В меридиональной плоскости геометрическими параметрами ступени являются: диаметры (средний d , внутренний d_n и наружный d_n); длина (высота) лопатки $l_2 = d_n - d = d - d_b$; осевой δ_α и радиальный δ_r зазоры; перекрыша $\Delta l = l_2 - l_1$.

Развертка цилиндрического сечения одного ряда лопаток называется решеткой профилей. На радиусе r она характеризуется формой и размерами самого профиля и канала, образуемого соседними профилями.

Все параметры на входе в сопловую решетку имеют индекс 0, на выходе из сопловой решетки и на входе в рабочую решетку - индекс 1; на выходе из рабочей решетки - индекс 2. Абсолютные скорости и углы, характеризующие обтекание сопловой решетки, обозначаются буквой C и α , а относительные скорости и углы рабочей решетки, соответственно, ω и β .

Профилем лопатки (рис.2.1) называется ее сечение, перпендикулярное радиусу. Средняя линия профиля проходит через центры окружностей, вписанных в профиль. Обычно за хорду профиля ω принимают расстояние между концами средней линии профиля. Толщина профиля C измеряется по перпендикуляру к его средней линии. Часто величина C отсчитывается по перпендикуляру к хорде профиля. Наибольшая толщина C_{max} является характерным параметром профиля. Радиусы закруглений входной и выходной кромок профиля обозначаются буквой r . Максимальной вогнутостью профиля f_{max} называется наибольшее расстояние от хорды до средней линии профиля.

Сравнительную оценку различных профилей производят по относительным величинам. За определяющий параметр принимается хорда ω . В результате получим относительную толщину профиля $\bar{C} = C_{max} / \omega$, относительную вогнутость профиля $\bar{f} = f_{max} / \omega$ и т.д.

Геометрия решетки профилей определяется шагом t , шириной B , размером канала a и эффективными углами выхода:

$$\alpha_{1Э} = \arcsin \alpha_1 / t_C; \quad (2.3)$$

$$\beta_{2Э} = \arcsin \alpha_2 / t_p, \quad (2.4)$$

которые при докритических скоростях принимаются равными углам потока α_1 и α_2 . Положение профилей в решетках определяется углами установки α_y и β_y , образуемыми хордой и фронтальной линией. Углы $\alpha_{0Г}$ и $\beta_{1Г}$, характеризующие направления входных кромок профилей, называются геометрическими (входными) углами. Иногда эти углы называются скелетными. Углы изогнутости профилей $\Delta\alpha_G = 180^\circ - (\alpha_{0Г} + \alpha_{1Э})$ и $\Delta\beta_G = 180^\circ - (\beta_{1Г} + \beta_{2Г})$ определяют не только геометрию канала сопловых и рабочих решеток, но и углы поворота потока $\Delta\alpha = 180^\circ - (\alpha_0 + \alpha_1)$ и $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$. В сопловых решетках паровых турбин

$\alpha_{0Г} = 60 \div 90^\circ$, $\alpha_{1Э} = 8 \div 25^\circ$, $\beta_{2Э} = 65 \div 110^\circ$; в рабочих решетках $\Delta\beta_G = 15 \div 170^\circ$, $\beta_{2Э} = 10 \div 35^\circ$ и $\Delta\beta_G = 5 \div 145^\circ$.

Наиболее характерными относительными параметрами турбинной ступени являются шаг решетки $\bar{t} = t / \omega$ (обратная величина ω / t густота решетки), длина лопатки $\bar{l} = l / \omega$ и веерность лопаток $\mathcal{G} = r_n / r_g$. При $\mathcal{G} < 1,2$ и $\bar{l} < 1,0$ лопатки считаются малой

верности и малой длины (короткие лопатки), при $\mathcal{S} = 1,2 \div 1,4$ и $\bar{\ell} = 1,0 \div 3,0$ - средней верности и средней длины, при $\mathcal{S} > 1,4$ и $\bar{\ell} > 3,0$ - большой верности и большой длины (длинные лопатки).

2.2. РАСШИРЕНИЕ ПАРА В КАНАЛАХ СОПЛОВЫХ РЕШЕТОК

Процесс расширения пара в каналах сопловых решеток связан с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую: с уменьшением энтальпии h скорость потока C возрастает. Такое течение называется конфузорным, а решетки профилей конфузорными (рис. 2.1). В конфузорных решетках ширина канала a уменьшается в направлении движения пара ($a_1 < a_0$).

В паровых турбинах наибольшее применение находят суживающиеся сопла с косым срезом и редко расширяющиеся сопла (сопла Лавала). Суживающиеся сопла используются для получения дозвуковых и околосзвуковых скоростей. Скорости пара, несколько большие скорости звука ($Mc_{1t} = C_{1t}/a_1 > 1$) в суживающемся сопле достигаются в косом срезе 1-2-3 (рис. 2.1). Сопла Лавала позволяют получить существенно большие сверхзвуковые скорости. Однако при сверхзвуковых течениях появляются дополнительные потери, называемые волновыми, снижающие КПД ступени.

В идеальном случае, т.е. при отсутствии теплообмена с внешней средой и потерь на трение и вихреобразование, истечение пара из сопла протекает по изоэнтропе $O1_t$ (рис. 2.2) и подчиняется уравнению:

$$h_0 - h_{1t} = C_{1t}^2/2 - C_0^2/2, \quad (2.5)$$

где h_0 и C_0 - энтальпия и скорость пара перед сопловой решеткой; h_{1t} и C_{1t} - энтальпия и скорость пара за решеткой при изоэнтропном процессе расширения.

Из (2.5) теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки:

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c} + C_0^2} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}^*}, \quad (2.6)$$

где $h_{0c} = h_0 - h_{1t}$ - располагаемый теплоперепад сопловой решетки, Дж/кг, определяемый по действительному перепаду давлений P_0 и P_1 ; $h_{0c}^* = h_{0c} + C_0^2/2$ - располагаемый теплоперепад по параметрам торможения, эквивалентный разности давления торможения P_0^* на входе в решетку и действительного давления P_1 за решеткой (рис. 2.2).

Реальный процесс расширения из-за вязкости пара протекает с теплообменом, трением и вихреобразованием (политропа $O1$).

Вследствие этого действительная скорость выхода пара из сопловой решетки C_1 будет меньше C_{1t} , что характеризуется отношением $\varphi = C_1 / C_{1t}$, называемым коэффициентом скорости сопловой решетки. Потери кинетической энергии в сопловой решетке

$$\Delta h_c = C_{1t}^2/2 - C_1^2/2 = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{C_{1t}^2}{2} \quad (2.7)$$

повышают энтальпию пара до значения $h_1 = h_{1t} + \Delta h_c$, в результате чего действительное состояние пара за сопловой решеткой (на входе в рабочую решетку) характеризуется точкой 1.

С учетом (2.6) потери можно представить в виде:

$$\Delta h_c = (1 - \varphi^2) \cdot (h_{0c} + \frac{C_0^2}{2}) = (1 - \varphi^2) h_{0c}^*. \quad (2.8)$$

На практике часто используется коэффициент потерь энергии

$$\zeta_c = \frac{\Delta h_c}{C_{1t}^2/2} = \frac{\Delta h_c}{h_{0c}^*} = 1 - \varphi^2, \text{ откуда } \varphi = \sqrt{1 - \zeta_c}.$$

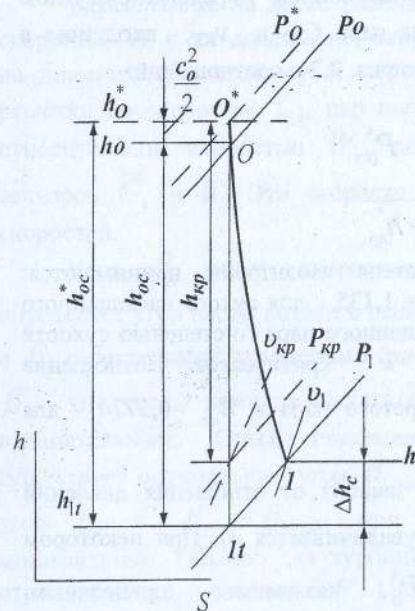


Рис.2.2. Процесс расширения пара в канале сопловой решетки

Коэффициенты φ и ζ_c определяются по конечным осредненным параметрам пара и, следовательно, оценивают суммарный эффект потерь в сопловых каналах. Значения φ и ζ_c зависят в основном от геометрии сопловых лопаток, а также от качества обработки их поверхностей. Так, коэффициент φ может изменяться от 0,92 до 0,98. Для современных турбин большой мощности, имеющих относительно длинные лопатки, $\varphi = 0,96 \div 0,98$, при этом $\zeta_c = 0,04 \div 0,08$.

Рассмотрим особенности истечения пара из сопла с косым срезом в трех характерных случаях: при давлении за соплом $P_1 < P_{кр}$, $P_1 = P_{кр}$ и $P_1 > P_{кр}$. В первом

случае ($P_1 < P_{кр}$) в узком сечении сопла 1-2 (рис.2.1) устанавливаются критические параметры пара ($M_{1t} = M_{кр} = C_{кр}/a_{кр} = 1$). Дальнейшее

расширение пара от давления $P_{кр}$ до P_1 , с увеличением скорости от $C_{кр}$ до сверхзвуковой скорости C_{1l} ($M_{1l} > M_{кр}$) происходит в косом срезе сопла. При этом поток отклоняется от оси сопла на угол δ_1 (рис. 2.1) так, что угол выхода пара из сопловой решетки $\alpha_1 = \alpha_{1э} + \delta_1$.

Величина α_1 находится из условия:

$$\sin \alpha_1 = \sin(\alpha_{1э} + \delta_1) = \frac{C_{кр}}{C_{1l}} \cdot \frac{v_{1l}}{v_{кр}} \cdot \sin \alpha_{1э}, \quad (2.9)$$

где δ_1 - угол отклонения потока в косом срезе сопла; v_1 и $v_{кр}$ - удельные объемы пара за соплом и в его минимальном сечении.

Во втором случае, если давление $P_1 = P_{кр}$, то за соплом параметры пара будут критическими ($M_{1l} = M_{кр}$, $C_{1l} = C_{кр}$, $v_1 = v_{кр}$, $T_1 = T_{кр}$ и т.д.).

В третьем случае ($P_1 > P_{кр}$) поток на выходе из сопла будет дозвуковым ($M_{1l} < M_{кр}$). Во втором и третьем случаях косой срез "не работает", и направление потока за соплом определяется углом $\alpha_1 = \alpha_{1э}$. Критические параметры пара $C_{кр}$ и $v_{кр}$, входящие в формулу (2.9), находятся с помощью рис. 2.2 и соотношений:

$$P_{кр} = \varepsilon_{кр} \cdot P_0^* = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \cdot P_0^*$$

$$C_{кр} = \sqrt{2 \cdot h_{кр}^* + C_0^2} = \sqrt{2 \cdot h_{кр}^*}$$

Численные значения показателя изоэнтропы принимаются: $\kappa = 1,3$ - для перегретого пара; $\kappa = 1,135$ - для сухого насыщенного пара; $\kappa = 1,035 + 0,1x$ - для насыщенного пара со степенью сухости x . При этих значениях κ критическое отношение

$\varepsilon_{кр} = P_{кр} / P_0^* = 0,5457$ - для перегретого пара и $\varepsilon_{кр} = 0,5774$ - для сухого насыщенного пара.

Угол отклонения потока δ_1 зависит от отношения давлений $\varepsilon_1 = P_1 / P_0^*$: с уменьшением ε_1 увеличивается δ_1 . При некотором отношении $\varepsilon_1 = \varepsilon_{1лпр} = P_{1лпр} / P_0^*$, называемом предельным, полностью исчерпывается расширительная способность косого среза.

Предельное давление пара за косым срезом сопловой решетки вычисляется по уравнению:

$$P_{1лпр} = \varepsilon_{1лпр} \cdot P_0^* = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \cdot (\sin \alpha_{1э})^{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}} \cdot P_0^* \quad (2.10)$$

По разности давлений $P_0^* - P_{1лпр}$ на $h-S$ - диаграмме находятся предельный располагаемый теплоперепад $h_{0лпр}^*$ и соответствующая ему предельная теоретическая скорость за решеткой $C_{1лпр} = \sqrt{2 \cdot h_{0лпр}^*}$.

В соответствии с (2.9) предельный угол отклонения потока $\delta_{1лпр} = \alpha_{1лпр} - \alpha_{1э}$ определяется из соотношения:

$$\sin \alpha_{1лпр} = \sin(\alpha_{1э} + \delta_{1лпр}) = \frac{C_{кр}}{C_{1лпр}} \cdot \frac{v_{1лпр}}{v_{кр}} \cdot \sin \alpha_{1э}. \quad (2.11)$$

Предельное значение удельного объема пара $v_{1лпр}$ находится по давлению $P_{1лпр}$ в конце изоэнтропного процесса расширения.

2.3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ПАРА В КАНАЛАХ РАБОЧИХ РЕШЕТОК

Укрепленные на диске рабочие лопатки вращаются с угловой скоростью ω , и, следовательно, окружная скорость рабочей решетки на диаметре d составляет $u = \omega \cdot d / 2$. Выходящий из сопловой решетки со скоростью C_1 , пар направляется в рабочую решетку с относительной скоростью W_1 , которая находится как разность векторов \vec{C}_1 и \vec{u} . Эти скорости образуют входной треугольник скоростей.

Угол β_1 между скоростью W_1 и фронтальной линией определяет угол входа потока в решетку. Разность между углами $\beta_{1г}$ и β_1 характеризует угол атаки i (рис.2.1). При этом, если угол $\beta_1 < \beta_{1г}$, то угол i принято считать положительным; если $\beta_1 > \beta_{1г}$ - отрицательным. Опыты показывают, что для каждой решетки существует оптимальный угол $\beta_{1опт}$ и, следовательно, оптимальный угол $i_{опт} = \beta_{1г} - \beta_{1опт}$, при которых профильные потери минимальные. Обычно для турбинных решеток угол $i_{опт}$ является отрицательным и равным 3-6°. При $i > i_{опт}$ ухудшается обтекание входного участка профиля, обусловленное в основном потерей на удар.

Из входного треугольника относительная скорость:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1},$$

а угол входа потока:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{C_1}{W_1} \cdot \sin \alpha_1\right).$$

Если бы течение пара в рабочей решетке происходило без потерь, то в соответствии с уравнением полной энергии

$$h_1 + \frac{W_1^2}{2} = h_{2t} + \frac{W_{2t}^2}{2}$$

теоретическая относительная скорость выхода пара из решетки:

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_{2t}) + W_1^2} = \sqrt{2 \cdot h_{op} + W_1^2} = \sqrt{2 \cdot h_{op}^*}, \quad (2.12)$$

где h_{2t} - энтальпия пара в конце изэнтропного процесса расширения;

$h_{op} = h_1 - h_{2t}$ - располагаемый теплоперепад рабочей решетки по

действительным параметрам; $h_{op}^* = h_{op} + \frac{W_1^2}{2}$ - полный располагаемый теплоперепад рабочей решетки по параметрам торможения (рис.2.3).

Направление скорости W_{2t} определяется углом выхода пара из решетки β_2 , зависящим от геометрии выходной кромки профиля.

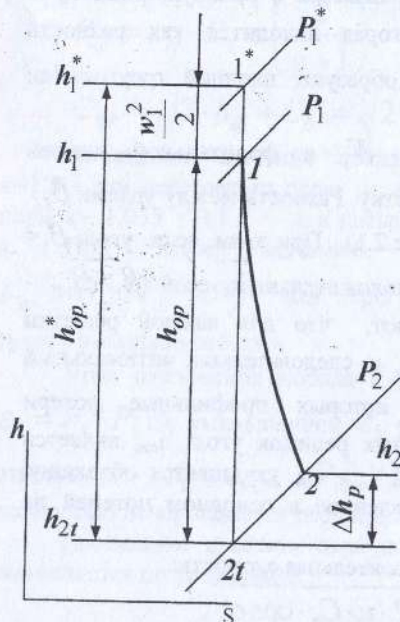


Рис.2.3. Процесс расширения пара в канале рабочей решетки

Обычно $\beta_2 < \beta_1$, и разность

$\beta_1 - \beta_2$ возрастает с увеличением ρ . Из-за потерь в рабочей

решетке действительная относительная скорость пара

$W_2 = \psi \cdot W_{2t}$, (2.13)

при этом коэффициент скорости ψ характеризует уменьшение

действительной скорости W_2

по отношению к теоретической W_{2t} .

В зависимости от геометрии канала решетки, длины

рабочих лопаток и качества обработки их поверхностей, а

также от степени реактивности ступени коэффициент ψ может

лежать в пределах 0,84 - 0,97.

Потери кинетической энергии в рабочей решетке

приводят к увеличению энтальпии пара за решеткой до значения

$h_2 = h_{2t} + \Delta h_p$, в результате чего действительное состояние пара за

рабочей решеткой определяется точкой 2 (рис.2.3).

Имея в виду (2.12) и (2.14), потери в рабочей решетке:

$$\Delta h_p = (1 - \psi^2) \cdot \left(h_{op} + \frac{W_1^2}{2}\right) = (1 - \psi^2) \cdot h_{op}^*, \quad (2.15)$$

а коэффициент потерь:

$$\zeta_p = \frac{\Delta h_p}{W_{2t}^2 / 2} = \frac{\Delta h_p}{h_{op}^*} = 1 - \psi^2 \quad (2.16)$$

и, следовательно, коэффициент скорости $\psi = \sqrt{1 - \zeta_p}$. Величина

относительной скорости W_2 существенно зависит от степени реакции

ρ , что следует из уравнения:

$$W_2 = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{op} + W_1^2} = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{op}^* + W_1^2}, \quad (2.17)$$

написанного в соответствии с (2.1), (2.12) и (2.13). Из уравнения (2.17)

следует, что чем больше ρ , тем значительнее разница между W_2 и

W_1 .

При известных значениях W_2 и u абсолютная скорость выхода

пара из рабочей решетки (из ступени):

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}, \quad (2.18)$$

а угол, определяющий ее направление,

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{W_2}{C_2} \cdot \sin \beta_2\right). \quad (2.19)$$

Кинетическая энергия скорости C_2 в рабочей решетке данной

ступени полезно не используется и поэтому называется потерей с

выходной скоростью:

$$\Delta h_e = C_2^2 / 2. \quad (2.20)$$

В многоступенчатой турбине на входе в последующую

промежуточную ступень эта энергия может использоваться

полностью или частично, и поэтому, в общем случае, она выражается

зависимостью:

$$\Delta h_e = \chi \cdot C_2^2 / 2, \quad (2.21)$$

$$\Delta h_p = \frac{W_{2t}^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{W_{2t}^2}{2} \quad (2.14)$$

приводят к увеличению энтальпии пара за решеткой до значения $h_2 = h_{2t} + \Delta h_p$, в результате чего действительное состояние пара за рабочей решеткой определяется точкой 2 (рис.2.3).

Имея в виду (2.12) и (2.14), потери в рабочей решетке:

$$\Delta h_p = (1 - \psi^2) \cdot \left(h_{op} + \frac{W_1^2}{2}\right) = (1 - \psi^2) \cdot h_{op}^*, \quad (2.15)$$

а коэффициент потерь:

$$\zeta_p = \frac{\Delta h_p}{W_{2t}^2 / 2} = \frac{\Delta h_p}{h_{op}^*} = 1 - \psi^2 \quad (2.16)$$

и, следовательно, коэффициент скорости $\psi = \sqrt{1 - \zeta_p}$. Величина относительной скорости W_2 существенно зависит от степени реакции ρ , что следует из уравнения:

$$W_2 = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{op} + W_1^2} = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{op}^* + W_1^2}, \quad (2.17)$$

написанного в соответствии с (2.1), (2.12) и (2.13). Из уравнения (2.17) следует, что чем больше ρ , тем значительнее разница между W_2 и W_1 .

При известных значениях W_2 и u абсолютная скорость выхода пара из рабочей решетки (из ступени):

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}, \quad (2.18)$$

а угол, определяющий ее направление,

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{W_2}{C_2} \cdot \sin \beta_2\right). \quad (2.19)$$

Кинетическая энергия скорости C_2 в рабочей решетке данной ступени полезно не используется и поэтому называется потерей с выходной скоростью:

$$\Delta h_e = C_2^2 / 2. \quad (2.20)$$

В многоступенчатой турбине на входе в последующую промежуточную ступень эта энергия может использоваться полностью или частично, и поэтому, в общем случае, она выражается зависимостью:

$$\Delta h_e = \chi \cdot C_2^2 / 2, \quad (2.21)$$

где χ - коэффициент использования кинетической энергии $C_2^2/2$ в последующей ступени, изменяющийся от 0 до 1.

Скорости W_2 , C_2 и u образуют выходной треугольник скоростей. При этом W_{1u} , W_{2u} , C_{1u} и C_{2u} характеризуют окружные составляющие, а W_{1a} , W_{2a} , C_{1a} и C_{2a} - осевые составляющие соответствующих относительных и абсолютных скоростей. Сумма $\Delta W_u = W_{1u} + W_{2u} = C_{1u} \pm C_{2u} = \Delta C_u$ определяет закрутку потока в рабочей решетке ρ .

Треугольники скоростей на входе в рабочую решетку и выходе из нее характеризуют кинематику потока турбинной ступени. На кинематику потока и геометрию каналов сопловых и рабочих решеток существенное влияние оказывает степень реакции.

Рассмотрим наиболее характерные случаи преобразования энергии пара в каналах рабочих решеток турбинных ступеней со степенью реакции $\rho = 0$ и $\rho = 0,5$.

2.3.1. Активная ступень

В чисто активной ступени ($\rho=0$ и, следовательно, $h_{op}=0$) расширение пара происходит только в сопловой решетке ($h_{oc}^* = h_o^*$). В каналах рабочих решеток кинетическая энергия относительного движения изменяется лишь на величину потерь Δh_p , а в абсолютном движении энергия, равная $\frac{C_1^2 - C_2^2}{2}$, преобразуется в механическую работу.

Из выражений (2.12), (2.13) и (2.15) следует, что в рассматриваемом случае $W_{2t} = W_1$, $W_2 = \psi \cdot W_1$ меньше W_1 и $\Delta h_p = (1 - \psi^2) \cdot W_1^2 / 2$, если кроме этого учесть, что для активной ступени $\beta_2 = \beta_1 - (2+10^\circ)$, то геометрия сопловых и рабочих решеток, треугольники скоростей и тепловой процесс турбинной ступени с $\rho=0$ изобразятся так, как показано на рис. 2.4 и 2.5.

На рис.2.4 видно, что для чисто активной ступени характерна большая конфузурность межлопаточного канала сопловой решетки ($\alpha_1 < \alpha_0$) и практически неизменяющаяся ширина канала рабочей решетки ($\alpha_2 \approx \alpha_1'$).

Здесь отметим, что, если в последующей ступени кинетическая энергия $C_2^2/2$ используется полностью ($\chi=1$), то состояние пара на

входе в нее определяется точкой 2'; если полностью теряется ($\chi=0$), то точкой 2; при частичном использовании ($\chi < 1$) - точкой 2''.

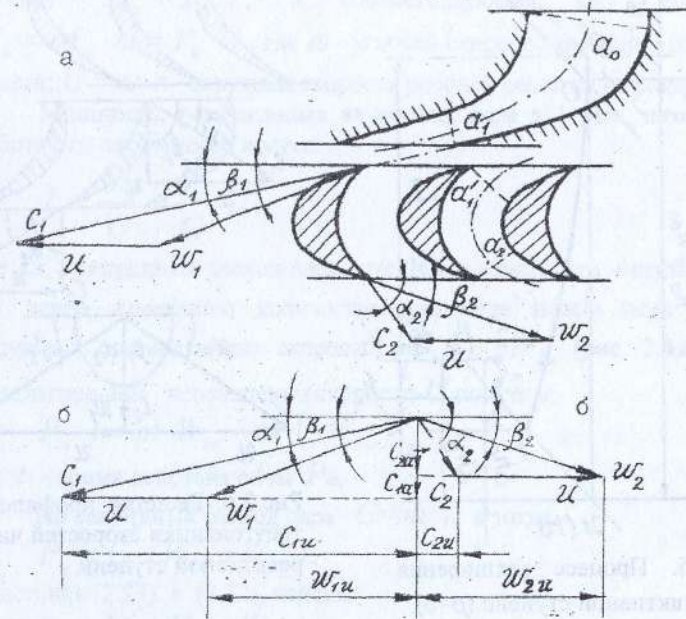


Рис. 2.4. Активная ступень:
а - геометрия каналов сопла и рабочей решетки, треугольники скоростей;
б - совмещенные треугольники скоростей

2.3.2. Реактивная ступень

Для реактивной ступени ($\rho \gg 0$), в соответствии с (2.1) и (2.12), располагаемые теплоперепады сопловых и рабочих решеток близки по величине ($h_{oc}^* \approx h_{op}^*$), а скорость W_{2t} существенно больше W_1 . Последнее свидетельствует о том, что в отличие от активной ступени, каналы рабочих решеток реактивной ступени должны быть конфузурными.

При равенстве теплоперепадов по действительным параметрам пара ($h_{oc}^* = h_{op}^*$), что является признаком чисто реактивной ступени, конфузурность сопловых и рабочих решеток одинаковая. В этом случае при равенстве скорости C_2 предыдущей ступени и относительной скорости W_1 последующей ступени, в соответствии с (2.6) и (2.12), будут одинаковыми теоретические скорости $C_{1t} = W_{2t}$, а при $\varphi = \psi$ будут одинаковыми и действительные скорости $C_1 = W_2$. Если

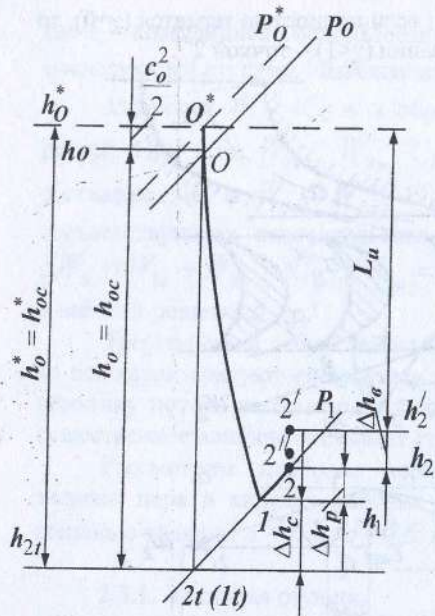


Рис.2.5. Процесс расширения пара в активной ступени ($\rho=0$)

при этом соблюдается равенство осевых скоростей $C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1$ и $C_{2a} = W_2 \cdot \sin \beta_2$, то будут одинаковыми и соответствующие поточные углы: $\alpha_1 = \beta_2$ и $\alpha_2 = \beta_1$. Такая турбинная ступень имеет симметричные треугольники скоростей и одинаковые, но зеркально отраженные решетки профилей на соответствующих радиусах сопловых и рабочих лопаток (рис. 2.6).

2.4. РАБОТА НА ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА

При обтекании паром профиля рабочей лопатки возникает подъемная сила P_y , перпендикулярная среднегеометрической скорости W_m , и сила лобового сопротивления P_x , по направлению совпадающая со скоростью W_m (рис.2.7). Сумма сил $\bar{P} = \bar{P}_y + \bar{P}_x$ называется полной аэродинамической силой.

Окружная составляющая P_u силы P создает момент, приводящий во вращение рабочее колесо турбинной ступени, а осевая составляющая P_a характеризует одну из сил, воспринимаемых упорным подшипником.

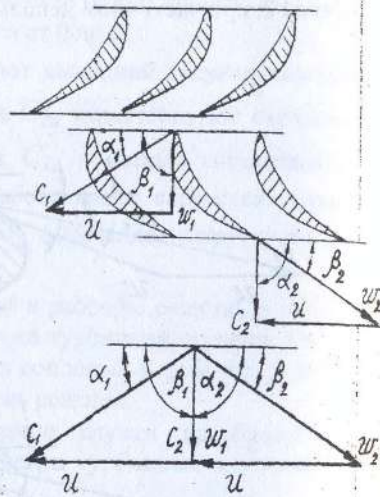


Рис.2.6. Решетки профилей и треугольники скоростей чисто реактивной ступени

Развиваемый потоком пара на рабочих лопатках крутящий момент $M_u = P_u \cdot r$, а соответствующая ему мощность $N_u = M_u \cdot \omega = P_u \cdot U$, где ω - угловая скорость вращения рабочего колеса; $U = \omega \cdot r$ - окружная скорость рабочей решетки на радиусе r .

Мощность, рассчитанная на расход пара в 1 кг/с, называется работой на окружности колеса:

$$L = \frac{N_u}{G} = \frac{P_u}{G} \cdot U, \quad (2.22)$$

где G - секундный расход пара, кг/с. Имея в виду, что импульс силы P_u равен изменению количества движения массы пара m от окружных составляющих скоростей W_{1u} и W_{2u} (рис. 2.4,б), при положительном направлении скорости U получим:

$$P_u \cdot t = m \cdot W_{1u} - m \cdot (-W_{2u}),$$

где t - время действия силы P_u .

Но секундный расход пара $G = m/t$ и тогда

$$P_u = G \cdot (W_{1u} + W_{2u}). \quad (2.23)$$

Подставив (2.23) в (2.22), найдем:

$$L_u = U \cdot (W_{1u} + W_{2u}). \quad (2.24)$$

Зависимость (2.24), называемая уравнением энергии Эйлера, показывает, какая работа от 1 кг пара в секунду передается рабочими лопатками на обод диска колеса в виде механической энергии.

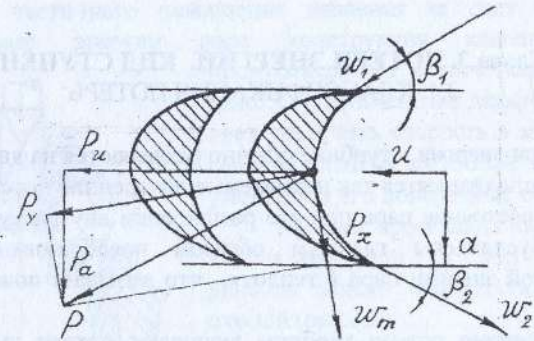


Рис. 2.7. Силы, действующие на профиль рабочей решетки турбинной ступени

Из косоугольных треугольников скоростей (рис.2.4,б):
 $W_{1u} = W_1 \cdot \cos \beta_1 = C_{1u} - u = C_1 \cdot \cos \alpha_1 - u$;
 $W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2 = C_{2u} + u = C_2 \cdot \cos \alpha_2 + u$;

$$2 \cdot u \cdot W_1 \cdot \cos \beta_1 = C_1^2 - u^2 - W_1^2;$$

$$2 \cdot u \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2 = u^2 + W_2^2 - C_2^2.$$

Тогда уравнение (2.24) может быть записано также в виде

$$L_u = U \cdot (C_{1u} \pm C_{2u}); \quad (2.25)$$

$$L_u = U \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2) = U \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 + C_2 \cdot \cos \alpha_2); \quad (2.26)$$

$$L_u = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}. \quad (2.27)$$

На обод диска колеса и затем на вал турбины передается в виде механической работы не вся располагаемая энергия ступени h_0^* . Одна часть ее теряется в каналах сопловых и рабочих лопаток (Δh_c и Δh_p), другая, в виде кинетической энергии выходной скорости Δh_g , не используется в данной ступени.

С учетом сказанного, работа на окружности:

$$L_u = h_0^* - (\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_g). \quad (2.28)$$

Имея в виду, что

$$h_0^* = h_{oc}^* + \Delta h_{op} = \frac{C_{1t}^2}{2} + \frac{W_{2t}^2 - W_{1t}^2}{2},$$

представляя потери Δh_c , Δh_p и Δh_g в соответствии с (2.7), (2.14) и (2.20), выражение (2.28) легко приводится к виду уравнения (2.27).

Глава 3. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ. КПД СТУПЕНИ

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОТЕРЬ

Потери энергии в турбине обычно разделяются на две группы. К первой группе относятся так называемые внутренние потери, которые влияют на состояние пара при его расширении внутри турбины. Эти потери обусловлены главным образом преобразованием части кинетической энергии пара в теплоту, что вызывает повышение его энтальпии.

Внутренние потери турбины включают потери кинетической энергии в стопорном и регулирующих клапанах, в каналах сопловых и рабочих лопаток, с выходной скоростью, на трение диска рабочего колеса, от парциального впуска пара, через внутренние зазоры ступени, от влажности пара и в выходном патрубке. Перечисленные потери определяют величину относительного внутреннего КПД турбины η_{oi} . Внутренние потери, без учета потерь энергии в клапанах и выходном

патрубке, характеризуют относительный внутренний КПД проточной части турбины η'_{oi} .

Ко второй группе потерь относятся внешние потери. Они не влияют на параметры пара при его расширении в турбине и поэтому называются внешними потерями.

Внешние потери включают механические потери и потери от утечек пара через концевые уплотнения вала. Механические потери характеризуются механическим КПД η_M .

Внутренние потери энергии являются основными потерями турбины.

3.2. ПОТЕРИ В КЛАПАНАХ И ВЫХОДНОМ ПАТРУБКЕ

3.2.1. Потери в клапанах

Поступающий в турбину пар проходит через запорные и регулирующие органы: стопорный и регулирующие клапаны. Эти клапаны, установленные перед турбиной, являются ее составными конструктивными узлами. Таким образом, состояние свежего пара перед турбиной с давлением P_o , температурой t_o и энтальпией h_o характеризуется его состоянием перед стопорным клапаном.

При протекании через клапан скорость пара обычно лежит в пределах 50-100 м/с и доходит до 150 м/с. Значительная часть кинетической энергии пара при прохождении через клапан теряется. При этом энтальпия пара до и после клапана принимается неизменяющейся ($h = const$).

Для частичного повышения давления за счет уменьшения кинетической энергии пара конструкция клапана обычно предусматривает конический диффузор (рис. 3.1). Применение диффузора позволяет увеличить скорость в минимальном сечении клапана до 150 м/с и тем самым уменьшить его поперечные размеры.

Процесс протекания пара в системе клапан-диффузор в h - S диаграмме условно можно изобразить следующей схемой (рис. 3.2).

Пусть на входе в клапан параметры пара P_o и t_o (точка 0); давление P_1 , устанавливается в минимальном сечении с диаметром d_1 , где средняя теоретическая скорость:

$$C_{1t} = \frac{G \cdot V_{1t}}{\pi \cdot d_1^2 / 4}.$$

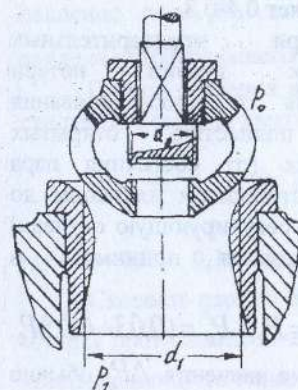


Рис. 3.1. Регулирующий клапан с коническим диффузором

Пренебрегая потерями от входа в клапан до этого сечения, можно принять, что точка 1_t - характеризует параметры пара в конце изэнтропного расширения.

В диффузоре происходит восстановление давления до P'_0 , сопровождаемое потерями кинетической энергии $h_0 = C_{1t}^2/2$, в связи с чем состояние пара за диффузором определяется не точкой 2_t , а точкой 2. Если восстановление давления характеризуется увеличением энтальпии на $\Delta h_{ec} = \xi_{ec} \cdot C_{1t}^2/2$, то потери в диффузоре на $\Delta h_d = \xi_d \cdot C_{1t}^2/2$. На выходе из диффузора скорость пара равна C_0 и с учетом полной потери энергии $\Delta h_g = C_0^2/2 = \xi_{ec} \cdot C_{1t}^2/2$ состояние пара на входе в сопловую решетку регулирующей ступени отвечает точке O' с параметрами P'_0 и h_0 .

Потеря давления в клапанной системе оценивается по формуле:

$$\Delta P_k = P_0 - P'_0 = \xi_k \frac{C_{1t}^2}{2 \cdot V_0}; \quad (3.1)$$

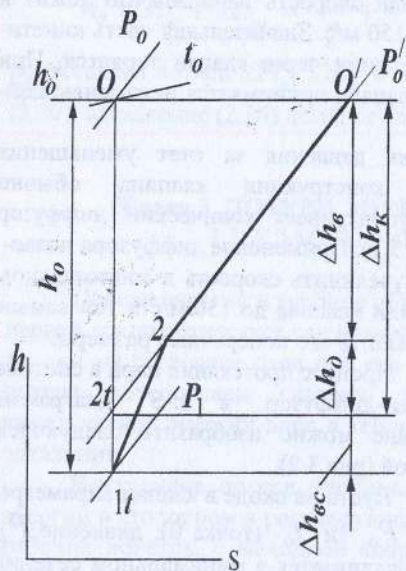


Рис. 3.2. Процесс протекания пара в клапанной системе

в тепловых единицах она будет равна: $\Delta h_k = \xi_k \frac{C_{1t}^2}{2}$. Значение коэффициента потерь ξ_k зависит от конструкции клапанной системы и обычно составляет 0,4-0,8.

При предварительных расчетах турбин потери давления от дросселирования при полностью открытых клапанах (от состояния пара перед стопорным клапаном до входа в регулирующую ступень) рекомендуется принимать в пределах

$$\Delta P_k = P_0 - P'_0 = (0,03 \div 0,05) P_0.$$

Меньшие значения ΔP_k обычно назначаются при больших мощностях турбины. Кроме

стопорного и регулирующего клапанов на входе в турбину, на паропроводе после промежуточного перегревателя устанавливаются

отсечной и регулирующей клапаны. В турбинах для комбинированной выработки тепла и электрической энергии каждый регулируемый отбор пара обеспечивается соответствующими регулирующими органами - клапаном или поворотной диафрагмой.

Во время работы турбины регулирующие клапаны и поворотные диафрагмы могут быть открыты полностью или частично. Стопорные и отсечные клапаны обычно находятся только в двух положениях - они или закрыты или полностью открыты.

3.2.2. Потери в выходном патрубке

На экономичность турбины, особенно конденсационного типа, значительное влияние оказывает конструкция выходного патрубка. Это связано с тем, что из последней ступени конденсационной турбины пар выходит с большой скоростью $C_2 = 200 \div 300$ м/с. Потеря с выходной скоростью в этом случае составляет $\Delta h_g = 20 \div 45$ кДж/кг и может в некоторых турбинах доходить до $\xi_g = \Delta h_g / H_0 = 0,04$. Поэтому как частичное восстановление давления в патрубке, так и дополнительная потеря давления в нем могут весьма существенно сказываться на экономичности турбины.

Включение в выходной патрубок диффузорного участка для частичного восстановления давления даже для турбин конденсационного типа не всегда целесообразно из-за увеличения осевых размеров патрубка и металлоемкости турбины. В противодавленческих турбинах скорость пара C_2 за последней ступенью, как правило, меньше, чем в конденсационных турбинах и обычно восстановление давления не предусматривается. Поэтому давление пара P_z за последней ступенью чаще всего больше давления отработавшего пара P_k за выходным патрубком.

Потеря давления в выходном патрубке может быть оценена по следующей эмпирической формуле:

$$\Delta P_{\Pi} = P_z - P_k = \lambda \left(\frac{C_{\Pi}}{100} \right)^2 \cdot P_k,$$

где $\lambda = 0,07 \div 0,10$ - опытный коэффициент.

Скорость пара за выходным патрубком принимается $C_{\Pi} = 40 \div 60$ м/с для противодавленческих турбин и $C_{\Pi} = 100 \div 120$ м/с для турбин конденсационного типа. Значительные по величине скорости C_{Π} , принимаемые для конденсационных турбин, обусловлены необходимостью получения приемлемого сечения выходного патрубка из-за существенно больших удельных объемов пара v_{Π} по

сравнению с противоавиационными турбинами. Это вытекает из уравнения неразрывности $G \cdot v_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot C_{\Pi}$, написанного для рассматриваемого сечения патрубков.

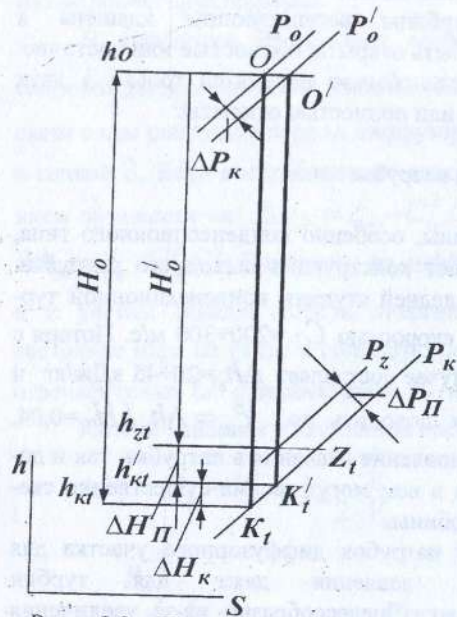


Рис. 3.3. Потери в клапанах и выходном патрубке в h-S диаграмме

$$H'_0 = H_0 - (\Delta H_{\kappa} + \Delta H_{\Pi}) = h_0 - h_{z1}$$

Этот теплоперепад при расчете турбины распределяется по ее ступеням.

3.3. ПОТЕРИ В СОПЛАХ, НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ И С ВЫХОДНОЙ СКОРОСТЬЮ

Потери в соплах, на рабочих лопатках и с выходной скоростью составляют группу потерь, которые определяют эффективность (качество) работы лопаточных аппаратов ступени. Эти потери характеризуются относительным лопаточным КПД $\eta_{0,л}$.

3.3.1. Потери в соплах

Потери кинетической энергии в каналах сопловых лопаток в основном зависят от ударного воздействия пара при входе на лопатки, трения частиц пара о поверхности лопаток и относительно друг друга,

В h-S диаграмме потери давления в клапанах ΔP_{κ} и выходном патрубке ΔP_{Π} откладываются по перпендикулярам от изобар P_0 и P_{κ} , и таким образом находятся давления пара перед регулирующей ступенью P'_0 и за последней ступенью P'_z (рис. 3.3). В тепловых единицах потери в клапанах и выходном патрубке выражаются разностью энтальпий:

$$\Delta H_{\kappa} = h'_{K1} - h_{K1}$$

$$\text{и } \Delta H_{\Pi} = h_{z1} - h'_{K1}$$

С учетом потерь ΔH_{κ} и ΔH_{Π} располагаемый теплоперепад проточной части турбины:

поворота потока из-за изогнутости профилей, увеличения толщины пограничного слоя на поверхности каналов в направлении движения пара, вихревых течений в кромочном следе и концевых явлений у торцевых стенок (на ограничивающих поверхностях статора и ротора турбины). Эти потери приводят к тому, что на выходе из каналов сопловых решеток действительная скорость пара C_1 становится меньше теоретической скорости C_{1t} . Снижение скорости C_1 по отношению к C_{1t} учитывается коэффициентом скорости $\phi = C_1/C_{1t}$.

В соответствии с опытами коэффициент ϕ в основном зависит от геометрии сопловых лопаток (длины, толщины входных и выходных кромок профилей и их изогнутости, протяженности канала), состояния поверхности лопаток и скорости пара.

В зависимости от качества поверхности каналов при расчете турбинных ступеней принимается: $\phi = 0,92 \div 0,94$ для грубо отлитых сопел, $\phi = 0,95 \div 0,96$ для тщательно отлитых сопел и $\phi = 0,96 \div 0,975$ для фрезерованных сопел.

Большое влияние на коэффициент ϕ оказывает длина сопловой лопатки, с уменьшением которой величина ϕ снижается. Это видно на рис. 3.4, на котором приводится опытная зависимость ϕ от длины сопловых лопаток l_1 при примерно одинаковом состоянии их

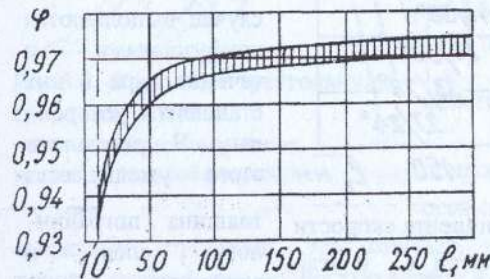


Рис.3.4. Зависимость коэффициента скорости ϕ от длины сопловой лопатки l_1

поверхностей. Особенно замечное снижение ϕ и, следовательно, увеличение потерь в каналах сопловых лопаток, начинается с длины $l_1 = 50$ мм. В этой связи при проектировании турбинных ступеней рекомендуется принимать длину сопловой лопатки не менее 10 мм.

В расширяющихся соплах (соплах Лавала), при противоавиационных выше расчетного, возможно появление скачков уплотнения и, как следствие этого, дополнительных потерь энергии, связанных с волновыми сопротивлениями. В этом случае коэффициент ϕ принимается несколько ниже рекомендованных значений. Заметим также, что если расширение пара продолжается за пределами косога среза сопла, то эквивалентная этому расширению кинетическая энергия полностью теряется.

3.3.2. Потери на рабочих лопатках

Потери кинетической энергии на рабочих лопатках учитываются коэффициентом скорости $\psi = W_2 / W_{2t}$. Физическая сторона этих потерь аналогична потерям в каналах сопловых решеток.

Для оценки потерь на рабочих лопатках активных ступеней можно пользоваться опытными кривыми (рис. 3.5). Здесь изменение ψ дано в зависимости от длины лопатки l_2 и угла поворота потока в решетке $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$. В соответствии с этими кривыми при данном значении l_2 с увеличением $\Delta\beta$ коэффициент ψ уменьшается; при постоянном угле поворота $\Delta\beta$ наиболее интенсивное снижение ψ начинается с $l_2 \approx 50$ мм. Во избежание больших потерь при малых длинах рабочих лопаток рекомендуется принимать l_2 не менее 12 мм.

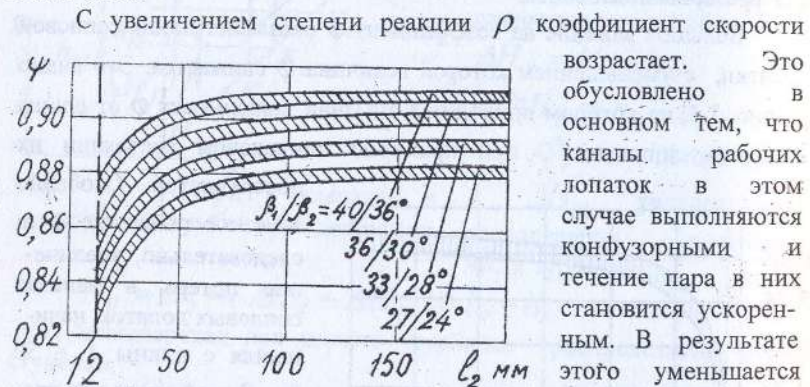


Рис.3.5. Зависимость коэффициента скорости ψ от длины сопловой лопатки l_2 и угла поворота потока для активной ступени

Поэтому, ориентируясь на кривые рис. 3.5, коэффициент ψ для ступеней с умеренной степенью реакции $\rho = 0,06 \div 0,12$ принимается на 1,5÷2,0 % выше, чем для активных ступеней. Для реактивных ступеней ($\rho = 0,4 \div 0,6$) величина ψ достигает 0,96-0,97. Потери энергии на рабочих лопатках во многом зависят от правильно выбранного соотношения между основными геометрическими параметрами решетки профилей. В частности, для уменьшения потерь рекомендуется шаг решетки t_p увязывать с внутренним радиусом кривизны профиля r и углами β_{1r} и β_{2r} по формуле:

$$t_p = \frac{r}{\sin \beta_{1r} + \sin \beta_{2r}} \quad (3.2)$$

3.3.3. Потери с выходной скоростью

Для рассматриваемой ступени, абсолютная скорость C_2 , с которой пар выходит из рабочих лопаток, характеризует потерю с выходной скоростью $\Delta h_b = C_2^2 / 2$. В многоступенчатой турбине эта энергия может быть полностью или частично использована в последующей ступени. Для этого необходимо, чтобы осевой зазор δ_a между предыдущей и последующей ступенями был небольшим для обеспечения безударного входа пара.

При снижении мощности конденсационной турбины потери с выходной скоростью возрастают на ступенях в части низкого давления. Это связано с уменьшением теплоперепадов, особенно на 2-3 последних ступенях. В этом случае скорость пара C_2' заметно отклоняется от направления оптимального (безударного) обтекания, соответствующего расчетному режиму (рис.3.6), что приводит к частичной или полной потере на удар

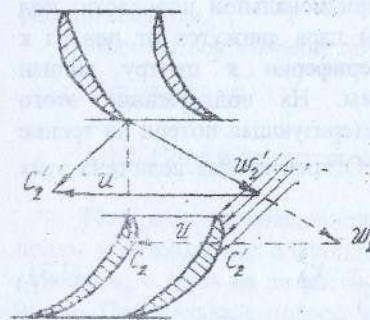


Рис.3.6. Выходные треугольники скоростей ступени: — на расчетном режиме; — на режиме сниженной мощности

кинетической энергии $C_2'^2 / 2$.

Энергия выходной скорости полностью теряется при больших осевых зазорах δ_a между двумя смежными ступенями. Это означает, что независимо от режима работы турбины она полностью теряется за регулирующей ступенью, за ступенями перед камерами регулируемых и регенеративных отборов пара, при резком увеличении диаметра проточной части турбины и за рабочими лопатками последней ступени.

Потери энергии с выходной скоростью Δh_b повышают энтальпию пара за ступенью и на h - S диаграмме обычно откладываются после потерь Δh_c и Δh_p или после всех остальных внутренних потерь, если энергия выходной скорости используется в последующей ступени.

Для последних ступеней конденсационных турбин малой и средней мощности, работающих при сравнительно неглубоких

вакуумах, потери с выходной скоростью Δh_v обычно составляют 1-2 % от располагаемого теплоперепада H_0 ; в конденсационных турбинах большой мощности они достигают 3-4 %.

3.4. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ ДИСКА И ОТ ПАРЦИАЛЬНОСТИ

3.4.1. Потери на трение диска

Потери на трение диска о пар имеют значение для турбин активного типа с дисковой конструкцией ротора. В реактивных турбинах с барабанной конструкцией ротора потери от трения настолько малы, что ими обычно пренебрегают.

При вращении диска рабочего колеса заполняющий камеру пар также приводится во вращение вокруг оси турбины. Кроме этого, пар приобретает вихревые движения в меридиональной плоскости: под действием центробежных сил частицы пара движутся от центра к периферии вблизи диска и от периферии к центру вблизи неподвижной поверхности диафрагмы. На поддержание этого движения затрачивается энергия, характеризующая потери на трение торцевых поверхностей диска $\Delta h_{m,d}$. Относительная величина этих потерь оценивается по формуле:

$$\xi_{m,d} = \frac{\Delta h_{m,d}}{h_0^*} = K_{m,d} \cdot \frac{d^2}{F_1} \cdot x_\phi^3, \quad (3.3)$$

где $K_{m,d}$ - коэффициент трения; d - средний диаметр ступени; F_1 - выходная площадь сопловой решетки и x_ϕ - отношение скоростей.

Коэффициент трения $K_{m,d}$ зависит главным образом от числа

Рейнольдса $Re_u = \frac{u \cdot r}{\nu}$, режима течения в осевом зазоре δ_0 между поверхностями диска и диафрагмы, относительного зазора $\bar{\delta}_0 = \delta_0 / r$ и шероховатости поверхности диска. В зоне обычных для паровых турбин чисел Re_u и зазоров $\bar{\delta}_0$ коэффициент $K_{m,d} = (0,45 \div 0,80) 10^{-3}$.

Относительные потери на трение о пар свободных цилиндрических поверхностей на ободе диска и наружной поверхности лопаточного бандажа определяются по приближенным зависимостям, аналогичным формуле (3.3):

$$\xi_{m,n} = K_{m,n} \cdot \frac{d \cdot \sum B}{F_1} \cdot x_\phi^3; \quad (3.4)$$

$$\xi_{m,b} = K_{m,b} \cdot \frac{d_b \cdot \sum B_b}{F_1} \cdot x_\phi^3, \quad (3.5)$$

где $\sum B$ - суммарная длина свободных цилиндрических поверхностей диска; d_b - диаметр бандажа; $\sum B_b$ - осевая ширина бандажа (для двухвенечного диска суммируется ширина двух бандажей). Коэффициенты трения принимаются равными $K_{m,n} = 1 \cdot 10^{-3}$ и $K_{m,b} = 2 \cdot 10^{-3}$. Суммарные относительные потери на трение диска:

$$\xi_m = \xi_{m,d} + \xi_{m,n} + \xi_{m,b}.$$

Нередко потери $\xi_{m,n}$ и $\xi_{m,b}$ ввиду относительной малости не рассчитываются.

Абсолютное значение потери на трение диска:

$$\Delta h_m = \xi_m \cdot h_0^*.$$

3.4.2. Потери от парциальности

Потери от парциальности имеют место только в турбинных ступенях, у которых пар подводится к рабочим лопаткам не по всей окружности, а лишь на ее части. Такие ступени называются парциальными. Парциальный подвод пара в основном обусловлен малыми длинами лопаток ступени. Он характерен также для регулирующих ступеней.

Отношение длины дуги, занятой соплами, к длине окружности на среднем диаметре ступени называется степенью парциальности

$$e = \frac{Z_c \cdot t_c}{\pi \cdot d}, \quad (3.6)$$

где Z_c - число сопел; t_c - шаг сопловой решетки по окружности среднего диаметра d .

В парциальных ступенях динамические усилия, действующие на рабочие лопатки, значительно больше (примерно в два раза), чем при полном подводе пара ($e=1$). Это приводит к увеличению хорды профилей рабочих лопаток ϵ_p , снижению их относительной длины

$$\bar{l}_2 = \frac{l_2}{\epsilon_p},$$

следовательно, к повышению концевых потерь на рабочих лопатках.

Потери энергии от парциальности Δh_{Π} включают потери на вентиляцию Δh_{em} и потери на концах дуг сопловых сегментов $\Delta h_{c.c}$ (потери на выколачивание).

При парциальном подводе пара ($e < 1$) каналы рабочей решетки при вращении диска то заполняются паром, поступающим из сопел (на рабочем участке e), то выходят из зоны его действия (на нерабочей дуге $1-e$). При этом на участке $1-e$ рабочее колесо, перемещая пар, заполняющий его каналы, работает как вентилятор. Кинетическая энергия этого пара из-за трения и вихреобразования теряется и составляет основную часть потери на вентиляцию.

Относительная потеря на вентиляцию оценивается по эмпирической формуле:

$$\xi_{em} = \frac{\Delta h_{em}}{h_0^*} = \frac{K_{em}}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1-e}{e} \cdot x_{\phi}^3 \cdot m, \quad (3.7)$$

где $K_{em} = 0,065$ - опытный коэффициент; m - число венцов в ступени.

Согласно опытам, значительное снижение потери на вентиляцию достигается, если на участке $1-e$ рабочие лопатки закрыть защитным кожухом (рис. 3.7). В этом случае лопатки взаимодействуют с небольшой массой пара, заполняющей кожух, и затрата энергии на ее вращение уменьшается.

При наличии защитного кожуха, занимающего долю окружности e_k , потери на вентиляцию:

$$\xi_{em} = \frac{K_{em}}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1-e-0,5 \cdot e_k}{e} \cdot x_{\phi}^3 \cdot m. \quad (3.8)$$

Потери на концах дуг сопловых сегментов возникают в силу необходимости удалить (выколачивать) застойный пар из каналов

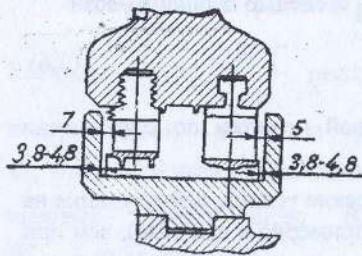


Рис.3.7. Защитный кожух для уменьшения вентиляционных потерь

рабочих решеток, когда они при вращении подходят к сопловым сегментам. На ускорение застойного пара расходуется часть энергии активного пара, вытекающего из сопел. Кроме того, выходящий из сопловой решетки активный пар вызывает неравномерность потока в крайних каналах рабочей решетки из-за смещения его с застойным паром. Это также приводит к потере части энергии активного пара.

Для оценки потерь, возникающих на концах дуг подвода пара, используется полуэмпирическая формула:

$$\xi_{c.c} = \frac{\Delta h_{c.c}}{h_0^*} = K_{c.c} \cdot \frac{B_2 \cdot l_2 + 0,6 \cdot B_2' \cdot l_2'}{F_1} \cdot x_{\phi} \cdot i \cdot \eta_{o.l} \quad (3.9)$$

где $K_{c.c} = 0,25$ - опытный коэффициент; B_2 и B_2' - ширина первого и второго ряда рабочих решеток двухвенечной ступени; l_2 и l_2' длина первого и второго ряда рабочих лопаток; i - число пар концов сопловых сегментов (число групп сопел); $F = \pi \cdot d \cdot l_1 \cdot e \cdot \sin \alpha_1$ - выходная площадь сопловой решетки.

Таким образом, величина

$$\xi_{\Pi} = \xi_{em} + \xi_{c.c}$$

представляет собой относительную потерю, вызванную парциальным подводом пара.

Абсолютная потеря от парциальности: $\Delta h_{\Pi} = \xi_{\Pi} \cdot h_0^*$.

3.5. ПОТЕРИ ЧЕРЕЗ ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ СТУПЕНИ

Потери энергии через внутренние зазоры ступени дисковой конструкции связаны в основном с утечками пара в уплотнении диафрагмы, радиальном зазоре бандажа рабочих лопаток и разгрузочных отверстиях в диске колеса. В реактивной ступени утечки пара имеют место через радиальные зазоры у концов сопловых и рабочих лопаток, вследствие относительно большой разности давлений перед и за лопатками.

3.5.1. Активная ступень

В активной ступени часть пара ΔG_{1V} (рис. 3.8) из общего количества G , поступающего в ступень, из-за разности давлений $P_0 - P_1$, проходит через радиальный зазор δ_V между гребешками диафрагменных уплотнений 2 и валом ротора турбины 1 и, протекая между диафрагмой 3 и диском 4, поступает в разгрузочные отверстия 5. Эти отверстия позволяют выравнивать давления по обе стороны диска и уменьшить осевое усилие на упорный подшипник. Вследствие того, что давление $P_1 > P_2$ (при степени реакции $\rho > 0$), часть пара в количестве ΔG_{2V} и ΔG_{3V} проходит через радиальный зазор δ_{rp} над бандажом и разгрузочные отверстия диска рабочего колеса. Таким

образом, определенное количество пара, протекая через ступень, не совершает полезной работы.

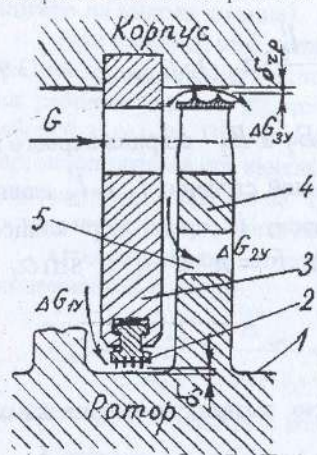


Рис.3.8. Схема перетекания пара в активной ступени

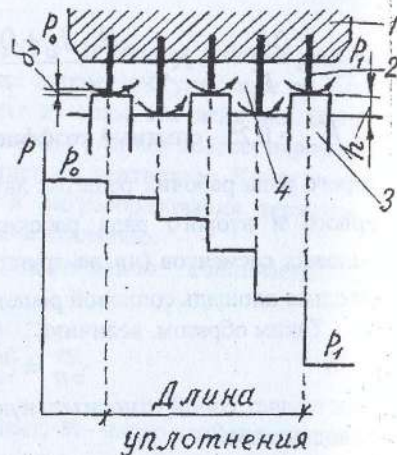


Рис.3.9. Ступенчатое лабиринтовое уплотнение и изменение давления по его длине:
1 - сегмент уплотнения; 2 - гребешок;
3 - участок вала; 4 - расширительная камера

Для уменьшения утечки пара в ступени широкое распространение получили лабиринтовые уплотнения. Схема такого уплотнения показана на рис. 3.9. Оно состоит из ряда закрепленных в диафрагме кольцевых сегментов с гребешками, разделяющих пространство между валом и диафрагмой на ряд последовательно расположенных камер.

Пар, проходя через узкое сечение (щель), образуемое концом гребешка и валом, приобретает на выходе из него скорость, кинетическая энергия которой, вследствие вихреобразования и трения частиц пара о стенки расширительной камеры, полностью теряется и переходит в теплоту, повышая энтальпию пара. По мере движения пара вдоль уплотнения его давление уменьшается, а удельный объем возрастает.

Для любой щели уплотнения уравнение неразрывности запишется:

$$\Delta G_{1y} \cdot v = F_y \cdot c, \quad (3.10)$$

где v и c - удельный объем и скорость пара на выходе из щели; $F_y = \pi \cdot d_y \cdot \delta_y$ - площадь проходного сечения; d_y и δ_y - диаметр и радиальный зазор уплотнения.

Поскольку через каждую щель проходит одно и то же количество пара ΔG_{1y} , то, считая для всех щелей $F_y = const$, из (3.10) имеем:

$$\frac{\Delta G_{1y}}{F_y} = \frac{c}{v} = const. \quad (3.11)$$

В соответствии с (3.11) при увеличении объема v скорость пара c возрастает от одного гребня к другому, и соответственно растет теплоперепад $h_0 = \frac{c^2}{2}$ (линия EE', рис. 3.10), вызывающий ускорение

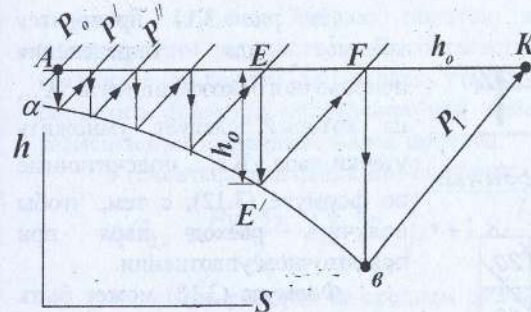


Рис.3.10. Процесс расширения пара в лабиринтовом уплотнении

пара в каждом зазоре лабиринта. При полном гашении кинетической энергии в камере лабиринта (по изобаре EF) энтальпия пара h_0 в процессе его расширения в уплотнении остается постоянной. Точка K характеризует состояние пара за уплотнением.

Уравнение (3.10) является исходным для получения расчетной формулы по определению утечки пара через лабиринтовое уплотнение. При ступенчатом уплотнении (рис.3.9), когда кинетическая энергия пара полностью гасится в камере расширения, получим:

$$\Delta G_{1y} = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{Z}}, \quad (3.12)$$

где $\mu_y = 0,7 \div 0,9$ - коэффициент расхода, зависящий от конструкции и толщины гребня уплотнения и величины радиального зазора:

$\varepsilon = \frac{P_1}{P_0}$ - отношение давлений; P_0 и P_1 - давления перед и за уплотнением; Z - число гребешков уплотнения.

В соответствии с (3.12) с уменьшением ε возрастает разность $P_0 - P_1$, что приводит к росту ΔG_{1y} . В этом случае для уменьшения ΔG_{1y} необходимо увеличивать Z . Для диафрагменного лабиринтового уплотнения $\varepsilon = 0,85 \div 0,90$.

Ступенчатый тип уплотнения является наиболее эффективным. Однако он применяется только там, где осевые смещения вала относительно неподвижных тонких гребней невелики, например, вблизи упорного подшипника; при значительном смещении возникает опасность осевых задеваний и повреждения вала и уплотнения. На значительном расстоянии от упорного подшипника вал при ступенчатом уплотнении должен иметь большие осевые размеры между выступами или выполняться гладким в виде прямоточного уплотнения (рис. 3.11), которое менее эффективно, поскольку исключается поворот потока и к следующему зазору пар подходит со значительной начальной скоростью.



Рис. 3.11. Схема прямоточного уплотнения (а) и кривые для определения поправочного коэффициента K_y (б)

При изготовлении турбины радиальный зазор стараются выполнить как можно меньшим (обычно $\delta_v \approx 0,001 \cdot d_v$); однако условия эксплуатации не позволяют принимать их ниже 0,3-0,6 мм. При меньших зазорах возможны задевания вала о гребни уплотнения, вызывающие большие местные напряжения и изгиб ротора турбины.

На рис. 3.11 приводятся кривые для определения поправочного коэффициента K_y , на который следует умножить утечки пара ΔG_{1v} , подсчитанные по формуле (3.12), с тем, чтобы получить расход пара при прямоточном уплотнении.

Формула (3.12) может быть приведена к другому, более приближенному виду:

$$\Delta G_{1v} = \frac{\mu_v \cdot K_y \cdot F_v}{\mu_l \cdot F_l \cdot \sqrt{Z}} \cdot G, \quad (3.13)$$

где μ_l и F_l - коэффициент расхода и выходная площадь сопловой решетки; G - расход пара через ступень.

Наибольшее влияние на утечку пара через уплотнение оказывает зазор δ_v , определяющий площадь $F_v = \pi \cdot d_v \cdot \delta_v$, форму и число гребешков. При

Стремление уменьшить диаметр уплотнения d_v и, следовательно, радиальный зазор δ_v приводит к изменению конструкции активной ступени с диафрагмой. При невысоких значениях степени реакции разность давлений $P_1 - P_2$ по обе стороны рабочего колеса в таких ступенях невелика, но вследствие относительно большой площади диска осевое усилие, действующее на него, получается значительным. Для уменьшения осевого усилия в полотне диска обычно предусматриваются специальные разгрузочные отверстия.

Несмотря на небольшой перепад давления в рабочей решетке активной ступени бандаж лопаток все же выполняется с уплотняющим устройством. В соответствии с формулой (3.13) это связано с желанием уменьшить утечки пара из-за сравнительно большого диаметра уплотнения при небольшом числе гребешков, размещаемых на бандаже малой ширины.

Утечка пара над бандажом оценивается по формуле:

$$\Delta G_{2v} = \frac{\mu_v \cdot K_y}{\sqrt{Z}} \cdot \frac{F_v}{F_l} \cdot G \cdot \sqrt{\rho + 1.8 \cdot \frac{l_2}{d}}, \quad (3.14)$$

где ρ - степень реакции на среднем диаметре d ; l_2 - длина рабочей лопатки.

Имея в виду, что суммарные утечки ΔG_v характеризуются в основном величинами ΔG_{1v} и ΔG_{3v} , абсолютная потеря энергии от утечек определяется приближенным соотношением:

$$\Delta h_v = \frac{\Delta G_v}{G} \cdot h_0^*$$

а ее относительная величина:

$$\xi_v = \frac{\Delta h_v}{h_0^*} = \frac{\Delta G_v}{G}$$

3.5.2. Реактивная ступень

В ступенях турбины реактивного типа разность давлений $P_1 - P_2$ существенно выше в сравнении с активными ступенями и осевые усилия столь значительны, что дисковая конструкция ротора турбины практически исключается. В этом случае ротор обычно имеет барабанную конструкцию (рис. 1.3 и 3.12) и уплотнение сопловых лопаток осуществляется на диаметре барабана, примерно в два раза большем, по сравнению с диафрагменными уплотнениями активной турбины. Поэтому в ступенях с большой степенью реакции утечки через радиальные зазоры обычно выше, нежели в активных ступенях.

Оценка утечек пара в сопловых и рабочих лопатках реактивной ступени может осуществляться по формуле (3.14). Нередко используется также следующая приближенная зависимость:

$$\Delta h_y = \frac{\delta_{rc}}{l_1 \cdot \sin \alpha_1} \cdot (h_0 - h_1) + \frac{\delta_{rp}}{l_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot (h_1 - h_2), \quad (3.15)$$

где h_2 - энтальпия пара за рабочими лопатками без учета потерь на утечки.

При одинаковой величине радиальных зазоров сопловых и рабочих лопаток ($\delta_{rc} = \delta_{rp}$) формула (3.15) упрощается:

$$\Delta h_y = \frac{\delta_r}{l_1 \cdot \sin \alpha_1} (h_0 - h_2). \quad (3.16)$$

Величина радиального зазора выбирается с таким расчетом, чтобы на любом эксплуатационном режиме не было задеваний вращающихся элементов турбины о ее неподвижные части (обычно $\delta_r \approx 0,01 \cdot l$).

3.6. ПОТЕРИ ОТ ВЛАЖНОСТИ ПАРА. ЭРОЗИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

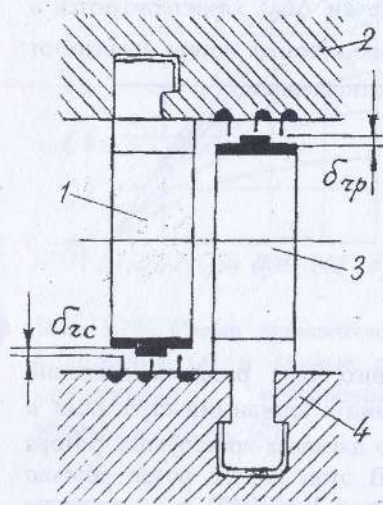


Рис. 3.12. Ступень реактивной турбины:
1-сопловая лопатка; 2-корпус турбины;
3-рабочая лопатка; 4-барабанный ротор

В конденсационных турбинах ТЭС последние ступени работают в области влажного пара. В турбинах насыщенного и слабонагретого пара, применяемых на АЭС, число ступеней, работающих на влажном паре, значительно больше.

Влажный пар, являясь двухфазной средой, состоит из паровой и жидкой фаз. Жидкая фаза может находиться в мелкодисперсном состоянии - в виде тумана, в крупнодисперсном состоянии - в виде капель различного размера (с диаметром крупных капель до 80-100 мк и больше), в виде пленки, движущейся по поверхностям лопаток и внутренним поверхностям статора и ротора турбины, ограничивающих с торцов межлопаточные каналы и, наконец, в виде струй,

срывающихся с этих поверхностей и образующих срывные капельные потоки.

Исследования показывают, что если ступень работает на влажном паре, то в ней возникают потери от влажности.

Основными причинами, снижающими КПД ступени от влажности, являются:

- 1) потери энергии в решетках из-за образования водяной пленки и кромочного капельного потока, внутреннего трения между фазами, появления скачков конденсации;
- 2) потери энергии на разгон влаги, особенно крупнодисперсной, движущейся со скоростью, значительно меньшей скорости пара;
- 3) ударное, тормозящее воздействие капель, попадающих на рабочие лопатки;
- 4) унос вместе с влагой части пара, при наличии сепарирующих устройств внутри проточной части турбины.

Наибольшее влияние на КПД ступени оказывают кромочные потери и потери на разгон жидкой фазы.

Для оценки абсолютной потери от влажности можно пользоваться формулой:

$$\Delta h_{вт} = 0,5 \cdot (y_0 + y_2) \cdot h_1, \quad (3.17)$$

где y_0 и y_2 - влажность пара перед и за ступенью; h_1 - внутренний теплоперепад ступени без учета потерь от влажности.

Широко используется также эмпирическая формула, оценивающая относительные потери от влажности:

$$\xi_{вт} = \frac{\Delta h_{вт}}{h_0^*} = 0,5 \cdot a \cdot (y_0 + y_2), \quad (3.18)$$

где $a = 0,5 \div 1,0$ - опытный коэффициент.

Близкие результаты формулы (3.17) и (3.18) дают при $a \approx 0,85$.

В соответствии с опытными данными, повышение влажности на 1% снижает относительный КПД ступени η_{oi} на 0,5-1,0%.

Ударное воздействие капель на рабочие лопатки приводит не только к снижению КПД ступени из-за затраты части энергии пара на преодоление тормозящего действия влаги (рис.3.13), но и к эрозии поверхности лопаток.

Причиной эрозии является сложное, взаимосвязанное ударное и кавитационное воздействие влаги, в результате которого поверхность лопатки становится неровной, с выступами и полостями (кавернами); происходит как бы выщербление металла.

Наибольшая эрозия рабочих лопаток получается от воздействия крупнодисперсных капель, срывающихся с выпуклой поверхности профиля сопловой решетки (срывные капельные потоки), и крупных

капель, образующихся при дроблении водяной пленки, сходящей с выходных кромок сопловых лопаток (кромочный капельный поток). При этом следует иметь в виду, что, если паровая фаза выходит из сопловой решетки под углом α_1 со скоростью C_1 , то, в соответствии с опытами, крупные капли кромочного потока движутся со скоростью $C_{1KP} = (0,05 \div 0,15) \cdot C_1$ при $\alpha_{1KP} = \alpha_1 + (2 \div 6^\circ)$, а скорость капель срывных потоков $C_{1CP} = (0,3 \div 0,7) \cdot C_1$ при $\alpha_{1CP} = 40 \div 70^\circ$.

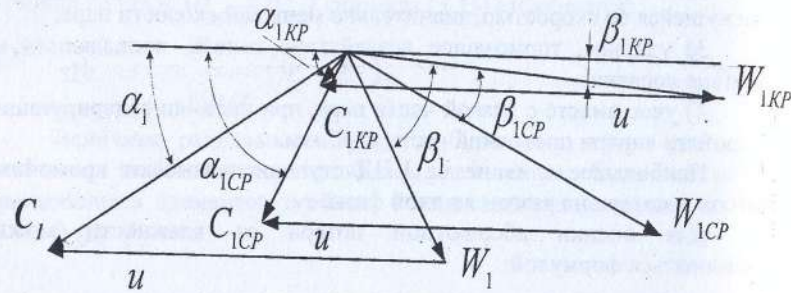


Рис. 3.13. Входные треугольники скоростей паровой и жидкой фаз для периферийной зоны ступени большой верности

В соответствии с этими данными на рис. 3.13 представлены типичные входные треугольники скоростей для частиц паровой фазы и крупнодисперсных капель кромочного и срывных потоков для периферийной зоны: последних ступеней конденсационной турбины. Они показывают, что срывные и особенно кромочный капельные потоки попадают на рабочие лопатки с относительными скоростями W_{1KP} и W_{1CP} существенно большими, чем скорость паровой фазы W_1 , и углах β_{1KP} и β_{1CP} , значительно меньшими скелетного угла профиля ($\beta_{1KP} < \beta_{1CP} < \beta_1 \approx \beta_{1r}$). В результате этого на небольшой участок Δb профиля ударяют крупные капли кромочного и срывных потоков, обладающие большой кинетической энергией. При этом плотность капель кромочного потока примерно в 10, а срывных в 5 раз больше плотности капель на выходе из сопловой решетки. Подобная плотность потока крупнодисперсной влаги в относительном движении способствует эрозионному износу поверхности лопатки.

Поскольку за счет центробежных сил и закрутки потока жидкая фаза, особенно крупнодисперсная, концентрируется на периферии, то

наибольшая эрозия наблюдается у концов рабочих лопаток на входной кромке выпуклой стороны профиля.

На переменных режимах работы конденсационных турбин при частых пусках и остановках наблюдается эрозия выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней. Эрозионный износ происходит в области, либо непосредственно прилегающей к корню лопатки, либо отстоящей от него на небольшом расстоянии.

Эта эрозия является следствием обратных вихревых течений, возникающих в последних ступенях конденсационных турбин при малых объемных расходах пара. Наличие в обратных течениях крупнодисперсной влаги и вызывает эрозию выходных кромок лопаток.

Уменьшение эрозионного износа рабочих лопаток осуществляется путем снижения перед ними влажности пара за счет повышения его начальной температуры, применения сепарирующих устройств внутри проточной части турбины, увеличения осевого зазора между сопловыми и рабочими лопатками, уменьшения окружной скорости и, следовательно, относительной скорости жидкой фазы.

Перечисленные меры предусматривают в основном уменьшение влажности пара, что в ряде случаев оказывается недостаточным. Поэтому при работе лопаток в области повышенной влажности пара обычно применяется противэрозионная защита их поверхности.

Весьма распространенной защитой является установка на части лопатки, подвергающейся эрозии, пластинок из стеллита (рис.3.14), имеющего очень большую твердость и высокое сопротивление эрозии (применяется в турбинах ЛМЗ и ТМЗ). Стеллит представляет собой сплав на основе кобальта (60-65 %) с содержанием 25-28 % хрома, 4-5 % вольфрама, а также кремния, углерода и железа. Крепление стеллитовых пластинок к лопатке осуществляется с помощью сварки токами высокой частоты.

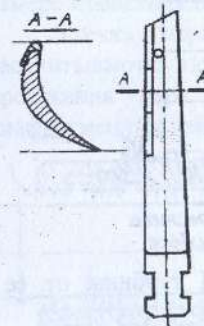


Рис.3.14. Стеллитовые накладки на рабочих лопатках

Некоторые заводы, например ХТЗ, применяют электроискровую обработку изнашиваемых участков лопатки, в процессе которой на ее поверхность переносится более твердый материал электрода. В качестве электродов используется стеллит, феррохром (сплав, содержащий 70% хрома), никельбор (сплав на никелевой основе, содержащий 11% бора и 12% алюминия). В процессе электроискровой обработки из-за малых объемов оплавления и быстрого охлаждения на лопатке образуется закаленный легированный поверхностный слой, имеющий высокое сопротивление эрозии. Большими достоинствами

этого способа являются его простота, дешевизна и возможность использования при ремонте турбины.

Опыт эксплуатации паровых турбин показал, что активное использование всех форм защиты позволяет избежать опасного эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней как при высоких периферийных окружных скоростях $U_H = 540 \div 580$ м/с и умеренной влажности пара $Y_K = 7 \div 9$ %, так и при меньших значениях U_H (не более 400 м/с) и повышенной влажности $Y_K = 12 \div 16$ %.

3.7. ВНЕШНИЕ ПОТЕРИ

3.7.1. Механические потери

Механические потери складываются из потерь на трение в упорном и опорном подшипниках, включая опорные подшипники электрического генератора или другой машины, соединенной с валом турбины, затраты энергии на вращение главного масляного насоса, регулятора скорости и элементов защиты, на трение при вращении гибкой соединительной муфты. Суммарные механические потери определяются опытным путем.

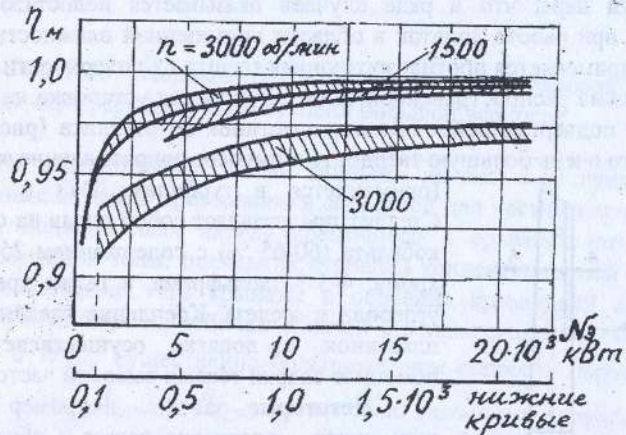


Рис. 3.15. Зависимость механического КПД турбины от ее мощности и числа оборотов

Для оценки механического КПД η_M , характеризующего суммарные механические потери в зависимости от мощности электрического генератора $N_э$ можно пользоваться кривыми, представленными на рис.3.15. При мощностях $N_э = 25 \div 100$ МВт

механический КПД $\eta_M = 0,992 \div 0,995$, а при $N_э > 100$ МВт значение $\eta_M = 0,996 \div 0,997$.

3.7.2. Потери от утечек пара через концевые уплотнения вала

Концевые уплотнения устанавливаются в местах выхода вала ротора из цилиндра турбины. Чаще всего они выполняются лабиринтового типа. При давлении внутри цилиндров выше атмосферного (противодавленческие турбины) концевые уплотнения препятствуют утечке пара из проточной части турбины. Для цилиндров, работающих под вакуумом (последние ступени конденсационных турбин), концевые уплотнения задерживают поступление воздуха внутрь проточной части турбины и конденсатора.

Концевые лабиринтовые уплотнения отличаются от подобных диафрагменных уплотнений только количеством уплотнительных гребешков, что обусловлено величиной отношения давлений $\varepsilon = \frac{P_{2y}}{P_{1y}}$. В уплотнениях диафрагм обычно $\varepsilon = 0,85 \div 0,9$, тогда как в

концевых уплотнениях оно может быть в сотни раз меньше. Большая разность давлений $P_{1y} - P_{2y}$ по обе стороны уплотнения требует значительного числа гребешков Z . При этом расстояние между гребешками не должно быть очень малым, чтобы в образуемой ими камере происходило полное гашение скорости пара.

Утечки пара через концевые лабиринтовые уплотнения рассчитываются по формулам (3.12) и (3.13), поскольку процессы протекания пара в концевых уплотнениях те же, что и в диафрагменных лабиринтовых уплотнениях.

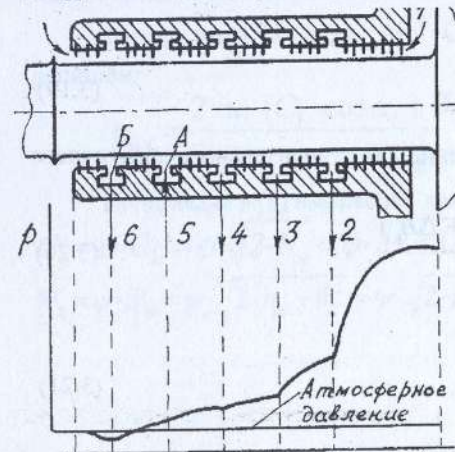


Рис. 3.16. Схема переднего концевого уплотнения ротора ЦВД мощной турбины:

1-пар от камеры регулирующей ступени; 2, 3 и 4 - отборы в подогреватели; 5-пар от регулятора давления; 6-отсос в вакуумный эжекторный холодильник

Современные концевые уплотнения выполняются с учетом использования утечек пара. При этом исключается его проникновение в помещение машинного зала. Принципиальная схема такого уплотнения и характер изменения давления пара на его отдельных участках представлены на рис.3.16. Надежная работа уплотнения обеспечивается подачей в предпоследнюю камеру А относительно последнего пара с небольшим избыточным давлением, при этом последнюю камеру Б связывают с подогревателем, в котором с помощью эжектора создается небольшой вакуум. Уплотняющий холодный пар полностью изолирует внутреннюю полость цилиндра от помещения машинного зала на всех режимах работы турбины. Остальные камеры концевой уплотнения обычно сообщаются с паровым пространством регенеративных подогревателей.

3.8. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

Эффективность использования располагаемого теплоперепада ступени h_0^* оценивается обычно относительным внутренним КПД η_{oi} . Эффективность использования h_0^* на сопловых и рабочих лопатках характеризуется относительным лопаточным КПД $\eta_{o,l}$, который нередко называется КПД на окружности и в этом случае обозначается η_u .

3.8.1. Относительный лопаточный КПД

Относительный лопаточный КПД ступени представляет собой отношение работы L_u , развиваемой 1 кг пара, к располагаемому теплоперепаду h_0^* , т.е.:

$$\eta_{o,l} = \frac{L_u}{h_0^*} \quad (3.19)$$

Имея в виду (2.26), выражение для относительного лопаточного КПД можно записать так:

$$\eta_{o,l} = \frac{h_0^* - (\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_g)}{h_0^*} \quad (3.20)$$

или:

$$\eta_{o,l} = 1 - (\xi_c + \xi_p + \xi_g), \quad (3.21)$$

$$\text{где } \xi_c = \frac{\Delta h_c}{h_0^*}, \quad \xi_p = \frac{\Delta h_p}{h_0^*}, \quad \xi_g = \frac{\Delta h_g}{h_0^*} \text{ - коэффициенты,}$$

характеризующие относительные потери энергии, соответственно, в каналах сопловых и рабочих решеток и с выходной скоростью.

Поскольку располагаемый теплоперепад ступени

$$h_0^* = h_{oc}^* + h_{op}^* = \frac{C_{1t}^2}{2} + \frac{W_{2t}^2 - W_1^2}{2},$$

то с учетом (2.27):

$$\eta_{o,l} = \frac{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{C_{1t}^2 + W_{2t}^2 - W_1^2} \quad (3.22)$$

Используя формулу (2.26), находим:

$$\begin{aligned} \eta_{o,l} &= \frac{2 \cdot u \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2)}{C_{1t}^2 + W_{2t}^2 - W_1^2} = \\ &= \frac{2 \cdot u \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 + C_2 \cdot \cos \alpha_2)}{C_{1t}^2 + W_{2t}^2 - W_1^2} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Формулы (3.22) и (3.23) показывают довольно сложную зависимость $\eta_{o,l}$ от скоростей пара и их направлений.

Выражение для $\eta_{o,l}$ можно написать в иной форме, представив располагаемый теплоперепад h_0^* в виде кинетической энергии:

$$h_0^* = \frac{C_\phi^2}{2}, \quad (3.24)$$

где $C_\phi = \sqrt{2 \cdot h_0^*}$ - некоторая фиктивная (условная) скорость пара, определяемая по располагаемому теплоперепаду ступени h_0^* .

Тогда, имея в виду, что $C_2 \cdot \cos \alpha_2 = W_2 \cdot \cos \beta_2 - U_2$, запишем:

$$\eta_{o,l} = \frac{2 \cdot u \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2 - u)}{C_\phi^2} \quad (a)$$

Подставляя в (a) выражения для скоростей:

$$C_1 = \phi \cdot C_{1t} = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{oc}^*} = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_0^*} = \phi \cdot C_\phi \cdot \sqrt{1 - \rho}; \quad (б)$$

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t} = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{op}^* + W_1^2} = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_0^* + W_1^2} = \psi \cdot \sqrt{\rho \cdot C_\phi^2 + W_1^2}; \quad (в)$$

$$W_1^2 = C_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1 = \varphi^2 \cdot C_\phi^2 \cdot (1 - \rho) + u^2 - 2 \cdot u \cdot \varphi \cdot C_\phi \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho}, \quad (\text{г})$$

получим:

$$\eta_{o.l} = 2x_\phi^2 \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} - x_\phi + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2 (1 - \rho) + x_\phi^2 - 2x_\phi \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} + \rho} \right], \quad (3.25)$$

где $x_\phi = \frac{u}{C_\phi}$ - отношение скоростей.

Из формулы (3.25) следует, что лопаточный КПД $\eta_{o.l}$ является сложной функцией отношения x_ϕ , степени реакции ρ , коэффициентов скорости φ и ψ и углов выхода потока из решеток α_1 и β_2 .

В некоторых частных случаях выражение относительного лопаточного КПД $\eta_{o.l}$ принимает более простую форму.

Рассмотрим, например, чисто активную ступень ($\rho=0$). В соответствии с (3.23) и (3.24) можно записать:

$$\eta_{o.l} = \frac{2 \cdot u \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2)}{C_\phi^2} = \frac{2 \cdot u \cdot W_1 \cdot \cos \beta_1 \cdot \left(1 + \frac{W_2 \cdot \cos \beta_2}{W_1 \cdot \cos \beta_1}\right)}{C_\phi^2} = \frac{2 \cdot u \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - u) \cdot \left(1 + \frac{W_2 \cdot \cos \beta_2}{W_1 \cdot \cos \beta_1}\right)}{C_\phi^2}. \quad (\text{д})$$

С учетом того, что при $\rho=0$ $C_1 = \varphi \cdot C_{1l} = \varphi \cdot C_\phi$ и

$$W_2 = \psi \cdot W_{2l} = \psi \cdot W_1,$$

конечное выражение (д) для относительного лопаточного КПД чисто активной ступени принимает вид:

$$\eta_{o.l} = 2 \cdot x_\phi \cdot \left(1 + \psi \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1 - x_\phi). \quad (3.26)$$

В соответствии с (3.25) при $\rho=0$ имеем:

$$\eta_{o.l} = 2 \cdot x_\phi \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1 - x_\phi + \psi \cdot \cos \beta_2 \cdot \sqrt{\varphi^2 + x_\phi^2 - 2 \cdot x_\phi \cdot \varphi \cdot \cos \alpha_1}). \quad (3.27)$$

Сравнение (3.26) и (3.27) показывает, что по формуле (3.26) величина $\eta_{o.l}$ дополнительно увязывается с входным углом β_1 . Если же учитывать принимаемые для чисто активной ступени соотношения между углами β_1 и β_2 (β_2 меньше β_1 на $2 \cdot 10^\circ$), то формулы (3.26) и (3.27) дают практически один и тот же результат.

Проанализируем формулу (3.26), принимая в первом приближении неизменными характеристики решеток φ , ψ , α_1 , β_1 и β_2 при различных значениях x_ϕ . В этом случае можно найти отношение скоростей $x_{\phi_{opt}}$, называемое оптимальным, при котором КПД $\eta_{o.l}$ имеет максимум.

С этой целью вычисляем первую производную:

$$\frac{d\eta_{o.l}}{dx_\phi} = 2 \cdot \varphi \cdot \cos \alpha_1 - 4 \cdot x_\phi,$$

приравниваем ее к нулю и получаем, что

$$x_{\phi_{opt}} = \left(\frac{U}{C_\phi}\right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2}. \quad (3.28)$$

Подставляя значение $x_{\phi_{opt}}$ в формулу (3.26), определяем максимальную величину относительного лопаточного КПД чисто активной ступени:

$$\eta_{o.l \max} = \frac{\varphi^2}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \cdot \cos^2 \alpha_1. \quad (3.29)$$

При $\beta_1 = \beta_2$ имеем

$$\eta_{o.l \max} = \frac{\varphi^2}{2} \cdot (1 + \psi) \cdot \cos^2 \alpha_1, \quad (3.30)$$

т.е. при неизменных φ и ψ значение $\eta_{o.l \max}$ тем выше, чем меньше угол α_1 . Но уменьшение α_1 влечет за собой и уменьшение β_1 , приводящее к снижению ψ из-за увеличения угла поворота потока $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$. Поэтому уменьшение α_1 целесообразно до определенного предела.

Из формулы (3.29) следует, что чем меньше β_2 по сравнению с β_1 , тем выше $\eta_{o.l \max}$. Однако при этом растет $\Delta\beta$ и связанное с ним увеличение потерь может превалировать над повышением КПД за счет увеличения $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$.

Отметим также, что потери в сопловых решетках оказывают на $\eta_{o.l}$ относительно большее влияние, чем потери в рабочих решетках, поскольку в формулы для КПД коэффициент φ входит во второй, а ψ в первой степени.

В соответствии с формулой (3.26) относительный лопаточный КПД $\eta_{o.l} = 0$ при $x_\phi = 0$ и $x_\phi = \varphi \cdot \cos \alpha_1$. Задаваясь промежуточными значениями x_ϕ , получим параболическую кривую $\eta_{o.l} = f(x_\phi)$, представленную на рис. 3.17, с максимумом КПД при

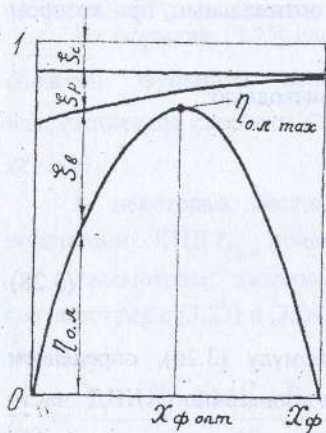


Рис. 3.17. Зависимость потерь и КПД $\eta_{o.l}$ от отношения скоростей x_ϕ при $\varphi = \text{const}$ и $\psi = \text{const}$ для активной ступени ($\rho = 0$)

$$x_\phi = \varphi \cdot \cos \alpha_1 / 2.$$

Очевидно, что такая зависимость КПД может быть также найдена путем подсчета относительных потерь в решетках ξ_c и ξ_p и с выходной скоростью ξ_a при различном отношении x_ϕ .

Кривые рис. 3.17 свидетельствуют о том, что наиболее сильно от x_ϕ зависит потеря с выходной скоростью ξ_a , причем $\eta_{o.l \text{ max}}$ получается примерно при том отношении скоростей x_ϕ , где ξ_a имеет наименьшую величину, т.е. когда скорость C_2 направлена по оси решетки ($\alpha_2 = 90^\circ$). В этом случае $W_2^2 = U^2 + C_2^2$, и с учетом (б), (в) и (г) получаем:

$$\psi^2 \cdot [\rho \cdot C_\phi^2 + \varphi^2 \cdot C_\phi^2 \cdot (1 - \rho) + U^2 - 2 \cdot U \cdot \varphi \cdot C_\phi^2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho}] = U^2 + C_2^2,$$

или, поделив на C_ϕ^2 , будем иметь:

$$(1 - \psi^2) \cdot x_\phi^2 - 2 \cdot \varphi \cdot \psi^2 \cdot \sqrt{1 - \rho} \cdot \cos \alpha_1 \cdot x_\phi + \left(\frac{C_2}{C_\phi}\right)^2 - \varphi^2 \cdot \psi^2 - \rho \cdot \psi^2 \cdot (1 - \varphi^2) = 0. \quad (e)$$

При $\varphi = \psi = 1$ из (e) находим выражение для оптимального отношения скоростей:

$$x_{\phi \text{ опт}} = \left(\frac{U}{C_\phi}\right)_{\text{опт}} = \frac{1 - \left(\frac{C_2}{C_\phi}\right)^2}{2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho}}. \quad (3.31)$$

Если принять

$$C_2 = C_1 \cdot \sin \alpha_1 = C_\phi \cdot \sqrt{1 - \rho} \cdot \sin \alpha_1,$$

что справедливо при равенстве осевых составляющих скоростей:

$$C_{1\alpha} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 = C_{2\alpha} = C_2 \cdot \sin \alpha_2 = C_2, \text{ то получим:}$$

$$x_{\phi \text{ опт}} = \frac{\cos^2 \alpha_1 + \rho \cdot \sin^2 \alpha_1}{2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho}},$$

и поскольку $\rho \cdot \sin^2 \alpha_1 \ll \cos^2 \alpha_1$, то $x_{\phi \text{ опт}} \approx \frac{\cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$. (3.32)

Таким образом, оптимальное отношение скоростей $x_{\phi \text{ опт}}$ обратно пропорционально величине $\sqrt{1 - \rho}$.

В соответствии с (3.28) и (3.32) в зависимости от степени реакции

$$x_{\phi \text{ опт}} = \left(\frac{U}{C_\phi}\right)_{\text{опт}} \approx \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}. \quad (3.33)$$

Имея в виду, что для сопловых решеток обычно $\alpha_1 = 8 \div 25^\circ$ по формуле (3.33) в диапазоне $\varphi = 0,92 \div 0,975$ получаем для чисто активной ступени ($\rho = 0$) оптимальное отношение скоростей $x_{\phi \text{ опт}} = 0,45 \div 0,48$, а для чисто реактивной ступени ($\rho = 0,5$) значение $x_{\phi \text{ опт}} = 0,63 \div 0,67$.

На рис. 3.18 представлены кривые, характеризующие изменение относительного лопаточного КПД $\eta_{o.l}$, потерь в сопловых и рабочих решетках (ξ_c и ξ_p) и с выходной скоростью ξ_a в зависимости от отношения скоростей x_ϕ для ступени с $\rho = 0,5$ при постоянных значениях φ и ψ .

3.8.2. Относительный внутренний КПД

Относительный внутренний КПД ступени представляет собой отношение действительно использованного теплоперепада h_i , так

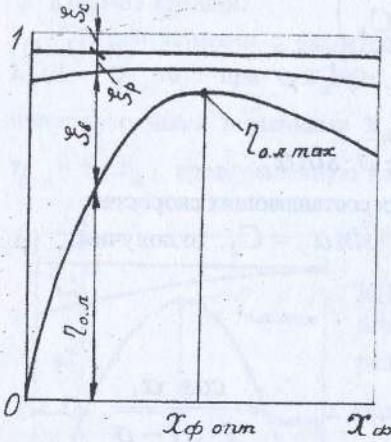


Рис.3.18. Зависимость потерь и КПД η_{oi} от отношения скоростей x_ϕ при $\varphi = \text{const}$ и $\psi = \text{const}$ для реактивной ступени ($\rho = 0,5$)

называемого внутреннего теплоперепада, к располагаемому теплоперепаду h_0^* , т.е.:

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_0^*} \quad (3.34)$$

Если относительный лопаточный КПД $\eta_{o,l}$ характеризует только три потери ($\Delta h_c, \Delta h_p, \Delta h_g$), то относительный внутренний КПД η_{oi} учитывает все внутренние потери кинетической энергии, свойственные турбинной ступени.

В общем случае, внутренний теплоперепад

$$h_i = h_0^* - (\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_g + \Delta h_m + \Delta h_n + \Delta h_y + \Delta h_{эл}) \quad (3.35)$$

или

$$h_i = L_u - (\Delta h_m + \Delta h_n + \Delta h_y + \Delta h_{эл}) \quad (3.36)$$

и тогда, в соответствии с (3.19) и (3.36), относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{oi}^* = \eta_{o,l} - (\xi_m + \xi_n + \xi_y + \xi_{эл}), \quad (3.37)$$

где $\xi_m = \frac{\Delta h_m}{h_0^*}$; $\xi_n = \frac{\Delta h_n}{h_0^*}$; $\xi_y = \frac{\Delta h_y}{h_0^*}$; $\xi_{эл} = \frac{\Delta h_{эл}}{h_0^*}$ - соответственно

относительные потери трения диска от парциальности через внутренние зазоры и от влажности пара.

В зависимости от места ступени в проточной части турбины потери от парциальности Δh_n и влажности пара $\Delta h_{эл}$ могут отсутствовать. Так, если степень парциальности $e=1$, то $\Delta h_n = 0$; аналогично, при работе ступени на перегретом паре $\Delta h_{эл} = 0$. Тепловой процесс турбинной ступени в hS - диаграмме с характерными теплоперепадами и потерями энергии представлен на рис. 3.19.

Пример. Изобразить в hS - диаграмме тепловой процесс промежуточной ступени конденсационной турбины, имеющей степень реакции $\rho = 0,3$, со всеми характерными теплоперепадами и потерями энергии; построить сравнительную геометрию сопловых и рабочих решеток, входной и выходной треугольники скоростей.

Если конденсационная турбина состоит из части высокого, среднего и низкого давления, то промежуточная ступень со степенью реакции $\rho = 0,3$ располагается где-то в конце проточной части среднего давления. Такая ступень, видимо, работает еще на перегретом паре с парциальностью $e=1$ и для нее, следовательно, характерно отсутствие потерь на вентиляцию, выколачивание и влажность пара.

Полагая, что кинетическая энергия с выходной скоростью из предыдущей ступени полностью используется в рассматриваемой ступени, получаем (рис.3.19): $h_0^* = h_0 + C_{2п}^2 / 2$; $h'_{op} = \rho \cdot h_0^* = 0,3 \cdot h_0^*$; $h'_{oc} = (1 - \rho) \cdot h_0^* = 0,7 \cdot h_0^*$

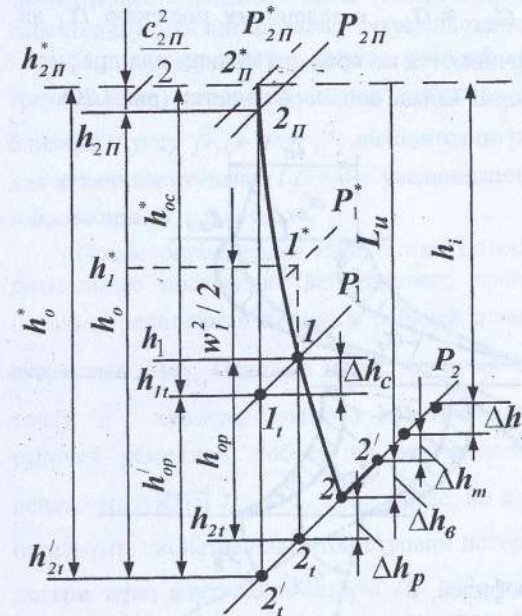


Рис. 3.19. Процесс расширения пара в ступени со степенью реакции $\rho = 0,3$

Очевидно, что при таком распределении теплоперепадов каналы рабочей решетки должны иметь меньшую конфузурность по сравнению с каналами сопловой решетки.

Отложив по основной изобаре ступени $2_{п}^* 2'_{п}$ теплоперепад h'_{oc} , находим значение энтальпии $h_{1i} = h_{2п} - h'_{oc}$ и давления P_1 , (точка I_1) за сопловой решеткой при изэнтропном расширении пара.

С учетом потери Δh_c в сопловой решетке получаем величину энтальпии $h_1 = h_{1i} + \Delta h_c$, пересечение которой с изобарой P_1 определяет точку I и политропу $2_{п} I$.

характеризующую действительный процесс расширения пара в сопловой решетке.

Действительный располагаемый теплоперепад рабочей решетки h_{op} будет несколько больше теплоперепада h'_{op} из-за расхождения изобар P_1 и P_2 с увеличением энтропии S .

Одновременно с изображением теплового процесса в hS - диаграмме следует строить треугольники скоростей и решетки профилей сопловых и рабочих лопаток.

При полном использовании кинетической энергии из предыдущей ступени угол $\alpha_{2П}$, определяющий направление скорости $C_{2П}$, должен мало отличаться от геометрического угла $\alpha_{2Г}$ профиля сопловой решетки, поскольку безударный вход пара осуществляется при оптимальном угле атаки $h_{opt} = \alpha_{2Г} - \alpha_{2П} = -(3 \div 6^\circ)$. На выходе из решетки $\alpha_1 = 10 \div 25^\circ$, возрастая с увеличением ρ , чему соответствует уменьшение конфузурности канала сопловой решетки. Таким образом, по углу $\alpha_{2Г} \approx \alpha_{2П}$ и заданному значению α_1 на расстоянии шага t_c вычерчиваются по средним линиям два профиля, которыми определяется форма канала сопловой решетки (рис.3.20).

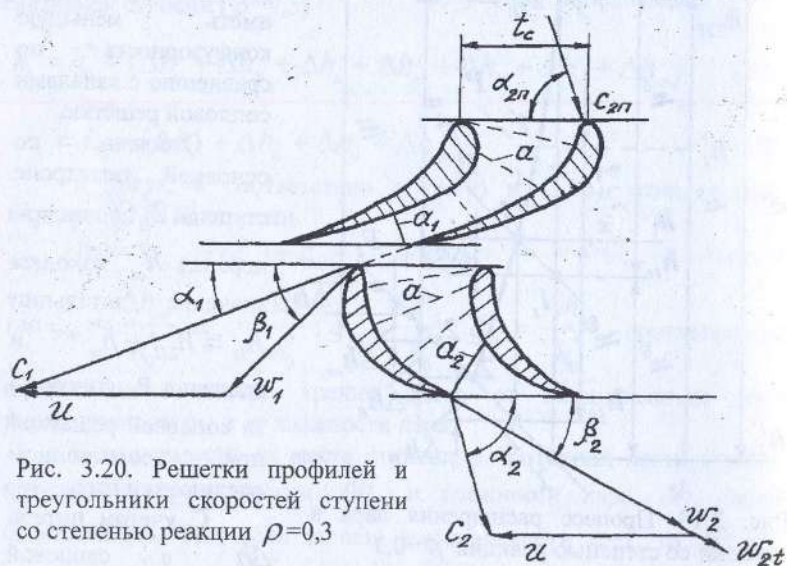


Рис. 3.20. Решетки профилей и треугольники скоростей ступени со степенью реакции $\rho=0,3$

Далее находится скорость $C_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h'_{oc}}$ и при известной окружной скорости U строится входной треугольник скоростей.

Полученные значения относительной скорости W_1 и ее угла β_1 являются исходными параметрами для определения формы профиля рабочей решетки и относительной скорости W_2 . Действительно, при известном теплоперепаде h_{op} и кинетической энергии на входе в рабочую решетку $W_1^2/2$ теоретическая относительная скорость на выходе из нее $W_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{op}^*} = \sqrt{2 \cdot h_{op} + W_1^2}$, а значение $W_2 = \psi \cdot W_{2t}$ получается при принятом $\psi = 0,83 \div 0,97$, который увеличивается с ростом ρ , достигая $0,95 \div 0,97$ при $\rho = 0,5 \div 0,6$. По скоростям W_2 и ψ принятому углу β_2 строится выходной треугольник скоростей и находятся абсолютная скорость C_2 и угол α_2 , определяющий ее направление. Очевидно, что чем выше ρ и, следовательно, h_{op} , тем больше W_2 по сравнению с W_1 и тем значительнее должна быть конфузурность рабочей решетки, характеризуемая интенсивностью уменьшения ширины канала α .

При построении канала рабочей решетки и выходного треугольника скоростей геометрический угол $\beta_{1Г}$ принимается близким к углу β_1 , а угол β_2 находится по разности $\beta_1 - \beta_2 = 2 \div 10^\circ$ для активных ступеней ($\rho = 0$), увеличивающейся с ростом ρ до 30° и более при $\rho = 0,4 \div 0,6$.

После определения кинематики потока ступени производится дальнейшее построение ее теплового процесса (рис.3.19). С этой целью определяются потери в рабочей решетке Δh_p и с выходной скоростью Δh_g . Отложив их от значения энтальпии h_{2t} , получаем точку $2'$, характеризующую действительные параметры пара за рабочей решеткой, работу на окружности L_u и относительный лопаточный КПД $\eta_{ол} = L_u / h_0^*$. Далее, по изобаре P_2 откладываются остальные, свойственные этой ступени потери на трение диска Δh_m и потери через внутренние зазоры Δh_z . По найденному таким образом полезно использованному (внутреннему) теплоперепаду h_i определяется относительный внутренний КПД ступени $\eta_{oi} = h_i / h_0^*$. В соответствии с построенным тепловым процессом численные значения КПД оказались следующими: $\eta_{ол} = 0,822$ и $\eta_{oi} = 0,778$.

Для ступеней с парциальным впуском пара и степенью реакции $\rho = 0,05-0,15$, устанавливаемых в качестве первых ступеней многоступенчатой турбины и работающих на перегретом паре, на тепловом процессе должны быть отмечены потери на вентиляцию и выколачивание.

Для последних ступеней конденсационной турбины, с увеличивающейся степенью реакции ρ и работающих на влажном паре, подсчитывается потеря на влажность, которая тем больше, чем выше величина ρ .

3.9. СТУПЕНЬ СКОРОСТИ

При проектировании турбины на заданный теплоперепад h_0 стремятся увеличить располагаемые теплоперепады одновенечных ступеней h_0^* с тем, чтобы уменьшить количество ступеней и тем самым снизить габариты, вес и стоимость турбины. При этом желательно, чтобы на номинальном (расчетном) режиме ступени имели высокий КПД, т.е. отношение скоростей $x_\phi = U/C_\phi$ было оптимальным или близким к оптимальному значению. Эти условия практически невыполнимы, когда ступени, например, из соображений прочности диска или барабана, проектируются на умеренные окружные скорости $U = x_\phi \cdot C_\phi$. В этом случае, при значительном теплоперепаде $h_0^* = C_\phi^2 / 2$, отношение скоростей может существенно отличаться от оптимального значения $x_{\phi_{опт}}$. Использование ступеней скорости позволяет в определенной степени разрешить эти противоречивые требования.

Ступени, в которых расширение пара происходит в основном в сопловой решетке, а преобразование кинетической энергии в механическую работу осуществляется последовательно в нескольких рабочих решетках, называются ступенями скорости, или, по имени их изобретателя, американского инженера, ступенями Кертиса.

Основное достоинство ступеней скорости заключается в их возможности сбрасывать значительный теплоперепад при умеренной окружной скорости и сравнительно высоком КПД, поскольку оптимальное отношение $x_{\phi_{опт}}$ для них меньше и, следовательно, при одинаковых окружных скоростях U теплоперепад h_0^* больше, чем в одновенечных ступенях.

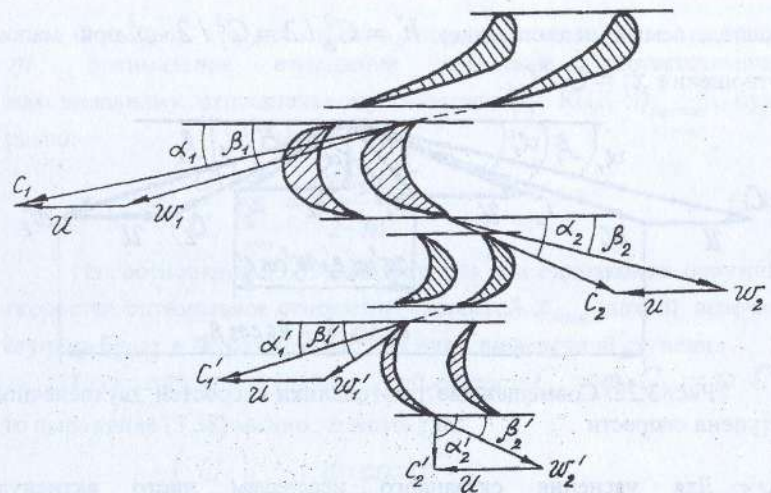


Рис.3.21. Решетки профилей и треугольники скоростей двухвенечной ступени скорости

Рассмотрим течение пара в активной двухвенечной ступени скорости, когда на диске расположено два ряда рабочих лопаток. Предположим, что окружная скорость U мала, а теплоперепад h_0^* большой, и он весь сбрасывается в соплах ($\rho = 0$). Входные и выходные треугольники скоростей и решетки профилей первого и второго ряда рабочих лопаток (первого и второго венца) такой ступени представлены на рис. 3.21.

Если бы ступень была одновенечной, то значительная по величине кинетическая энергия скорости C_2 за рабочей решеткой первого венца характеризовала потерю с выходной скоростью $\Delta h_0 = C_2^2 / 2$. Для частичного преобразования этой энергии в механическую работу во втором рабочем венце за первым рядом рабочих лопаток устанавливаются неподвижные поворотные лопатки, которые изменяют направление пара от C_2 до C_1' , необходимое для входа во второй венец рабочих лопаток. Если скорость C_2' оказывается также значительной, то можно установить вторую поворотную решетку и третий ряд рабочих лопаток. В таком исполнении получим трехвенечную ступень скорости.

На рис. 3.22 даны совмещенные треугольники скоростей рассматриваемой двухвенечной ступени скорости. Из них следует, что такая ступень позволяет достаточно экономично сбросить большой

располагаемый теплоперепад $h_0^* = C_\phi^2 / 2 = C_1^2 / 2 \cdot \varphi^2$ при малом отношении $x_1 = U / C_1$.

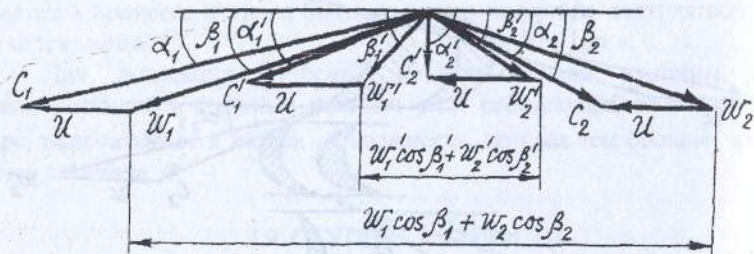


Рис. 3.22. Совмещенные треугольники скоростей двухвенечной ступени скорости

Для уяснения сказанного исследуем чисто активную двухвенечную ступень в предположении равенства углов $\beta_2 = \beta_1$, $\alpha_1' = \alpha_2$, $\beta_2' = \beta_1'$ и отсутствия потерь энергии в межлопаточных каналах ($\varphi = \psi = \varphi' = \psi' = 1$). В этом случае лишь потеря с выходной скоростью существенно зависит от изменения x_1 (рис.3.23).

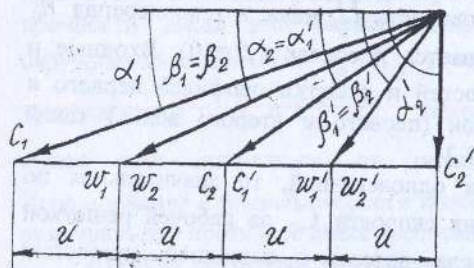


Рис. 3.23. Треугольники скоростей для чисто активной двухвенечной ступени скорости

Она будет наименьшей при направлении C_2 вдоль оси решетки ($\alpha_2' = 90^\circ$), что соответствует оптимальному отношению скоростей x_{1opt} .

В соответствии с треугольниками скоростей (рис. 3.23) для двухвенечной ступени скорости имеем: $4 \cdot U = C_1 \cdot \cos \alpha_1$ и, следовательно,

$$x_{1opt} = \left(\frac{U}{C_1} \right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{4} = \frac{\cos \alpha_1}{2 \cdot 2}$$

Для трехвенечной ступени, при принятых ранее условиях,

$$x_{1opt} = \left(\frac{U}{C_1} \right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2 \cdot 3}$$

Очевидно, что для ступени скорости, имеющей число венцов m , оптимальное отношение скоростей, соответствующее максимальному относительному лопаточному КПД $\eta_{ол max}$, будет равно:

$$x_{1opt} = \left(\frac{U}{C_1} \right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2 \cdot m} \quad (3.38)$$

Из соотношения (3.33) следует, что при одинаковых окружных скоростях оптимальное отношение скоростей x_{1opt} для m венечной ступени будет в m раз меньше, чем для одновенечной ступени.

Поскольку для ступени с $\rho=0$ скорость $C_1 = \varphi \cdot C_{1l} = \varphi \cdot C_\phi$, то выражение (3.38) можно записать так:

$$x_{\phi opt} = \left(\frac{U}{C_\phi} \right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot m} \quad (3.39)$$

Имея в виду, что ступени скорости имеют обычно относительно короткие лопатки и угол α_1 , для них берется в пределах от 8 до 16°, в соответствии с опытными данными и формулой (3.39) при $\varphi=0,92 \div 0,95$ получаем для двухвенечной ступени ($m=2$) оптимальное отношение $x_{\phi opt} = 0,23 \div 0,27$ и для трехвенечной ($m=3$) значение $x_{\phi opt} = 0,13 \div 0,18$.

С учетом отношения (3.39) находим, что при одинаковых окружных скоростях располагаемый теплоперепад чисто активной m -венечной ступени:

$$h_{om}^* = \frac{C_{\phi m}^2}{2} = 2 \cdot \left(\frac{U}{\varphi \cdot \cos \alpha_1} \right)^2 \cdot m^2 = h_{o1}^* \cdot m^2 \quad (3.40)$$

в m^2 раз больше теплоперепада одновенечной ступени

$$h_{o1}^* = \frac{C_{\phi 1}^2}{2} = 2 \cdot \left(\frac{U}{\varphi \cdot \cos \alpha_1} \right)^2$$

Это свойство ступеней скорости послужило основанием для использования их в качестве регулирующей ступени турбин малой и средней мощности, широко применяемых на предприятиях ЦБП и в качестве самостоятельного двигателя для вспомогательных механизмов различного назначения.

Ниже будет показано, что с увеличением числа венцов m уменьшается КПД ступени скорости. Поэтому в современных турбинах в качестве регулирующей ступени применяется обычно

двухвенечная ступень. В небольших турбинах для вспомогательных механизмов, когда экономичность не имеет первенствующего значения, используются также трехвенечные ступени скорости.

Большие теплоперепады, перерабатываемые в двухвенечных регулирующих ступенях, позволяют существенно снизить давление и температуру в камере регулирующей ступени, облегчить проектирование первых нерегулируемых ступеней и применить для корпуса и ротора турбины относительно дешевые стали. Кроме этого, более низкое давление пара за соплами двухвенечной ступени способствует уменьшению утечек через переднее концевое уплотнение, а большая величина удельного объема позволяет получить приемлемую длину лопаток в первой нерегулируемой ступени. Последнее особенно важно для турбин малой мощности, когда объемные расходы пара невелики.

Определенным недостатком ступеней скорости является более низкое значение КПД по сравнению с одновенечной ступеню (рис.3.24). Это обусловлено относительно большими потерями из-за дополнительных венцов поворотных и рабочих лопаток.

Из рассмотрения кривых рис.3.24 следует, что максимальный относительный лопаточный КПД $\eta_{о.л. max}$ одновенечной ступе-

ни при $x_{фонт} \approx 0,47$ равен 0,85, двухвенечной ступени при $x_{фонт} \approx 0,26$ составляет 0,75 и трехвенечной ступени при $x_{фонт} \approx 0,16$ снижается до 0,62.

На переменных режимах работы, в диапазоне $x_{фонт} =$

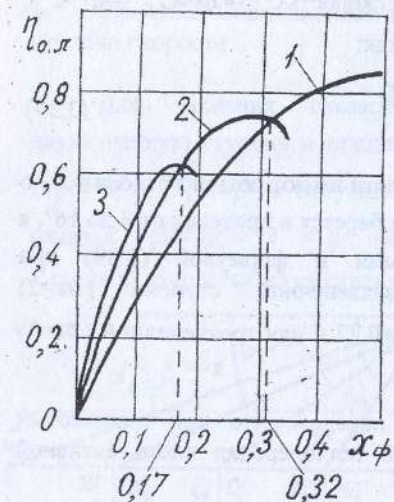


Рис. 3.24. Зависимость относительного лопаточного КПД ступени от отношения скоростей и числа венцов:

1-одновенечная ступень; 2-двухвенечная ступень; 3-трехвенечная ступень

0,17÷0,32, двухвенечная ступень скорости имеет более высокий КПД, нежели одновенечная ступень, а при $x_{фонт} < 0,17$ экономичнее работает трехвенечная ступень.

С целью некоторого повышения КПД двухвенечные ступени скорости выполняются с небольшой степенью реакции на венцах:

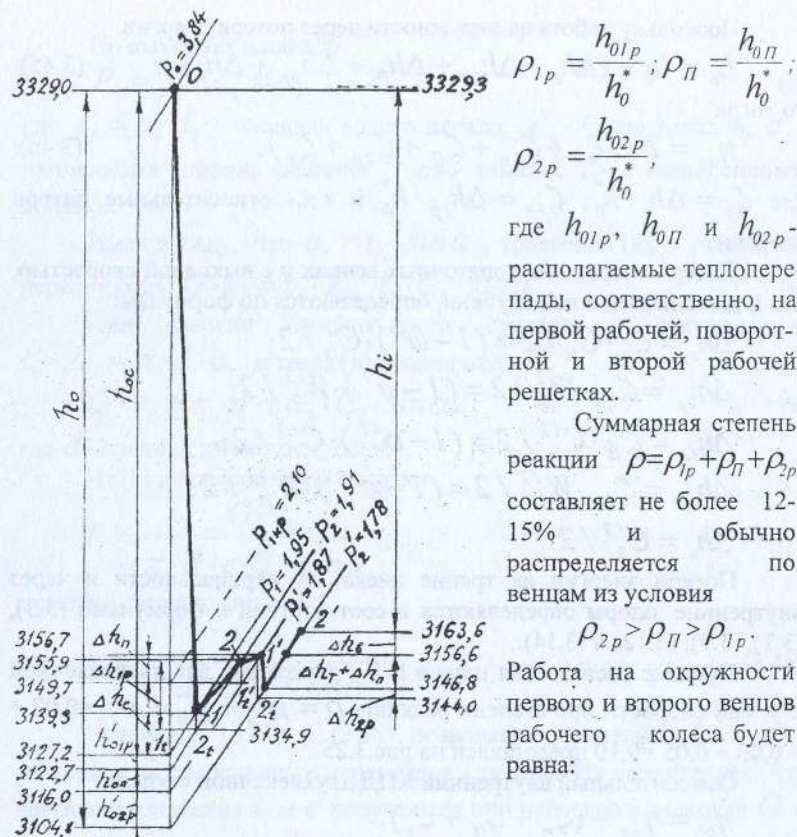


Рис. 3.25. Тепловой процесс двухвенечной ступени скорости

$$L_{u1} = U \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2); \quad (3.41)$$

$$L_{u2} = U \cdot (W_1' \cdot \cos \beta_1' + W_2' \cdot \cos \beta_2'); \quad (3.42)$$

при этом L_{u1} обычно в 3-4 раза больше L_{u2} .

Работа на окружности двухвенечной ступени:

$$L_u = L_{u1} + L_{u2} = U \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2 + W_1' \cdot \cos \beta_1' + W_2' \cdot \cos \beta_2'). \quad (3.43)$$

Относительный лопаточный КПД двухвенечной ступени скорости:

$$\eta_{о.л.} = \frac{L_u}{h_0^*} = \frac{2 \cdot U \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2 + W_1' \cdot \cos \beta_1' + W_2' \cdot \cos \beta_2')}{C_\phi^2}. \quad (3.44)$$

Поскольку работа на окружности через потери энергии

$$L_u = h_0^* - (\Delta h_c + \Delta h_{1p} + \Delta h_{II} + \Delta h_{2p} + \Delta h_6), \quad (3.45)$$

то тогда

$$\eta_{oi} = 1 - (\zeta_c + \zeta_{1p} + \zeta_{II} + \zeta_{2p} + \zeta_6), \quad (3.46)$$

где $\zeta_c = \Delta h_c / h_0^*$; $\zeta_{1p} = \Delta h_{1p} / h_0^*$ и т.д. - относительные потери энергии.

Потери энергии на лопаточных венцах и с выходной скоростью, как и для одновенечной ступени, определяются по формулам:

$$\Delta h_c = \zeta_c \cdot C_{II}^2 / 2 = (1 - \varphi^2) \cdot C_{II}^2 / 2;$$

$$\Delta h_{1p} = \zeta_{1p} \cdot W_{2I}^2 / 2 = (1 - \psi^2) \cdot W_{2I}^2 / 2;$$

$$\Delta h_{II} = \zeta_{II} \cdot C_{II}'^2 / 2 = (1 - \varphi'^2) \cdot C_{II}'^2 / 2;$$

$$\Delta h_{2p} = \zeta_{2p} \cdot W_{2I}'^2 / 2 = (1 - \psi'^2) \cdot W_{2I}'^2 / 2;$$

$$\Delta h_6 = C_2'^2 / 2.$$

Потери энергии на трение диска, от парциальности и через внутренние зазоры определяются в соответствии с формулами (3.3), (3.7), (3.9), (3.12) и (3.14).

Процесс расширения пара в hS - диаграмме для двухвенечной ступени скорости при степени реакции $\rho = \rho_{1p} + \rho_{II} + \rho_{2p} = 0,02 + 0,03 + 0,05 = 0,10$ представлен на рис.3.25.

Относительный внутренний КПД двухвенечной ступени:

$$\eta_{oi} = \eta_{o.l} - (\zeta_m + \zeta_{II} + \zeta_y).$$

3.10. РАЗМЕРЫ ЛОПАТОК

Основными размерами сопловых и рабочих лопаток являются длина l и хорда профиля b (рис. 2.1). Длины лопаток измеряются обычно по выходным кромкам. При определении их размеров используется уравнение неразрывности, записанное применительно к выходным сечениям каналов сопловых и рабочих решеток. Хорда профиля выбирается из условия обеспечения прочности лопатки при наиболее тяжелых эксплуатационных режимах работы ступени.

Сопловая лопатка

Уравнение неразрывности для выходного сечения сопловой решетки (рис.3.26,а) через массовый расход пара G , удельный объем v_1 и абсолютную скорость C_1 запишется:

$$G \cdot v_1 = F_1 \cdot C_1. \quad (a)$$

Но выходная площадь

$$F_1 = f_1 \cdot Z_c = a_1 \cdot l_1 \cdot Z_c, \quad (б)$$

где $f_1 = a_1 \cdot l_1$ - площадь одного канала; Z_c - число каналов, a_1 - наименьшая ширина решетки (горло канала), l_1 - длина сопловой лопатки.

Имея в виду, что $a_1 = t_c \cdot \sin \alpha_1$, уравнение (а), с учетом (б), перепишется: $G \cdot v_1 = t_c \cdot Z_c \cdot l_1 \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1.$ (в)

При степени парциальности ступени e произведение $t_c \cdot Z_c = \pi \cdot d \cdot e$, и тогда (в) примет вид:

$$G \cdot v_1 = \pi \cdot d \cdot e \cdot l_1 \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1, \quad (г)$$

где d - средний диаметр ступени.

Из (г) длина сопловой лопатки

$$l_1 = \frac{G \cdot v_1}{\pi \cdot d \cdot e \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1}, \quad (3.47)$$

а степень парциальности

$$e = \frac{G \cdot v_1}{\pi \cdot d \cdot l_1 \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1}. \quad (3.48)$$

Уравнения (3.47) и (3.48) позволяют определить l_1 и e в зависимости от основных параметров ступени. Из них следует, что невысокие значения l_1 и e получаются при небольших расходах G и удельных объемах v_1 (в турбинах малой мощности при относительно высоких начальных параметрах пара).

Поскольку потери в турбинной ступени в значительной степени зависят от длины лопатки и степени парциальности, то рекомендуется принимать l_1 не ниже 10 мм (рис. 3.4), а e не меньше 0,2.

Рабочая лопатка

В соответствии с уравнением неразрывности выходная площадь F_2 рабочей решетки (рис.3.26, б) определяется из соотношения:

$$G \cdot v_2 = F_2 \cdot W_2, \quad (д)$$

где G , v_2 и W_2 - массовый расход, удельный объем и относительная скорость пара.

По аналогии с преобразованиями, выполненными для сопловой решетки, уравнение неразрывности (д), при $e < 1$, позволяет определить длину рабочей лопатки:

$$l_2 = \frac{G \cdot v_2}{\pi \cdot d \cdot e \cdot W_2 \cdot \sin \beta_2}. \quad (3.49)$$

Разделив (3.49) на (3.47), получим:

$$l_2 = l_1 \cdot \frac{v_2}{v_1} \cdot \frac{C_{1\alpha}}{C_{2\alpha}}, \quad (3.50)$$

где $C_{1\alpha} = C_1 \cdot \sin \alpha_1$ и $C_{2\alpha} = W_2 \cdot \sin \beta_2$ - осевые составляющие скоростей C_1 и W_2 .

Если $C_{1\alpha} = C_{2\alpha}$, то длина рабочей лопатки

$$l_2 = l_1 \cdot \frac{v_2}{v_1} \quad (e)$$

и относительно длины сопловой лопатки l_1 зависит только от отношения удельных объемов v_2 и v_1 . При степени реакции $\rho > 0$ отношение v_2/v_1 так же, как и произведение $\frac{v_2}{v_1} \cdot \frac{C_{1\alpha}}{C_{2\alpha}}$, обычно больше единицы и в соответствии с (3.50) и (e) величина l_2 должна быть больше значения l_1 на величину так называемой перекрыши:

$$\Delta l = l_2 - l_1 = \Delta l_g + \Delta l_n.$$

Здесь Δl_g и Δl_n определяют перекрыши на внутреннем и наружном диаметрах рабочего колеса (рис. 2.1). Нередко $\Delta l_g = 0$ и тогда $\Delta l = \Delta l_n$. С увеличением длин лопаток перекрыша Δl возрастает. Для коротких лопаток $\Delta l = 2 \div 4$ мм; для длинных лопаток Δl доходит до 10 мм и более.

Напомним, что во избежание больших потерь в каналах рабочих лопаток длину l_2 не следует принимать менее 12 мм (рис. 3.5).

При определении длин лопаток ступеней скорости используются полученные выше зависимости. В частности, применительно к двухвенечной ступени скорости, длина сопловой лопатки и рабочей лопатки первого венца определяются по формулам (3.47) и (3.49). Для расчета поворотной лопатки и рабочей лопатки второго венца эти зависимости запишутся:

$$l_{1p} = \frac{G \cdot v_1'}{\pi \cdot d \cdot e \cdot C_1' \cdot \sin \alpha_1'};$$

$$l_{2p} = \frac{G \cdot v_2'}{\pi \cdot d \cdot e \cdot W_2' \cdot \sin \beta_2'};$$

где $v_1', v_2', C_1', W_2', \alpha_1'$ и β_2' - удельные объемы, скорости и поточные углы на выходе из поворотной и рабочей решеток.

Для получения плавной проточной части ступени обычно принимается:

$$\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 5^\circ);$$

$$\alpha_1' = \alpha_2 - (5 \div 10^\circ),$$

$$\beta_2' = \beta_1' - (7 \div 18^\circ).$$

Как указывалось ранее, угол α_1 берется в пределах $8-16^\circ$, при этом меньшие значения принимаются при небольших объемных расходах пара $V = G \cdot v$ для увеличения степени парциальности e .

Заметим, что уменьшение выходных углов приводит к росту длины выходных кромок рабочих лопаток l_2 по отношению к входной длине l_1 (рис.3.27).

При значительной разности $l_2 - l_1$ активная струя пара перестанет заполнять живое сечение межлопаточного канала. Вследствие этого нарушается условие применения уравнения неразрывности потока, что приводит к увеличению потерь из-за образования вихревых течений.

Для упрощения технологии изготовления лопаток желательно, чтобы длины l_1 и l_2 были одинаковыми. Этого трудно добиться при большой степени

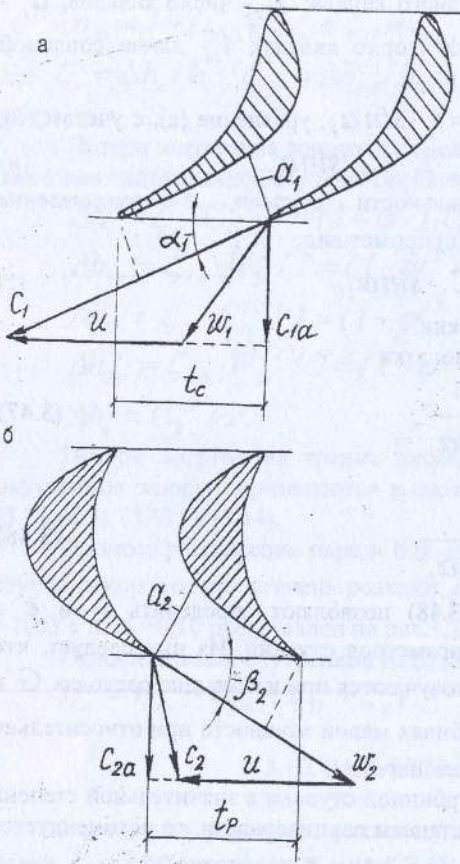


Рис.3.26. К определению длины сопловой (а) и рабочей (б) лопаток

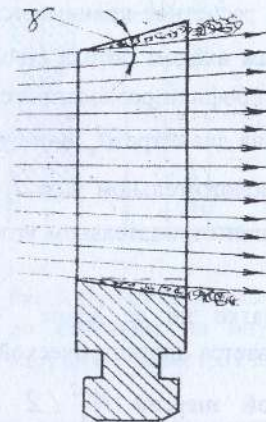


Рис.3.27. Образование вихревых течений в межлопаточных каналах длинных лопаток

реакции ступени, когда велика разность давлений $p_1 - p_2$ и удельных объемов $v_2 - v_1$. В этом случае для исключения вихревых потерь необходимо, чтобы угол γ , определяющий интенсивность роста длины выходной кромки l_2 , не превышал 15-20°.

3.11. ОСОБЕННОСТИ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ДЛИННЫХ ЛОПАТОК

Длинными называются лопатки, для которых отношение среднего диаметра d к длине лопатки l меньше 10 (лопатки большой веерности). Если отношение $\Theta = d/l > 10$, то такие лопатки принято называть короткими (лопатки средней и малой веерности).

Рассмотрим треугольники скоростей на внутреннем d_g , среднем d и наружном d_n диаметрах турбинной ступени с относительно длинными лопатками при постоянном значении скорости C_1 и угла α_1 на выходе из каналов сопловых решеток. В этом случае осевая скорость $C_{1\alpha}$ будет также одинаковой по длине лопатки (рис.3.28).

На рис.3.28 видно, что входные треугольники скоростей на принятых диаметрах из-за различия в окружных скоростях U_g, U и U_n существенно отличаются друг от друга. При этом входной угол $\beta_{1n} > \beta_1 > \beta_{1g}$. Отсюда следует, что если за расчетное принимается сечение на среднем диаметре d с безударным входом потока (угол атаки $i_{opt} = -(3-6^\circ)$) и по длине лопатки все профили располагаются под одним и тем же углом установки β_y , то на диаметре d_g они будут обтекаться при относительно большом положительном угле i_g с разностью $\Delta i_g = i_g - i_{opt}$, а на диаметре d_n при отрицательном угле i_n и разности $\Delta i_n = i_n - i_{opt}$.

Таким образом, профилирование лопатки по ее длине с постоянным углом β_y (такая лопатка называется цилиндрической) приводит к ударным потерям кинетической энергии $W_1^2/2$ в сечениях, удаленных от среднего диаметра, снижению располагаемого теплоперепада $h_0^* = h_{op} + W_1^2/2$ и относительного лопаточного КПД $\eta_{\alpha,1}$. При этом, чем дальше от диаметра d , тем эти потери значительнее.

Для исключения ударных потерь в соответствии с входными треугольниками скоростей для выбранных сечений каждый профиль по длине лопатки должен устанавливаться под оптимальным углом атаки к набегающему потоку. В этом случае лопатка получается закрученной (винтовой).

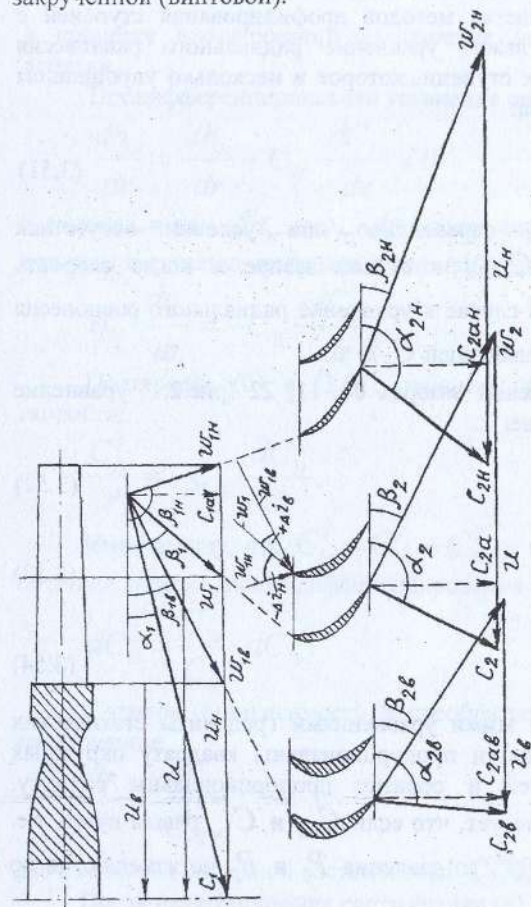


Рис.3.28. Профилирование длинной лопатки по сечениям на внутреннем, среднем и наружном диаметрах ступени

Для коротких лопаток разница в окружных скоростях U_g и U_n по сравнению с U невелика и углы атаки i_g и i_n не слишком отличаются от i_{opt} , принимаемого для решетки профилей на среднем диаметре. Поэтому сравнительно небольшие ударные потери, наблюдаемые у ступени с короткими лопатками, не оказывают заметного влияния на снижение ее КПД. Исходя из этого, короткие лопатки выполняются цилиндрическими, на базе одного и того же исходного профиля с одинаковой хордой и толщиной по радиусу. Такие лопатки значительно проще в изготовлении и, следовательно,

дешевле по стоимости по сравнению с закрученными лопатками.

Профилирование закрученных лопаток осуществляется по различным методам. На практике широко применяется метод постоянной циркуляции $C_u \cdot r = const$; нередко используется метод, в

котором принимается неизменным угол α_1 по длине лопатки, а также метод постоянного удельного расхода, когда массовый расход G на единицу торцевой площади сопловых и рабочих лопаток остается постоянным по их длине. Имеются и другие методы.

В основе большинства методов профилирования ступеней с длинными лопатками лежит уравнение радиального равновесия потока в осевых зазорах ступени, которое в несколько упрощенном общем виде записывается:

$$v \cdot \frac{dp}{dr} = \frac{C_u^2}{r} \quad (3.51)$$

Уравнение (3.51) справедливо при условии отсутствия радиальных течений ($C_r=0$) в осевом зазоре и когда скорость $C_r = \text{const}$ (в последнем случае в уравнение радиального равновесия входит слагаемое с составляющей C_r).

Для сечений в осевых зазорах 00, 11, 22 (рис.2.1) уравнение (3.51) представится в виде:

$$v_0 \cdot \frac{dp_0}{dr} = \frac{C_{0u}^2}{r}; \quad (3.52)$$

$$v_1 \cdot \frac{dp_1}{dr} = \frac{C_{1u}^2}{r}; \quad (3.53)$$

$$v_2 \cdot \frac{dp_2}{dr} = \frac{C_{2u}^2}{r} \quad (3.54)$$

В соответствии с этими уравнениями градиенты статических давлений по длине лопатки пропорциональны квадрату окружных составляющих скоростей и обратно пропорциональны радиусу. Отсюда, в частности, следует, что если C_{0u} и C_{2u} равны нулю, т.е. углы α_0 и α_2 равны 90° , то давления P_0 и P_2 не изменяются по длине лопатки.

Используя приведенные уравнения радиального равновесия, можно получить решения по изменению вдоль радиуса степени реакции ρ , работы на окружности L_u и располагаемого теплоперепада h_0 поточных углов $\alpha_1, \beta_1, \beta_2$ и других параметров ступени.

Рассмотрим основы профилирования длинных лопаток по методу постоянной циркуляции.

Вначале определим характер изменения по радиусу окружной составляющей C_{1u} , входящей в уравнение (3.53). При этом будем считать, что полная энергия пара

$$h_{11}^* = h_{11} + \frac{C_{11}^2}{2}$$

в процессе изэнтропного расширения не изменяется по длине лопатки.

Продифференцировав это уравнение по r

$$\frac{dh_{11}^*}{dr} = \frac{dh_{11}}{dr} + C_{11} \cdot \frac{dC_{11}}{dr} = 0 \quad (a)$$

и заменив в нем $dh_{11} = v_{11} \cdot dp$, после некоторых преобразований получим выражение для радиального градиента давлений:

$$v_{11} \cdot \frac{dp}{dr} = -C_{11} \cdot \frac{dC_{11}}{dr} \quad (б)$$

Подставляя (б) в (3.53), заменим градиент давления через скорости:

$$\frac{C_{1u}^2}{r} = -C_{11} \cdot \frac{dC_{11}}{dr} \quad (в)$$

Имея в виду, что $C_{11}^2 = C_{1\alpha}^2 + C_{1u}^2$ и принимаемая $C_{1\alpha} = \text{const}$ по длине лопатки, после дифференцирования получим:

$$dC_{11} = \frac{C_{1u}}{C_{11}} \cdot dC_{1u} \quad (г)$$

С учетом (г) зависимость (в) преобразуется в дифференциальное соотношение

$$\frac{dr}{r} = \frac{dC_{1u}}{C_{1u}} \quad (д)$$

для изменения окружной составляющей C_{1u} вдоль радиуса.

После интегрирования соотношение (д) принимает вид:

$$C_{1u} \cdot r = \text{const} \quad (e)$$

Используя уравнение радиального равновесия (3.54) и произведя преобразования, аналогичные тем, которые были выполнены на базе выражения (3.53), получим:

$$C_{2u} \cdot r = \text{const} \quad (ж)$$

при условии постоянства осевой составляющей $C_{2\alpha}$ по длине лопатки.

Таким образом, основными условиями профилирования лопатки по рассматриваемому методу является постоянство циркуляции $\Gamma_1 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot C_{1u}$ и $\Gamma_2 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot C_{2u}$ и осевых составляющих скоростей C_{1a} и C_{2a} по радиусу в осевых зазорах перед и за рабочей лопаткой, т.е.

$$C_{1u} \cdot r = \text{const} \text{ и } C_{2u} \cdot r = \text{const}, \quad (3.55)$$

$$C_{1a} = \text{const} \text{ и } C_{2a} = \text{const}. \quad (3.56)$$

Из (3.55) следует, что окружные составляющие скоростей C_{1u} и C_{2u} уменьшаются с увеличением r (по длине лопатки от внутреннего d_n к наружному d_u диаметрам).

Если теперь произведение (е) выразить через параметры на наружном r_n и текущем r радиусах в виде $C_{1un} \cdot r_n = C_{1u} \cdot r$ или $C_{1un}^2 \cdot r_n^2 = C_{1u}^2 \cdot r^2 = (C_{1t}^2 - C_{1a}^2) \cdot r^2$, то после преобразований получим:

$$C_{1t}^2 = C_{1a}^2 + \frac{r_n^2}{r^2} \cdot C_{1un}^2 = C_1 + \frac{C_2}{r^2}, \quad (3.57)$$

где C_1 и C_2 -константы, определяемые постоянными C_{1a} и $C_{1un} \cdot r_n$ вдоль лопатки. Из уравнения (3.57) следует, что в ступени, спроектированной по методу постоянной циркуляции, абсолютная скорость C_{1t} по длине лопатки уменьшается, а давление p_1 в связи с этим увеличивается.

По аналогии с изложенным можно показать, что и за рабочими лопатками абсолютная скорость C_{2t} уменьшается, а давление p_2 возрастает с увеличением радиуса r .

Работа на окружности:

$$L_u = U \cdot (C_{1u} + C_{2u}) = \omega \cdot r \cdot (C_{1u} + C_{2u}) \quad (3.58)$$

и располагаемый теплоперепад $h_0^* = L_u / \eta_{o.l}$ при относительном лопаточном КПД $\eta_{o.l} = \text{const}$ не изменяются с увеличением r .

Степень реакции ступени

$$\rho = 1 - \frac{h_{oc}^*}{h_0^*} = 1 - \frac{C_{1t}^2}{2 \cdot h_0^*} \quad (3.59)$$

возрастает по длине лопатки из-за уменьшения скорости C_{1t} и неизменном теплоперепаде h_0^* .

Из выражений

$$\text{tg} \alpha_1 = \frac{C_{1a}}{C_{1u}} = \frac{\text{const}}{C_{1u}}, \quad (3.60)$$

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{C_{1a}}{C_{1u} - U} = \frac{\text{const}}{C_{1u} - U} \quad (3.61)$$

следует, что углы α_1 и β_1 по длине лопатки увеличиваются, поскольку уменьшается C_{1u} и возрастает U . Заметим, что, если $C_{1u} > U$, то угол $\beta_1 < 90^\circ$, а при $C_{1u} < U$, что возможно для периферийных сечений лопатки, угол $\beta_1 > 90^\circ$.

Изменение угла β_2 по радиусу ступени определится из соотношения:

$$\text{tg} \beta_2 = \frac{C_{2a}}{U \pm C_{2u}} = \frac{1}{\frac{U}{C_{2a}} \pm \frac{C_{2u}}{C_{2a}}} = \frac{1}{\frac{U_n \cdot \bar{r}}{C_{2a}} \pm \frac{1}{\text{tg} \alpha_{2n} \cdot \bar{r}}}, \quad (3.62)$$

где $\bar{r} = r/r_n$ - безразмерный радиус; $U = U_n \cdot r$ - окружная скорость на текущем радиусе r .

В соответствии с (3.62) угол β_2 уменьшается с увеличением r и достигает наименьшего значения на периферийном сечении рабочей лопатки. Такой характер изменения угла β_2 можно получить при численных значениях параметров, входящих в (3.62). Если ступень проектируется из условия наименьших потерь с выходной скоростью (по длине лопатки угол $\alpha_2 = 90^\circ$), то зависимость (3.62) принимает вид:

$$\text{tg} \beta_2 = \frac{C_{2a}}{U_n \cdot r}.$$

Полученные формулы позволяют рассчитывать параметры потока по длине лопаток в ступенях, проточная часть которых профилируется по методу постоянной циркуляции.

В табл. 3.1 приведены результаты расчета профилирования ступени с длинными лопатками по закону постоянной циркуляции при среднем диаметре $d = 1615$ мм, длине рабочей лопатки $\ell_2 = 285$ мм, отношении $\theta = d/\ell_2 = 5,67$ и частоте вращения $n = 3000$ об/мин. При этом по длине лопатки принимались постоянными располагаемый теплоперепад $h_0^* = 100$ кДж/кг, относительный лопаточный КПД $\eta_{o.l} = 0,88$, работа на окружности

$L_u = \eta_{on} \cdot h_0^* = 88,0$ кДж/кг, осевые составляющие $C_{1a} = 95$ м/с и $C_{2a} = 110$ м/с, угол $\alpha_2 = 90^\circ$ и, следовательно, окружная составляющая $C_{2u} = 0$.

Таблица 3.1
 Параметры ступени, спрофилированной по закону постоянной циркуляции

d , мм	\bar{r}	U , м/с	C_{1u} , м/с	α_1 , град	β_1 , град	β_2 , град	ρ	h_{op} , кДж/кг
1330	0,7	208,8	421,5	12°41'	24°04'	27°44'	0,067	6,7
1472,5	0,775	231,2	380,6	14°02'	32°23'	25°27'	0,230	23,0
1615	0,85	253,6	347,0	15°19'	45°28'	23°27'	0,353	35,3
1757,5	0,925	275,9	319,0	16°36'	65°32'	21°43'	0,446	44,6
1900	1,0	298,3	295,0	17°50'	91°58'	20°15'	0,520	52,0

Из табл. 3.1 следует, что степень реакции ρ и располагаемый теплоперепад h_{op} резко возрастают от внутреннего к наружному диаметрам ступени. Поточные углы α_1 , β_1 , α_2 и β_2 также изменяются по длине лопаток. При этом особенно сильно от корня к периферии увеличивается угол β_1 рабочей лопатки, что свидетельствует о ее значительной закрутке и усложнении технологии изготовления по сравнению с сопловой лопаткой.

Глава 4. МНОГУСТУПЕНЧАТАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА

4.1. ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС МНОГУСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

Паровая турбина, вращающая электрический генератор, выполняется многоступенчатой. Количество ступеней в турбине зависит от параметров свежего и отработавшего пара, а также от требований к ее экономичности. Турбостроительными заводами нашей страны изготавливаются стационарные паровые многоступенчатые турбины активного типа с увеличивающейся степенью реакции по длине проточной части. При этом степень реакции ρ на среднем диаметре первых ступеней изменяется обычно от 0,06 до 0,12 с возрастанием до 0,20-0,35 на последующих ступенях. В последних ступенях конденсационных турбин величина ρ может достигать до 0,50-0,65. Такое изменение ρ позволяет выполнить турбину с достаточно плавной проточной частью и высокой экономичностью.

На рис. 4.1 приводится в hS -диаграмме процесс расширения пара в конденсационной многоступенчатой активной турбине. Точки

O и O' характеризуют состояние пара перед стопорным клапаном и

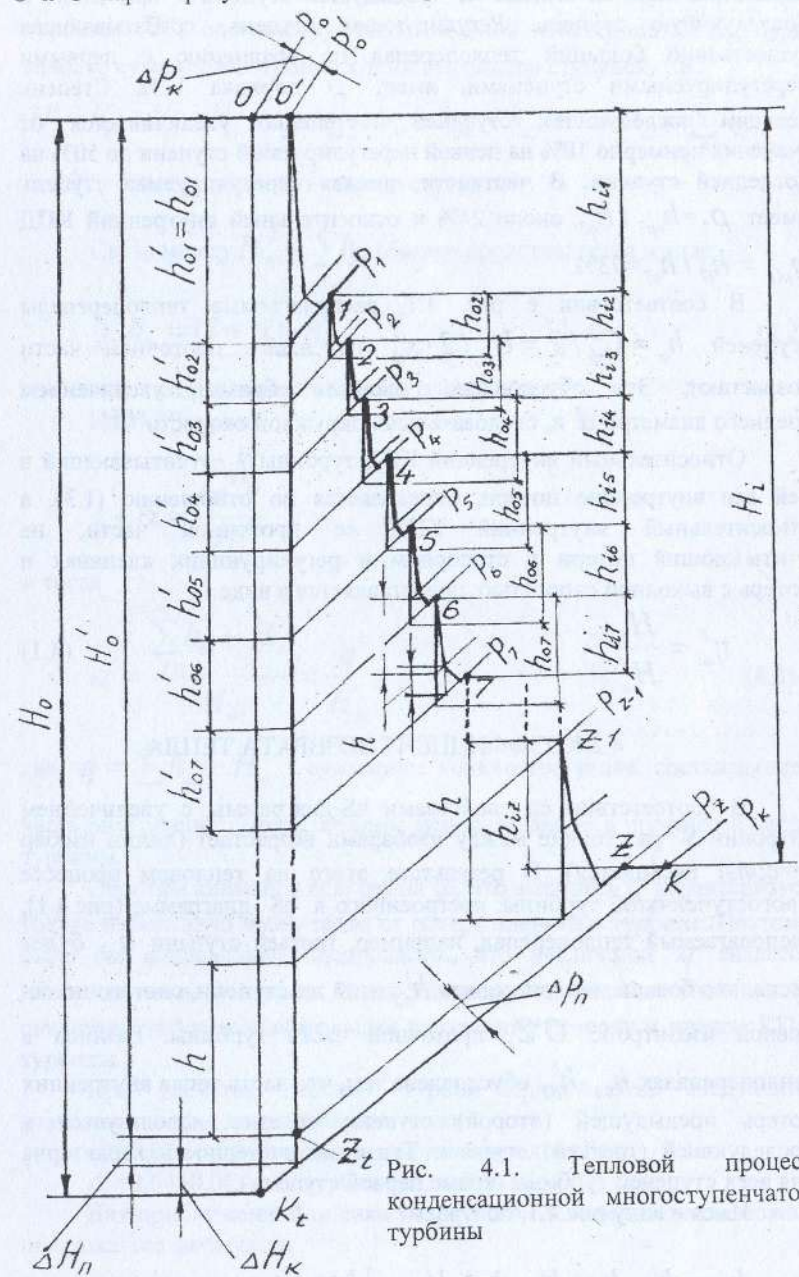


Рис. 4.1. Тепловой процесс конденсационной многоступенчатой турбины

соплами регулирующей ступени, а точки Z и K - за последней ступенью и выходным патрубком. Точки 1, 2, 3, Z определяют

параметры пара на выходе из предыдущей ступени и при входе в последующую ступень. Регулирующая ступень, срабатывающая существенно больший теплоперепад по сравнению с первыми нерегулируемыми ступенями, имеет ρ порядка 12%. Степень реакции последующих ступеней постепенно увеличивается от значения примерно 10% на первой нерегулируемой ступени до 50% на последней ступени. В частности, шестая нерегулируемая ступень имеет $\rho_7 = h_{op7} / h_{o7}$ около 24% и относительный внутренний КПД $\eta_{oi7} = h_{i7} / h_{o7} \approx 73\%$.

В соответствии с рис. 4.1, располагаемые теплоперепады ступеней $h_o = C_\phi^2 / 2 = U^2 / 2 \cdot x_\phi^2$ по длине проточной части возрастают. Это обусловлено, главным образом, увеличением среднего диаметра d и, следовательно, окружной скорости U .

Относительный внутренний КПД турбины η_{oi} , учитывающий в ней все внутренние потери, определяется по отношению (1.3), а относительный внутренний КПД ее проточной части, не учитывающий потери в стопорном и регулирующих клапанах и потерь с выходной скоростью, представляется в виде:

$$\eta'_{oi} = \frac{H_i}{H'_o} \quad (4.1)$$

4.2. КОЭФФИЦИЕНТ ВОЗВРАТА ТЕПЛА

В соответствии со свойствами hS -диаграммы с увеличением энтропии S расстояние между изобарами возрастает (линии изобар $p = const$ расходятся). В результате этого на тепловом процессе многоступенчатой турбины, построенного в hS -диаграмме (рис.4.1), располагаемый теплоперепад, например, третьей ступени h_{o3} будет несколько больше теплоперепада h'_{o3} этой же ступени, снятого по основной изоэнтропе $O'Z_i$ проточной части турбины. Разница в теплоперепадах $h_{o3} - h'_{o3}$ обусловлена тем, что часть тепла внутренних потерь предыдущей (второй) ступени полезно используется в последующей (третьей) ступени. Такая закономерность характерна для всех ступеней турбины (кроме первой ступени).

Имея в виду рис.4.1, получаем:

$$h_{o1} = h'_{o1}; h_{o2} > h'_{o2}; h_{o3} > h'_{o3}; \dots h_{oz} > h'_{oz}.$$

Следовательно, располагаемый теплоперепад проточной части турбины H'_o , соответствующий основной изоэнтропе $O'Z_i$, будет меньше суммы изоэнтропных теплоперепадов ступеней, т.е.:

$$H'_o = h'_{o1} + h'_{o2} + h'_{o3} + \dots + h'_{oz} < h_{o1} + h_{o2} + h_{o3} + \dots + h_{oz} = \sum_1^z h_{oi}, \quad (a)$$

где Z - число ступеней, i - номер ступени.

Связь между H'_o и $\sum_1^z h_{oi}$ обычно представляется в виде:

$$\sum_1^z h_{oi} = (1 + \alpha) \cdot H'_o, \quad (4.2)$$

где $\alpha < 1$ - коэффициент возврата тепла.

Из (4.2) имеем:

$$1 + \alpha = \frac{\sum_1^z h_{oi}}{H'_o},$$

и тогда

$$\alpha = \frac{\sum_1^z h_{oi} - H'_o}{H'_o} = \frac{q}{H'_o}, \quad (4.3)$$

где $q = \sum_1^z h_{oi} - H'_o$ - суммарное количество тепла, составляющее часть внутренних потерь, полезно использованное в проточной части турбины.

Обратим внимание еще раз на то, что величина q характеризует только небольшую часть тепла от потерь энергии в турбине. Поэтому было бы неправильно предполагать, что увеличение q является положительным фактором. В действительности большие значения q свидетельствуют о значительных внутренних потерях и низком КПД турбины.

При расчетах паровых турбин принимаются следующие значения коэффициента возврата тепла:

$\alpha = 0,02 \div 0,04$ - для высокоэкономичных турбин;

$\alpha = 0,04 \div 0,06$ - для турбин средней экономичности.

Для приближенной оценки коэффициента возврата тепла можно пользоваться формулой:

$$\alpha = \kappa \cdot (1 - \eta'_{oi}) \cdot \frac{z - 1}{z} \cdot H'_o, \quad (4.4)$$

где κ - коэффициент, принимаемый равным $4,8 \cdot 10^{-4}$, для турбин, работающих только в области перегретого пара; если вся линия процесса лежит в области влажного пара, то $\kappa = 2,8 \cdot 10^{-4}$; для турбин, у которых процесс расширения переходит из области перегретого в область влажного пара, $\kappa = 3,2 \div 4,3 \cdot 10^{-4}$; η'_{oi} - относительный внутренний КПД проточной части турбины; Z - число ступеней; H'_o - располагаемый теплоперепад проточной части турбины в кДж/кг.

Из формулы (4.4) следует, что при прочих равных условиях с увеличением числа ступеней Z коэффициент α возрастает; это является положительным фактором в отношении использования части энергии внутренних потерь турбины.

В соответствии с тепловым процессом (рис.4.1) внутренний теплоперепад проточной части многоступенчатой турбины равен сумме соответствующих теплоперепадов ее ступеней:

$$H_i = h_{i1} + h_{i2} + h_{i3} + \dots + h_{iz},$$

или

$$\eta'_{oi} \cdot H'_o = \eta_{oi1} \cdot h_{oi1} + \eta_{oi2} \cdot h_{oi2} + \eta_{oi3} \cdot h_{oi3} + \dots + \eta_{oiz} \cdot h_{oiz}. \quad (6)$$

Полагая в (6) одинаковыми КПД ступеней η^c_{oi} , получим

$$\eta'_{oi} \cdot H'_o = \eta^c_{oi} \cdot \sum_1^Z h_{oi},$$

откуда, с учетом (4.2)

$$\eta'_{oi} = (1 + \alpha) \cdot \eta^c_{oi}. \quad (4.5)$$

Из выражения (4.5) следует, что относительный внутренний КПД η'_{oi} проточной части многоступенчатой турбины выше среднего значения КПД η^c_{oi} составляющих ее ступеней.

4.3. ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ

В главе 3 было показано, что КПД турбинной ступени зависит от отношения скоростей $x_\phi = u / C_\phi$. В известной степени это справедливо и для многоступенчатой турбины.

Располагаемый теплоперепад промежуточной ступени без использования выходной скорости из предыдущей ступени

$$h_o = \frac{C_\phi^2}{2000} = \frac{U^2}{2000 \cdot x_\phi^2}, \quad (4.6)$$

где h_o в кДж/кг.

Из (4.6) следует, что

$$2000 \cdot x_\phi^2 \cdot h_o = U^2. \quad (a)$$

Аналогичная связь характерна и для многоступенчатой турбины, для которой, в соответствии с (a) можно записать:

$$\sum_1^Z 2000 \cdot x_\phi^2 \cdot h_{oi} = \sum_1^Z U^2, \quad (6)$$

где Z - число ступеней.

Если предположить, что отношение x_ϕ одинаково для всех ступеней турбины, то (6) переписывается так:

$$2000 \cdot x_\phi^2 = \frac{\sum_1^Z U^2}{\sum_1^Z h_{oi}} \quad (b)$$

или окончательно:

$$Y = \frac{\sum_1^Z U^2}{(1 + \alpha) \cdot H'_o} \approx \frac{\sum_1^Z U^2}{h_o}. \quad (4.7)$$

Отношение Y , пропорциональное квадрату x_ϕ^2 , является характеристическим коэффициентом многоступенчатой турбины. Впервые он был предложен английским инженером Парсонсом и поэтому нередко называется числом Парсонса. Подобно отношению x_ϕ^2 для ступени коэффициент Y характеризует экономичность всей многоступенчатой турбины. Аналогичную зависимость можно получить для турбин с любой степенью реакции ступеней и при использовании выходной скорости.

В соответствии с (3.33), например, при коэффициенте скорости $\phi = 0,95$ и угле выхода пара из сопловой решетки $\alpha_1 = 15^\circ$, оптимальное отношение скоростей

$$x_{\phi_{opt}} = \frac{0,459}{\sqrt{1 - \rho}}$$

Тогда наибольший КПД чисто активной многоступенчатой турбины ($\rho = 0$) при одинаковых значениях для всех ступеней $x_{\phi_{opt}} = 0,459$ по соотношению (в) получается при $Y_{max} = 2000 \cdot x_{\phi_{opt}}^2 = 2000 \cdot 0,459^2 \approx 420$. Для чисто реактивной многоступенчатой турбины ($\rho = 0,5$) наибольшее значение КПД будет иметь место при $x_{\phi_{opt}} = 0,649$ и $Y_{max} = 840$. На рис. 4.2 кривые 1 и 2 характеризуют примерное изменение относительного эффективного КПД η_{oe}



Рис.4.2. Зависимость относительного эффективного КПД турбины от характеристического коэффициента

и реактивного типов в зависимости от коэффициента Y . Здесь же кривая 3, осредненная по опытным данным, определяет экономичность активных многоступенчатых турбин, у которых степень реакции ступеней по длине проточной части увеличивается от $\rho = 0,06 \div 0,12$ до $\rho = 0,50 \div 0,65$. Такое изменение степени реакции является характерным для

современных отечественных конденсационных паровых турбин.

В соответствии с кривой 3, значительное приращение η_{oe} происходит при увеличении Y примерно до 550. При $Y > 550$ величина η_{oe} растет медленно. Наибольшее значение КПД отмечается при $Y \approx 700$.

На практике использование характеристического коэффициента особенно полезно при предэскизном проектировании турбины. Так, высокоэкономичная турбина ($Y \approx 700$) при заданном теплоперепаде H_o , определяемом начальными и конечными параметрами пара, в соответствии с (4.7) и кривой 3 рис.4.2, может быть получена при значительной по величине $\sum_1^Z U^2$. В этом случае она должна

проектироваться или на большое число ступеней Z при умеренных окружных скоростях U , или при небольшом числе Z на высокие U . При одинаковой частоте вращения n в первом варианте проточная часть турбины будет иметь большие осевые и относительно малые радиальные размеры; во втором, наоборот, большими будут радиальные и меньшими осевые размеры. В обоих вариантах изготовление высокоэкономичной турбины будет связано с увеличением затраты металла и ее стоимости.

Если требуется турбина относительно небольших габаритов и веса, то значение $\sum_1^Z U^2$ с целью уменьшения числа ступеней и их диаметров должно приниматься невысоким. Ее величина при

заданном H_o определяется выбором коэффициента Y , который может быть значительно меньше Y_{max} . В соответствии с кривой 3 рис. 4.2 КПД такой турбины будет довольно низким.

4.4. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ

В работающей турбине наряду с окружными силами, определяющими ее мощность, возникают осевые усилия, которые обычно стремятся сдвинуть ротор в направлении движения пара.

Определим осевые усилия в многоступенчатой активной турбине дисковой конструкции со степенью реакции ступеней, увеличивающейся по длине ее проточной части. В этом наиболее распространенном типе турбины суммарная осевая сила R_o , воспринимаемая упорным подшипником и определяющая его диаметральные размеры, оценивается следующими основными составляющими:

$$R_o = R_{o.c} + R_{n.o} + R_{p.l} + R_{k.o}, \quad (4.8)$$

где $R_{o.c}$ - осевое усилие, возникающее из-за разности диаметров ступиц двух соседних дисков; $R_{n.o}$ - осевое усилие, обусловленное разностью давлений по обе стороны полотна диска; $R_{p.l}$ и $R_{k.o}$ - осевые усилия, вызываемые перепадом давления и изменением количества движения на рабочих лопатках ступени.

Составляющие силы R_o в соответствии с обозначениями для промежуточной i -й ступени (рис.4.3) определяются по формулам:

$$R_{o.c} = \frac{\pi}{4} \cdot \sum_1^Z (d_{2i}^2 - d_{1i}^2) \cdot P_{1i};$$

$$R_{n.o} = \frac{\pi}{4} \cdot \sum_1^Z (d_{oi}^2 - d_{2i}^2) \cdot (P_{1i} - P_{2i});$$

$$R_{p.l} = \frac{\pi}{4} \cdot \sum_1^Z (d_{ni}^2 - d_{oi}^2) \cdot (P_{1i} - P_{2i});$$

$$R_{k.o} = \sum_1^Z G_i \cdot (C_{1ai} - C_{2ai}),$$

где Z - число ступеней; d_{1i} и d_{2i} - диаметры ступиц; P_{1i} и P_{2i} - давления пара перед и за диском; d_{ni} и d_{oi} - наружный и внутренний диаметры рабочего колеса; G_i - секундный расход пара; C_{1ai} и C_{2ai} - осевые скорости перед и за рабочими лопатками.

Если в дисках имеются разгрузочные отверстия, то ввиду сложности учета их влияния на силу $R_{n,d}$ суммарное осевое усилие на рабочее колесо из-за перепада давления $P_{1i} - P_{2i}$ нередко оценивается по уравнению:

$$R_{o,l} = R_{n,d} + R_{p,l} = \alpha \cdot R_{p,l}. \quad (4.9)$$

Коэффициент α зависит, в основном, от диаметра разгрузочных отверстий и по опытным данным составляет 0,5-0,8. Зависимость (4.9) может быть использована для оценки силы $R_{o,l}$ и при отсутствии разгрузочных отверстий в дисках. В этом случае коэффициент $\alpha = 1,1 \div 1,2$.

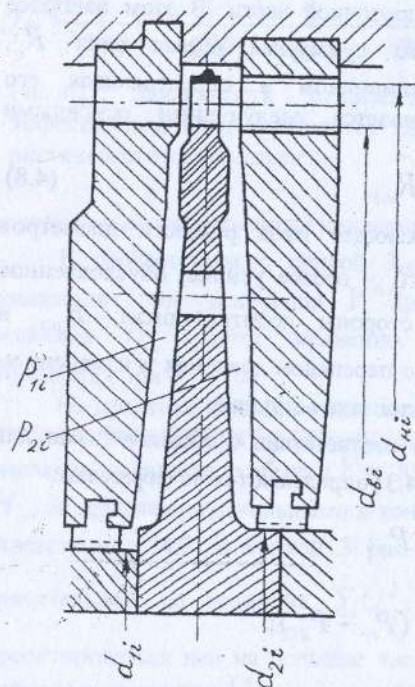


Рис.4.3. Конструктивная схема промежуточной ступени активного типа

При конструкции концевых и диафрагменных уплотнений ступенчатого типа (рис.3.9) необходимо учитывать осевое усилие, обусловленное разностью давлений по обе стороны каждой ступеньки. Полное усилие, передаваемое на уплотнение, составит:

$$R_y = \pi \cdot d_y \cdot h \cdot \sum_1^z \Delta p_i, \quad (4.10)$$

где h - высота ступеньки на валу; z - количество ступенек; Δp_i - перепад давления на ступеньке.

Если во всех гребнях зазоры δ_y одинаковы, то для уплотнения, изображенного на рис.3.9, приближенно принимается:

$$\sum_1^z \Delta p_i \approx 0,5 \cdot (P_0 - P_1). \quad (4.11)$$

В частности, для конденсационной однокорпусной прямоточной турбины с передним и задним концевыми уплотнениями, выполненными по схеме рис.3.9, в соответствии с (4.10) и (4.11), получим:

$$R_{y,n} = 0,5 \cdot \pi \cdot d_{y,n} \cdot h_n \cdot (P_o' - P_a);$$

$$R_{y,z} = 0,5 \cdot \pi \cdot d_{y,z} \cdot h_z \cdot (P_a - P_z),$$

где индексами "п" и "з" отмечены параметры, соответственно, переднего и заднего уплотнений; P_a - атмосферное давление.

При расчете осевых усилий направление сил по ходу пара принимается за положительное, против движения пара - за отрицательное. Очевидно, что силы $R_{y,n}$ и $R_{y,z}$ направлены в сторону, противоположную движению пара.

Осевое равновесие ротора определяется уравнением

$$R_o = F_{y,n} \cdot q, \quad (4.12)$$

где $F_{y,n}$ - площадь рабочей поверхности упорных колодок, m^2 ; q - удельное давление на рабочие колодки, которое для подшипников сегментного типа принимается до 1,5 - 2,0 МПа.

При принятом значении q и известной величине R_o определяется площадь рабочих колодок, и таким образом оцениваются диаметральные размеры упорного подшипника.

Если сила R_o получается значительной по величине, то может появиться необходимость в применении специального разгрузочного устройства в виде своеобразного поршня (диска), нередко называемого думиссом. Чаще всего разгрузочные диски используются в реактивных турбинах, в которых осевые усилия обычно больше, чем в турбинах активного типа.

При наличии разгрузочного поршня (диска) (рис.1.3) осевая сила R_o , воспринимаемая упорным подшипником, уменьшится на

$$величину R_{p,d} = \frac{\pi}{4} \cdot [(d_o^2 - d_b^2) \cdot P_o' - (d_o^2 - d_g^2) \cdot P_k], \quad (4.13)$$

где d_o - диаметр разгрузочного диска; d_b - диаметр барабана; d_g - диаметр вала, который при определении $R_{p,d}$ может приниматься равным d_y .

В многоцилиндровых турбинах осевое усилие довольно часто уравновешивается путем направления потоков пара в первом и втором цилиндрах во взаимно противоположные стороны. С этой же целью используются двухпоточные симметричные конструкции роторов.

На расчетном режиме работы турбины с помощью различных конструктивных решений стремятся силу R_o свести к минимальному значению, поскольку на переменных режимах нагрузка на упорный подшипник может достигнуть значительной величины. Например, в турбинах с противодействием наибольшее осевое усилие возникает приблизительно при половинном расходе пара. Поэтому работа упорного подшипника в таких турбинах должна проверяться на режимах, когда осевое усилие достигает максимума.

Значительная осевая неуравновешенность ротора появляется при применении обводного парораспределения, когда основная масса пара направляется не к регулирующей ступени, а к одной из более отдаленных промежуточных ступеней проточной части турбины.

Следует иметь в виду, что увеличение радиальных зазоров в концевых, диафрагменных и надбандажных уплотнениях, изменение геометрии проточной части турбины вследствие различного рода отложений (в основном солей и окислов) может также привести к существенному повышению осевых усилий.

4.5. ПРЕДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ОДНОПОТОЧНОЙ ТУРБИНЫ И ВЫБОР РАЗМЕРОВ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ

Предельная (максимальная) мощность однопоточной турбины характерна для конденсационной турбины, поскольку в этом случае ее величина определяется, в основном, размерами выходного сечения последней ступени, работающей в условиях низких параметров пара.

Для однопоточной конденсационной турбины с регенеративными отборами пара электрическая мощность

$$N_{э} = m \cdot \eta_{ос} \cdot G_{к} \cdot H_{о}, \quad (4.14)$$

где $m = 1,1 \div 1,25$ - коэффициент, учитывающий выработку мощности паром, отбираемым на регенерацию питательной воды; $G_{к}$ - секундный расход пара, идущего через последнюю ступень и поступающего в конденсатор.

Из уравнения (4.14) следует, что $N_{э}$ зависит главным образом от расхода $G_{к}$, поскольку располагаемый теплоперепад $H_{о}$ определяется заданными параметрами пара $P_{о}$, $t_{о}$ и $P_{к}$, а относительный электрический КПД $\eta_{ос} = \eta_{г} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{oi}$ изменяется в сравнительно небольших пределах.

Величина расхода пара лимитируется размерами рабочих лопаток последней ступени, давлением отработавшего пара и потерями с выходной скоростью. По условиям прочности рабочих лопаток увеличение их длины допустимо только до известного предела. Таким образом, предельная мощность турбины зависит от пропускной способности последней ступени, т.е. от объемного расхода пара, который сильно растет с углублением вакуума в конденсаторе.

В соответствии с уравнением неразрывности для выходной площади рабочих лопаток последней ступени имеем

$$G_{к} \cdot v_2 = F_z \cdot W_2 = \pi \cdot d_z \cdot l_z \cdot W_2 \cdot \sin \beta_2, \quad (a)$$

где d_z - средний диаметр ступени; l_z - длина рабочей лопатки.

Решая (a) относительно $G_{к}$, получаем

$$G_{к} = \frac{\pi \cdot d_z^2 \cdot C_2 \cdot \sin \alpha_2}{\theta \cdot v_2}, \quad (б)$$

так как $W_2 \cdot \sin \beta_2 = C_2 \cdot \sin \alpha_2$, а отношение $\theta = d_z / l_z$.

Поскольку $d_z = 60 \cdot U_z / \pi \cdot n$, а направление C_2 обычно выбирается так, чтобы $\alpha_2 = 90^\circ$, уравнение (б) запишется в виде

$$G_{к} = \frac{3600 \cdot U_z^2 \cdot C_2}{\pi \cdot \theta \cdot n^2 \cdot v_2}. \quad (4.15)$$

Выражая скорость пара

$$C_2 = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_g} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \zeta_g \cdot H_o}$$

и подставляя затем (4.15) в (4.14), получаем формулу для определения предельной (максимальной) мощности однопоточной конденсационной турбины

$$N_{э,пр} = 51250 \cdot \frac{m \cdot \eta_{ос} \cdot U_z^2 \cdot H_o}{\theta \cdot n^2 \cdot v_2} \cdot \sqrt{\zeta_g \cdot H_o}, \quad (4.16)$$

здесь $\zeta_g = \Delta h_g / H_o$ - относительный коэффициент потерь с выходной скоростью, принимаемый в пределах 0,015 - 0,03. Входящие в (4.16) величины имеют следующие размерности: $N_{э,пр}$ - кВт; U_z - м/с; H_o - кДж/кг; n - с⁻¹ и v_2 - м³/кг.

Из (4.16) следует, что при заданных начальных и конечных параметрах пара и частоте вращения мощность турбины $N_{э,пр}$ будет определяться, в основном, тремя величинами: максимально возможной окружной скоростью на среднем диаметре $U_{z,max}$, минимальным отношением $\theta_{min} = d_z / l_z$ и коэффициентом потерь ζ_g . Для последних ступеней современных конденсационных турбин $U_{z,max} = 360 \div 400$ м/с и $\theta_{min} = 2,5 \div 3,0$.

Формулу (4.16) можно представить через другие характерные параметры. Для рабочей лопатки с постоянным профилем по ее длине напряжение от растяжения у корня (у втулки):

$$\sigma_p = \rho_m \cdot \omega^2 \cdot l_z \cdot r_z = \rho_m \cdot \omega^2 \cdot r_z^2 \cdot 2 \cdot \frac{l_z}{d_z} = 2 \cdot \rho_m \cdot \frac{U_z^2}{\theta}, \quad (в)$$

где ρ_m - плотность материала лопатки.

Рабочим лопаткам последних ступеней придается форма, близкая почти по всей длине к телу равного сопротивления, т.е. уменьшается поперечное сечение (толщина и хорда профиля) от корня к вершине лопатки, что приводит к снижению напряжения. Последнее учитывается введением в (в) коэффициента разгрузки K_p , который зависит, главным образом, от отношения площадей сечения лопатки у корня и вершины f_b/f_n и оценивается по формуле

$$\frac{1}{K_p} = 0,35 + 0,65 \cdot \frac{f_n}{f_b}$$

Наибольшее отношение f_b/f_n достигает 7-10, чему соответствует коэффициент разгрузки $K_{p \max} = 2,4$.

С учетом разгрузки напряжение по (в) будет равно

$$\sigma_p = 2 \cdot \frac{\rho_m}{K_p} \cdot \frac{U_z^2}{\theta} \quad (4.17)$$

Определяя из (4.17) отношение U_z^2/θ и подставляя его в (4.16), получаем

$$N_{э,пр} = 25625 \cdot \frac{m \cdot \eta_{оэ} \cdot K_p \cdot \sigma_p \cdot H_o}{\rho_m \cdot n^2 \cdot v_2} \cdot \sqrt{\zeta_s \cdot H_o}; \quad (4.18)$$

здесь σ_p - Н/м² и ρ_m - кг/м³.

Для лопаток из высоколегированной стали верхняя граница допустимого напряжения $\sigma_{доп} = 4,5 \cdot 10^8$ Н/м² (450 МПа), а плотность $\rho_m = 8 \cdot 10^3$ кг/м³.

Пример 1. Определить предельную мощность однопоточной конденсационной турбины с отборами пара на регенерацию по следующим данным: $P_o = 8,83$ МПа; $t_o = 535^\circ\text{C}$; $P_k = 0,004$ МПа; $m = 1,13$ и $n = 3000$ об/мин.

Принимается $U_z = 315$ м/с; $\eta_{оэ} = \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_{oi} = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,82 = 0,795$; $\zeta_s = 0,025$ и $\theta = 2,8$. Из hS- диаграммы находится $H_o = 1429$ кДж/кг и $v_2 = 31$ м³/кг. В соответствии с (4.16) предельная мощность турбины:

$$N_{э,пр} = 51250 \cdot \frac{1,13 \cdot 0,795 \cdot 315^2 \cdot 1429 \cdot \sqrt{0,025 \cdot 1429}}{2,8 \cdot 3000^2 \cdot 31} \approx 50000 \text{ кВт.}$$

Если средний диаметр последней ступени $d_z = 2$ м, то длина рабочей лопатки $l_z = 2/2,8 = 0,715$ м, а напряжение у ее корня при

коэффициенте разгрузки $K_p = 1,8$ и плотности материала $\rho_m = 8 \cdot 10^3$ кг/м³ составит:

$$\sigma_p = 2 \cdot \frac{8 \cdot 10^3}{1,8} \cdot \frac{315^2}{2,8} = 3,15 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2 = 315 \text{ МПа.}$$

Численные значения параметров, полученные в рассмотренном случае, примерно соответствуют показателям у турбин типа Т-50-90 и ПТ-50-90/13.

Основные пути увеличения предельной мощности однопоточной турбины:

1. Уменьшение частоты вращения n вдвое, т.е. переход к четырехполюсному генератору, согласно (4.16), приводит к увеличению мощности $N_{э,пр}$ в 4 раза. Исследования показывают, что такое изменение частоты вращения турбины высоких начальных параметров пара целесообразно в перспективе при создании агрегатов мощностью более 2000 МВт. Турбины насыщенного и слабopегретого пара для АЭС обычно выполняются тихоходными ($n = 1500$ об/мин), начиная с мощности 500-1000 МВт.

2. Ухудшение экономичности турбины за счет увеличения потерь с выходной скоростью ζ_s от 0,016 до 0,024 (в 1,5 раза) повышает мощность $N_{э,пр}$ в 1,225 раза; при этом КПД турбины высоких параметров пара снижается на 0,7%, а турбины насыщенного пара на 1,3%.

3. Использование материалов с более высоким допустимым напряжением $\sigma_{доп}$ и меньшей плотностью ρ_m приводит к повышению удельной прочности материала $\sigma_{доп}/\rho_m$ и, в соответствии с (4.18), к увеличению $N_{э,пр}$. Например, титановые сплавы с $\rho_m = 4,5 \cdot 10^3$ кг/м³ имеют более высокую удельную прочность, нежели высоколегированные стали с $\rho_m = 8 \cdot 10^3$ кг/м³. Вследствие этого при $n = 3000$ об/мин предельные длины лопаток из стали составляют 950-1050 мм, а из титановых сплавов - 1200 мм и более.

4. Применение в качестве предпоследней ступени турбины так называемой ступени Баумана. В этой ступени направляющие и рабочие лопатки разделены на два яруса - нижний и верхний (рис. 4.4). Давление пара перед обоими ярусами одинаковое. Пар, проходящий через нижний ярус, направляется в последнюю ступень, которая от обычных ступеней отличается более крутым наклоном наружного обвода диафрагмы. Поскольку через нижний ярус в последнюю ступень проходит не весь расход G_k , а только часть его

G_z , то, соответственно, уменьшается длина последней лопатки l_z , ее

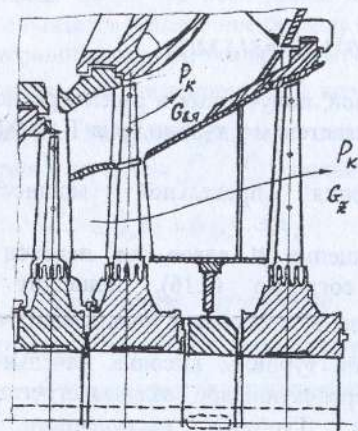


Рис.4.4. Проточная часть низкого давления с предпоследней двухъярусной ступенью (ступенью Баумана)

верность l_z/d_z и окружная скорость U_z . Поток пара $G_{в.я} = G_к - G_z$ после верхнего яруса поступает прямо в конденсатор. Располагаемые теплоперепады ступени Баумана и последней ступени характеризуются равенством $h_{ов.я} \approx h_{он.я} + h_{оз}$.

Поскольку расход пара через верхний ярус примерно равен половине расхода через последнюю ступень, то такая

двухступенчатая схема иногда называется полуторной.

Применение ступени Баумана при тех же размерах последней ступени позволяет

или существенно увеличить расход пара через часть низкого давления турбины и тем самым примерно в 1,5 раза повысить $N_{э.пр}$, или при тех же расходах пара улучшить экономичность турбины за счет уменьшения потерь с выходной скоростью (примерно в 2 раза), так как она подсчитывается по суммарной выходной площади последней ступени и верхнего яруса:

$$\Delta h_0 = \frac{G_{в.я} \cdot \Delta h_{в.я} + G_z \cdot \Delta h_{оз}}{G_к} \quad (4.19)$$

Однако, по опытам ЛМЗ, в самой двухъярусной ступени почти вдвое увеличиваются концевые потери в решетках, появляются протечки между ярусами. По сравнению с обычными ступенями из-за больших скоростей имеются дополнительные трудности аэродинамического профилирования лопаток верхнего яруса. Кроме того, двухъярусные лопатки требуют более сложной технологии изготовления и для них характерна большая трудность вибрационной отстройки. В основном, по этим причинам ступень Баумана не нашла широкого применения.

Очевидно, что и применение полуторного выхода не позволяет решить задачу создания конденсационных паровых турбин мощностью несколько сотен тысяч киловатт. Эта задача решается путем разделения потоков пара в части низкого давления (рис.4.5).

Число таких потоков равно отношению мощности к $N_{э.пр}$ однопоточной турбины. Так, при $n=3000$ об/мин турбины высоких параметров пара при глубоком вакууме имеют мощность $N_3=300$ МВт при трех потоках пара; $N_3=500$ МВт при четырех потоках пара и $N_3=800$ МВт при шести потоках пара. В быстроходных турбинах насыщенного пара при глубоком вакууме мощность 500 МВт требует уже 6 и даже 8 потоков пара. При длине лопатки последней ступени 1200 мм и сверхкритических параметрах пара ЛМЗ изготовлена турбина $N_3=1200$ МВт с 6 потоками пара. В тихоходных турбинах насыщенного пара ($n=1500$ об/мин) при лопатках 1350-1500 мм мощность 1000-1300 МВт достигается при шести потоках пара.

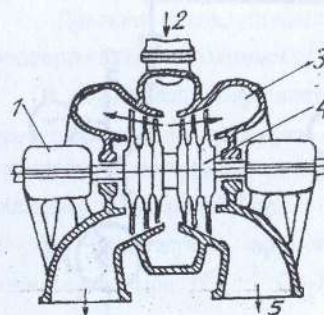


Рис.4.5. Конструктивная схема двухпоточного ЦНД: 1-подшипник; 2-вход пара; 3-выходной патрубок; 4-ротор; 5-выход пара в конденсатор

Обычно в цилиндрах низкого давления пар подводится к середине и растекается в противоположные стороны, чем достигается уравновешивание осевых усилий, действующих на ротор ЦНД.

ГЛАВА 5. ТУРБИНЫ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Турбины, в которых осуществляется выработка электрической энергии на базе теплового потребления, называются теплофикационными. Различают:

- 1) турбины с противодавлением;
- 2) конденсационные турбины с промежуточным регулируемым отбором пара;
- 3) турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара;
- 4) конденсационные турбины с двумя регулируемыми отборами пара.

5.1. ТУРБИНА С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

На рис. 5.1 изображена принципиальная схема установки турбины с противодавлением (тип Р).

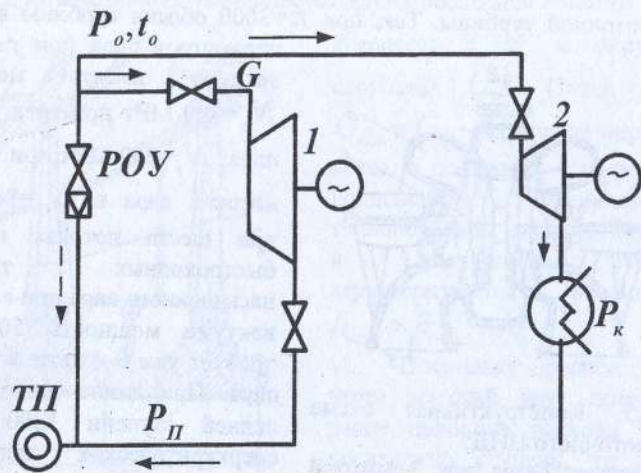


Рис. 5.1. Принципиальная схема установки с турбиной с противодавлением и конденсационной турбиной: 1 – турбина с противодавлением; 2 – конденсационная турбина; POY – редуциционно-охлаждающая установка; TP – тепловой потребитель

Свежий пар с параметрами P_o и t_o подводится к турбине. В турбине 1 происходит расширение пара до конечного давления P_{II} , после чего он направляется к теплому потребителю. Давление P_{II} поддерживается постоянным, его значение определяется тепловым потребителем. Для турбин типа P характерен режим работы по тепловому графику. Таким образом, мощность, развиваемая турбиной, не является произвольной, а определяется пропуском пара, идущим к теплому потребителю.

Поскольку КПД η_{o3} при постоянных начальных и конечных параметрах пара зависит от объемного пропуска пара через турбину, а располагаемый теплоперепад H_o не меняется, то мощность турбины с противодавлением однозначно определяется расходом пара G_{II} :

$$N_s = G_{II} H_o \eta_{o3}. \quad (5.1)$$

Графики потребления тепловой и электрической энергии, как правило, не совпадают и турбина с противодавлением не может полностью обеспечить потребителей электрической энергией. Поэтому в энергосистемах турбины с противодавлением устанавливаются параллельно с конденсационными турбинами 2. В часы максимальных тепловых нагрузок в линию теплового потребителя добавляется редуцированный пар, если расход пара,

требуемый потребителем, превышает максимальную пропускную способность турбины.

Давление пара, идущего к теплому потребителю, требуется поддерживать постоянным ($P_{II} = \text{const}$).

В случае если нарушается равенство между расходом пара G , поступающим в паровую турбину и количеством пара G_{II} , отбираемым на тепловое потребление, то это приводит к изменению давления за турбиной P_{II} .

За промежуток времени dt в паропроводе скапливается количество пара $(G - G_{II})dt$, что вызовет изменение плотности находящегося в паропроводе емкостью V на $d\rho$.

$$\text{Баланс расходов запишется: } (G - G_{II})dt = Vd\rho \text{ или } G - G_{II} = Vd\rho/dt.$$

Применяя уравнение состояния $\rho = P/(RT)$ и считая приближенно, что $T = \text{const}$, найдем $d\rho/dt = 1/(RT)dP/dt$. Тогда получим:

$$G - G_{II} = V/(RT)dP/dt. \quad (5.2)$$

Давление отработавшего в турбине пара будет сохраняться лишь в том случае, когда количество поступающего пара в турбину равно количеству пара, идущему к теплому потребителю $G = G_{II}$. При этом $dP/dt = 0$, следовательно, $P_{II} = \text{const}$. Если $G > G_{II}$, то

$dP/dt > 0$, т.е. давление P_{II} будет расти; наоборот если $G < G_{II}$, то $dP/dt < 0$, т.е. P_{II} уменьшается.

Для того чтобы турбина могла автоматически поддерживать расход пара, необходимый теплому потребителю при $P_{II} = \text{const}$, устанавливается система регулирования, которая

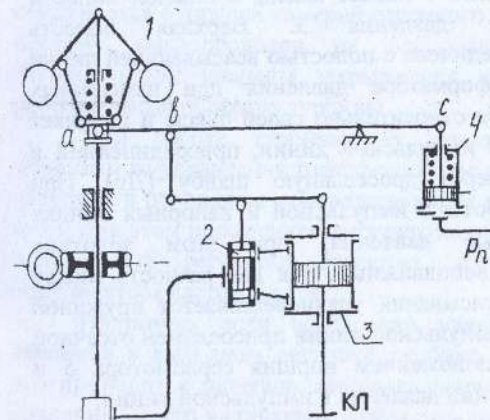


Рис.5.2. Принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением: 1-центробежный регулятор скорости; 2-золотник сервомотора; 3-сервомотор с клапаном; 4-регулятор давления

наряду с центробежным регулятором скорости имеет регулятор давления (рис.5.2).

При постоянном числе оборотов n ротора муфта центробежного регулятора находится на неизменном уровне. При работе по тепловому графику синхронизатор регулятора скорости устанавливается на повышенное число оборотов, так что муфта центробежного регулятора не препятствует турбине принять полную нагрузку.

Рассмотрим два случая работы системы регулирования.

1-й случай. Допустим, увеличилась тепловая нагрузка $G_{п}$, поэтому давление $P_{п}$ уменьшилось. При этом пружина регулятора давления 4 переместит поршень вниз. Рычаг ac будет поворачиваться вокруг точки a . Поршень золотника пойдет вниз, масло будет поступать под поршень сервомотора 3, что вызовет его перемещение вверх и увеличение пропуска пара G через турбину и повышение противодействия до необходимого.

2-й случай. В том случае, если при работе по тепловому графику произойдет отключение турбины от сети, и генератор разгрузится до нуля, частота вращения ротора повысится. В работу вступит центробежный регулятор 1. Муфта центробежного регулятора переместится вверх, воздействуя на рычаг ac . При этом клапан будет закрывать доступ пара в турбину и частота вращения снизится.

Рассмотренная схема регулирования с рычажными связями является простейшей и четко демонстрирует принципы регулирования.

На рис.5.3 показана схема регулирования турбины с противодействием КТЗ с гидродинамической системой. Главный масляный центробежный насос 1 подает масло к нижней полости цилиндра трансформатора давления 3. Верхняя полость трансформатора давления соединена с полостью всасывающей линии насоса 1. Золотник трансформатора давления при изменениях давления масла перемещается относительно своей боксы и изменяет проходное сечение слива из импульсной линии, присоединенной к напорной линии насоса через дроссельную шайбу (Др). При установившемся режиме работы в импульсной и напорных линиях устанавливаются постоянные давления, при этом золотник трансформатора 3 является неподвижным, так как разность между давлениями нагнетания и всасывания уравнивается пружиной механизма управления 2. К импульсной линии присоединен отсечной золотник 4, управляющий положением поршня сервомотора 5 и перемещающийся при изменении давления в импульсной линии.

Давление в импульсной линии может изменяться либо трансформатором давления 3, либо регулятором давления 7.

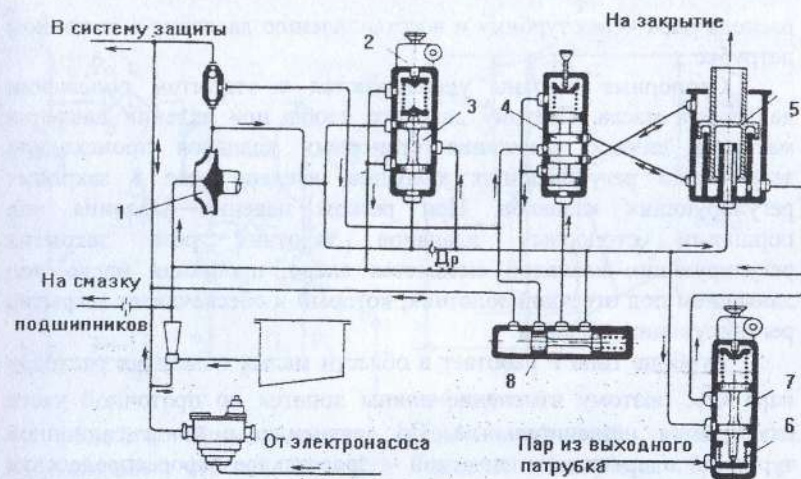


Рис.5.3. Гидродинамическая система регулирования турбин с противодействием КТЗ

При работе турбины по электрическому графику регулятор давления отключают, а механизм управления 2, воздействуя на золотник трансформатора давления, управляет отсечным золотником 4 и положением регулирующих клапанов.

Например, при уменьшении электрической нагрузки число оборотов турбины растет и давление масла в импульсной линии повышается. Золотник трансформатора давления 3 и отсечной золотник 4 поднимаются вверх. Верхнее окно сервомотора 5 соединяется с нижней камерой отсечного золотника 4, и масло идет в систему маслопроводов на всасывающую линию насоса 1. Регулирующие клапаны закрываются, и снова восстанавливается рабочее число оборотов турбины.

При работе турбины по тепловому графику, наоборот, механизм управления трансформатора давления устанавливают его золотник в положение, соответствующее частоте вращения холостого хода; при этом положением регулирующих клапанов будет управлять включенный регулятор давления, а частота вращения будет определяться частотой сети.

Например, если вследствие увеличения потребления пара давление в выходном патрубке турбины начинает уменьшаться, то это приводит к падению давления снаружи сифона 6 регулятора давления 7 и его удлинению. Тогда под действием пружины золотник регулятора опускается, что приводит к снижению давления под отсечным золотником 4, который перемещается вниз, вызывая открытие регулирующих клапанов. Это приводит к увеличению

расхода пара через турбину и восстановлению давления в выходном патрубке.

Стопорные клапаны удерживаются в открытом положении давлением масла. Поэтому для того чтобы при падении давления масла в линиях удержания стопорных клапанов происходило закрытие и регулирующих клапанов, введено реле 8 закрытия регулирующих клапанов. При резком падении давления под поршнями стопорных клапанов золотник реле закрытия регулирующих клапанов смещается влево, пропуская масло под давлением под отсечной золотник, который и обеспечивает закрытие регулирующих клапанов.

Турбина типа Р работает в области малых объемных расходов пара G_V , поэтому изменение длины лопаток по проточной части оказывается незначительным. По сравнению с конденсационной турбиной в противодавленческой – дроссельное парораспределение не применяется, а используется в основном сопловое регулирование. Это объясняется сравнительно большим значением отношения P_z/P_o , и как следствие большими потерями в дроссельном клапане.

Регулирующая ступень в зависимости от условий работы турбины может выполняться в виде двухвенечной ступени скорости или одновенечной ступени. Если необходимо получить более высокий КПД турбины на режиме полной мощности, то теплоперепад регулирующей ступени h_{op} необходимо принимать меньше теплоперепада нерегулируемых ступеней $h_{он}$. Однако в этом случае на переменных режимах работы КПД снижается более сильно. Если турбина работает в широком диапазоне нагрузок, причем число часов на малых нагрузках велико, то следует принимать h_{op} больше, это при заданном H_o приведет к уменьшению числа нерегулируемых ступеней.

5.2. ТУРБИНА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Конденсационные турбины с регулируемым отбором пара типа П или Т могут одновременно удовлетворять внешних потребителей электрической энергией и теплотой, поэтому они получили широкое распространение. В отличие от турбин типа Р у них выработка электрической энергии не зависит от тепловой нагрузки.

Турбина с регулируемым отбором пара состоит из двух частей (рис.5.4): части высокого давления (ЧВД) - 1 и части низкого давления (ЧНД) - 2, соединенной с конденсатором 3.

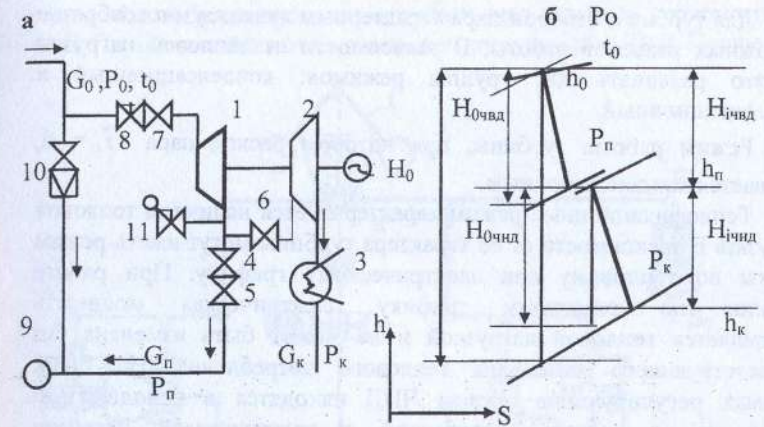


Рис.5.4. Принципиальная схема турбинной установки с регулируемым отбором пара (а); процесс расширения пара в h-s диаграмме (б)

Свежий пар подводится к турбине с давлением P_o и температурой t_o через стопорный 8 и регулирующий 7 клапаны. В ЧВД пар расширяется до давления P_{II} , которое поддерживается постоянным и определяется тепловым потребителем 9. Пройдя ЧВД, поток пара G_o разветвляется. Одна часть пара G_{II} через отсечной 4 и обратный 5 клапаны идет к тепловому потребителю 9, а другая часть пара G_k направляется через регулирующий клапан 6 в ЧНД, где расширяется до давления P_k в конденсаторе 3. РОУ 10 служит для снабжения паром теплового потребителя 9 в период остановки турбины.

Внутренняя мощность турбины без учета отборов пара на регенерацию определяется из выражения:

$$N_i = N_o / (\eta_m \cdot \eta_r) = N_{iЧВД} + N_{iЧНД} = G_o \cdot H_{очВД} \cdot \eta_{oiЧВД} + G_k \cdot H_{очЧНД} \cdot \eta_{oiЧНД} = G_o \cdot H_o \cdot \eta_{oi} - G_{II} \cdot H_{очЧНД} \cdot \eta_{oiЧНД} \quad (5.3)$$

$$\text{Из выражения (5.3) расход свежего пара} \\ G_o = N_i / (H_o \cdot \eta_{oi}) + G_{II} \cdot H_{очЧНД} \cdot \eta_{oiЧНД} / (H_o \cdot \eta_{oi}) = \\ = N_o / (H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r) + G_{II} \cdot H_{iЧНД} / H_i \quad (5.4)$$

Согласно полученному выражению, расход пара на турбину с регулируемым отбором зависит от электрической мощности N_o и отбора пара G_{II} на тепловое потребление.

Для турбин с отбором пара характерным является многообразие возможных режимов работы. В зависимости от тепловой нагрузки принято различать две группы режимов: конденсационный и теплофикационный.

Режим работы турбины, при котором расход пара $G_{\Pi} = 0$, называется конденсационным.

Теплофикационный режим характеризуется наличием тепловой нагрузки. В зависимости от ее характера турбины могут иметь режим работы по тепловому или электрическому графику. При работе турбины по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления. На таких режимах регулирующие органы ЧНД находятся в неподвижном положении, а изменение тепловой и электрической нагрузки обеспечивается регулирующими клапанами ЧВД.

Для турбин, работающих по электрическому графику, клапаны ЧНД имеют произвольную степень открытия. При этом характерно наличие тепловой нагрузки, которая ограничивает возможность снижения электрической мощности ниже некоторого минимального значения, определяемого регулируемым отбором пара.

Многообразие режимов работы турбины определяет применение соплового парораспределения.

Для предотвращения аварийных ситуаций на паропроводе, связанном с камерой отбора, устанавливается предохранительный клапан 11.

Регулирование мощности $N_{э}$ и давления P_{Π} может производиться при помощи:

- связанной системы регулирования;
- несвязанной системы регулирования.

Принципиальная схема связанного регулирования приведена на рис.5.5.

В такой системе центробежный регулятор скорости 1 и регулятор давления 4 связаны общим рычагом *ас*, который соединен с золотниками 2 сервомоторов 3, управляющих регулирующими клапанами ЧВД (КЛ-1) и ЧНД (КЛ-2).

Рассмотрим два случая:

а) при изменении давления P_{Π} регулятор давления поворачивает рычаг *ас* вокруг точки *в* и вызывает противоположное перемещение поршней золотников, а следовательно, и сервомоторов, управляющих клапанами. Если потребность в паре, идущем на тепловое потребление G_{Π} , уменьшается, то давление P_{Π} возрастет. Это вызовет перемещение поршня регулятора давления 4 вверх. Рычаг *ас* повернется при этом в точке *в*. Поршень золотника 2 ЧВД пойдет

вверх. Масло будет поступать в полость над поршнем сервомотора 3 ЧВД. Поршень пойдет вниз, уменьшая доступ пара в ЧВД. Поршень

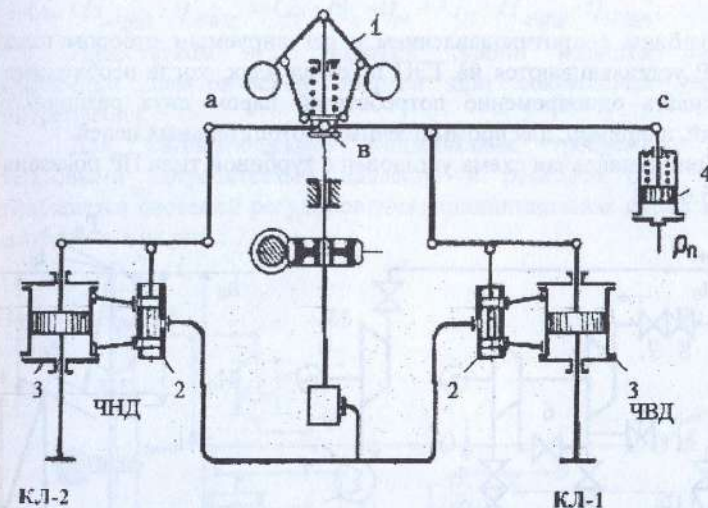


Рис.5.5. Принципиальная схема связанного регулирования турбины с отбором пара

золотника сервомотора ЧНД при этом будет перемещаться вниз, вызывая движение поршня сервомотора ЧНД вверх. Регулирующий клапан ЧНД будет открываться, увеличивая пропуск пара в ЧНД. Перемещение клапанов, вызванное регулятором давления, не должно изменять суммарную электрическую мощность турбины;

б) при уменьшении электрической нагрузки частота вращения ротора турбины возрастет, что вызовет перемещение вверх муфты центробежного регулятора. Центробежный регулятор при смещении муфты поворачивает рычаг *ас* вокруг точки *с*. Поршни обоих золотников пойдут вверх и при этом клапаны ЧВД и ЧНД будут уменьшать доступ пара в ЧВД и ЧНД турбины. Количество пара G_{Π} , отбираемого на тепловое потребление, не меняется.

При несвязанной системе регулирования центробежный регулятор скорости управляет только клапаном свежего пара, а регулятор давления управляет клапаном ЧНД. В такой системе нарушается равновесие между мощностью развиваемой турбиной и мощностью, поглощаемой электрическим генератором. Это приводит к нарушению равновесия между расходом пара, отдаваемым турбиной, и расходом пара, необходимым тепловому потребителю. В настоящее время несвязанная система регулирования практически не применяется.

5.3. ТУРБИНА С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара типа ПР устанавливаются на ТЭЦ в тех случаях, когда необходимо обеспечивать одновременно потребителей паром двух различных давлений, например, для промышленных и отопительных целей.

Принципиальная схема установки с турбиной типа ПР показана на рис.5.6.

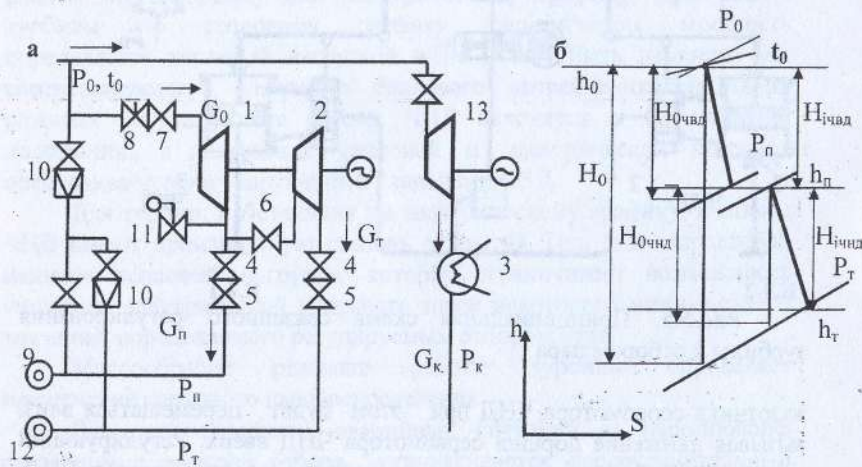


Рис.5.6. Принципиальная схема турбоустановки типа ПР (а); процесс расширения пара в h_s - диаграмме (б)

Свежий пар с параметрами P_o, t_o в количестве G_o поступает в ЧВД 1, где расширяется до давления $P_{п}$, необходимого для производственного теплового потребителя 9. После ЧВД часть пара $G_{п}$ направляется к теплому потребителю 9, а оставшийся пар в количестве $G_{т}$ через регулирующий клапан 6 проходит в ЧНД 2, где расширяется до давления $P_{т}$, которое определяется потребителем теплоты низкого потенциала 12.

Поскольку турбина типа ПР может быть использована эффективно только при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты, то параллельно включают конденсационную турбину 13, которая воспринимает колебания электрической нагрузки. Остальные обозначения на рис.5.6 соответствуют тем же на рис.5.4. Внутренняя мощность турбины определяется нагрузкой тепловых потребителей и составляет:

$$N_i = N_o / (\eta_m \cdot \eta_g) = G_o \cdot H_{очВД} \cdot \eta_{oiЧВД} + G_{т} \cdot H_{очНД} \cdot \eta_{oiЧНД} = G_{т} \cdot H_o \cdot \eta_{oi} + G_{п} \cdot H_{очВД} \cdot \eta_{oiЧВД} \quad (5.5)$$

Недостатком этих паровых турбин является снижение выработки электрической энергии при сокращении теплового потребления.

Для автоматического поддержания требуемых обоими тепловыми потребителями давлений и расходов пара турбина снабжается системой регулирования, принципиальная схема которой изображена на рис.5.7.

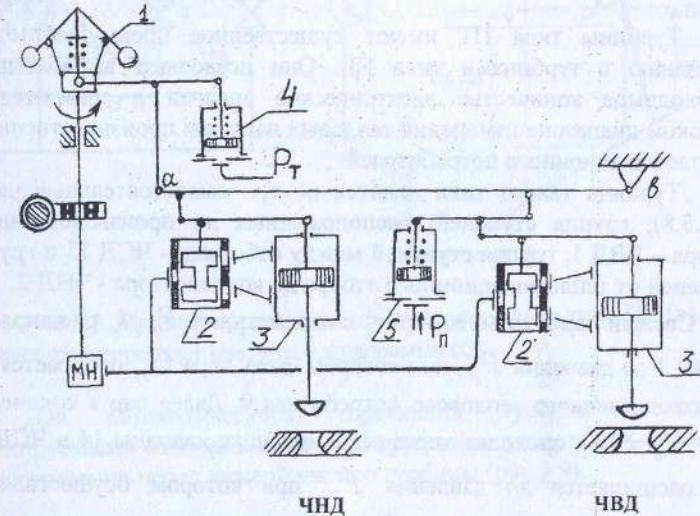


Рис.5.7. Принципиальная схема регулирования турбины с отбором и противодавлением

Регулятор давления 4 находится под воздействием давления отработавшего пара $P_{т}$ и через рычаг $ав$ связан с золотниками 2 сервомоторов 3 ЧВД и ЧНД.

При снижении теплопотребления $G_{т}$ давление $P_{т}$ будет повышаться, поршень регулятора давления 4 пойдет вверх, что вызовет перемещение поршней золотников 2 вверх, а поршней сервомоторов 3 вниз. При этом регулирующие клапаны ЧВД и ЧНД будут закрываться. Регулятор давления 5 отбираемого из промежуточной ступени пара $G_{п}$ воздействует только на регулирующие клапаны ЧВД. При увеличении теплопотребления $G_{п}$ и обусловленного этим понижением давления $P_{п}$, регулятор давления 5 увеличит открытие регулирующих клапанов ЧВД и восстановит равновесие между количеством пара, расходуемым тепловым

потребителем, и количеством пара, отводимым из промежуточной ступени турбины. Регулирующие клапаны ЧНД останутся в неизменном положении.

При внезапном отключении электрического генератора от сети частота вращения ротора возрастет, что вызовет перемещение вверх муфты центробежного регулятора 1 и поворот рычага **ав** вокруг точки **в**. Это вызовет закрытие регулирующих клапанов ЧВД и ЧНД турбины.

5.4. ТУРБИНА С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Турбины типа ПТ имеют существенное преимущество по сравнению с турбинами типа ПР. Они позволяют вырабатывать необходимое количество электрической энергии в сравнительно широком диапазоне изменения тепловых нагрузок производственного и теплофикационного потребителей.

Турбина такого типа делится на три самостоятельные части (рис.5.8); группа ступеней, расположенных до производственного отбора - ЧВД 1; группа ступеней между отборами - ЧСД 13 и группа ступеней от теплофикационного отбора до конденсатора - ЧНД 2.

Свежий пар в количестве G_o с параметрами P_o, t_o расширяется в ЧВД 1 до давления P_{Π} , при котором часть пара G_{Π} отбирается для производственного теплового потребителя 9. Далее пар в количестве $G = G_o - G_{\Pi}$ проходит через регулирующие клапаны 14 в ЧСД 13, где расширяется до давления P_T , при котором осуществляется теплофикационный отбор G_T для потребителя теплоты 12. Оставшаяся часть пара в количестве $G_k = G_o - G_{\Pi} - G_T$ поступает в ЧНД 2 и расширяется там до давления в конденсаторе P_k .

Остальные обозначения на рис. 5.8 аналогичны рис. 5.6. Внутренняя мощность, развиваемая турбиной:

$$\begin{aligned}
 N_i &= N_{i_3} / (\eta_m \cdot \eta_s) = N_{i_{\text{ЧВД}}} + N_{i_{\text{ЧСД}}} + N_{i_{\text{ЧНД}}} = \\
 &= G_o \cdot H_{o_{\text{ЧВД}}} \cdot \eta_{oi_{\text{ЧВД}}} + (G_o - G_{\Pi}) \cdot H_{o_{\text{ЧСД}}} \cdot \eta_{oi_{\text{ЧСД}}} + \\
 &+ (G_o - G_{\Pi} - G_T) \cdot H_{o_{\text{ЧНД}}} \cdot \eta_{oi_{\text{ЧНД}}} = G_o \cdot H_o \cdot \eta_{oi} - \\
 &- G_{\Pi} \cdot (H_{o_{\text{ЧСД}}} \cdot \eta_{oi_{\text{ЧСД}}} + H_{o_{\text{ЧНД}}} \cdot \eta_{oi_{\text{ЧНД}}}) - G_T \cdot H_{o_{\text{ЧНД}}} \cdot \eta_{oi_{\text{ЧНД}}}.
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

Из выражения (5.6) расход пара на турбину

$$G_o = N_s / (H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_s) + G_{\Pi} (H_{i_{\text{ЧСД}}} + H_{i_{\text{ЧНД}}}) / H_i + G_T \cdot H_{i_{\text{ЧНД}}} / H_i. \tag{5.7}$$

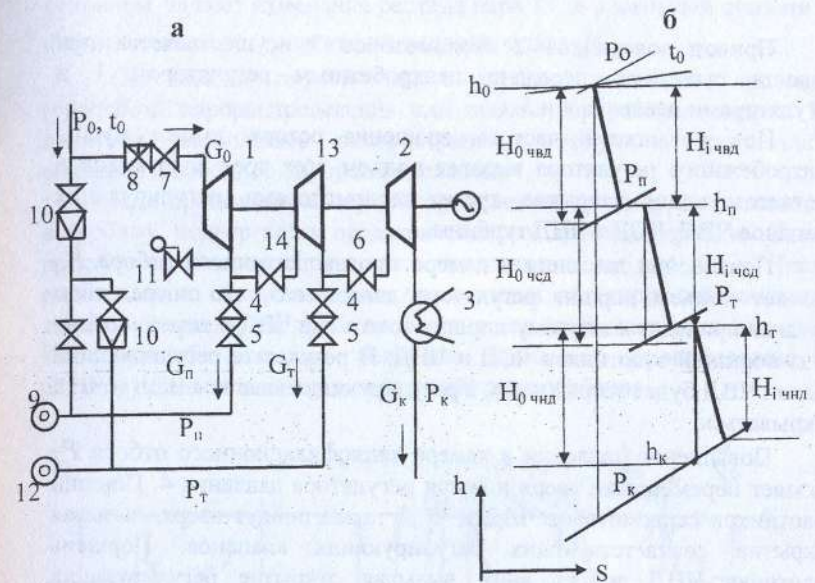


Рис.5.8. Принципиальная схема турбоустановки типа ПТ (а); процесс расширения пара в $h-s$ - диаграмме (б)

Для автоматического управления турбина с двумя регулируемым отборами имеет три группы регулирующих клапанов соответственно перед каждой частью турбины (рис.5.9).

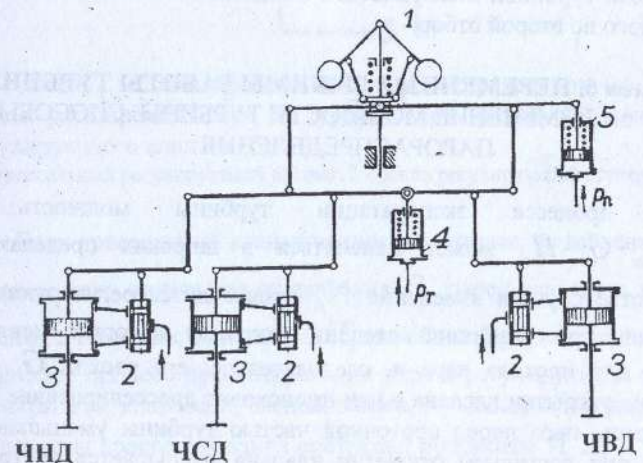


Рис.5.9. Принципиальная схема регулирования турбины с двумя отборами пара

Привод золотников 2 сервомоторов 3 осуществляется при помощи рычажной передачи центробежным регулятором 1 и регуляторами давления 4 и 5.

При повышении частоты вращения ротора подъем муфты центробежного регулятора вызовет подъем всех трех золотников и соответствующее закрытие тремя сервомоторами регулирующих клапанов ЧВД, ЧСД и ЧНД турбины.

Повышение давления в камере производственного отбора P_{II} вызовет подъем поршня регулятора давления 5, что посредством рычагов приведет к подъему поршня золотника ЧВД и перемещению вниз поршней золотников ЧСД и ЧНД. В результате регулирующий клапан ЧВД будет закрываться, а регулирующие клапаны ЧСД и ЧНД открываться.

Повышение давления в камере теплофикационного отбора P_T вызовет перемещение вверх поршня регулятора давления 4. Поршни золотников сервомоторов ЧВД и ЧСД также пойдут вверх, вызывая закрытие соответствующих регулирующих клапанов. Поршень золотника ЧНД пойдет вниз, вызывая открытие регулирующих клапанов ЧНД.

Плечи рычагов должны быть подобраны так, чтобы изменение мощности турбины и вызванное перестановкой муфты центробежного регулятора изменение открытия клапанов не приводило к нарушению количества отбираемого пара на производственные и теплофикационные нужды. Наоборот, изменение одного из отборов пара не должно вызывать нарушений в развиваемой турбиной электрической мощности и в количестве пара, отбираемого во второй отбор.

Глава 6. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

6.1. ИЗМЕНЕНИЕ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ. СПОСОБЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

В процессе эксплуатации турбины мощность ее $N_z = \eta_{оз} \cdot G \cdot H_o$ может изменяться в широких пределах. В большинстве случаев изменение N_z производится регулируемыми клапанами, при различной степени открытия которых меняется площадь для прохода пара и, следовательно, его расход G . При частичном открытии клапана в нем происходит дросселирование пара и параметры пара перед проточной частью турбины уменьшаются. Поэтому при частичном открытии клапана уменьшается не только расход пара G , но и располагаемый теплоперепад турбины H_o . Таким образом, регулирование мощности турбины осуществляется, в

основном, за счет изменения расхода пара G и в меньшей степени за счет изменения располагаемого теплоперепада H_o .

Организация подачи пара в турбину называется системой (способом) парораспределения или просто парораспределением. На практике наибольшее распространение получили дроссельное, сопловое и обводное парораспределения.

При дроссельном парораспределении весь пар, поступающий в турбину, подвергается предварительному дросселированию. Схема дроссельного парораспределения представлена на рис. 6.1, а. Число одновременно открываемых дроссельных регулирующих клапанов зависит от мощности турбины (чаще всего их бывает один или два). На рис. 6.1, б показаны тепловые процессы, происходящие в регулирующем клапане и в проточной части турбины.

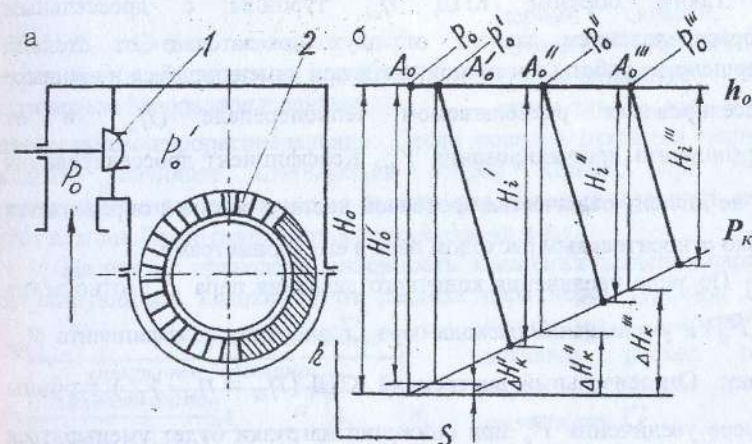


Рис. 6.1. Схема дроссельного парораспределения (а) и процессы расширения пара в турбине при различном открытии регулирующего клапана (б):

1 - дроссельный регулирующий клапан; 2 - сопла регулирующей ступени

Если дроссельный клапан полностью открыт, то давление P_o' за клапаном мало отличается от давления P_o перед клапаном, и потеря давления в тепловых единицах $\Delta H_k'$ невелика. При этом линия $A_o A_o'$ изображает процесс дросселирования пара в регулирующем клапане. С прикрытием клапана и, следовательно, с уменьшением расхода пара, процессы дросселирования протекают по линиям $A_o A_o''$ и $A_o A_o'''$ с возрастанием потерь от $\Delta H_k''$ до $\Delta H_k'''$.

На рис. 6.1,б видно, что увеличение потерь на дросселирование приводит к уменьшению внутреннего теплоперепада H_i и КПД турбины η_{oi} . Применительно к трем режимам работы турбины получим следующее изменение ее относительного внутреннего КПД:

$$\eta_{oi}' = H_i' / H_o = 0,843 > \eta_{oi}'' = H_i'' / H_o = 0,702 > \eta_{oi}''' = H_i''' / H_o = 0,579$$

Умножая числитель и знаменатель выражения для η_{oi} на располагаемый теплоперепад H_o' , взятый по состоянию пара за дроссельным клапаном, получим:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i'}{H_o} \cdot \frac{H_o'}{H_o'} = \frac{H_i'}{H_o'} \cdot \frac{H_o'}{H_o} = \eta_{oi}' \cdot \gamma_{др}. \quad (6.1)$$

Таким образом, КПД η_{oi} турбины с дроссельным парораспределением зависит от двух показателей: от степени совершенства работы проточной части при изменяющемся в процессе дросселирования располагаемом теплоперепаде (η_{oi}') и от коэффициента дросселирования $\gamma_{др}$. Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$ не зависит от качества проточной части турбины и определяется только относительным расходом пара и его параметрами.

По мере увеличения конечного давления пара P_k (отношения P_k/P_o) и уменьшения расхода пара G значения коэффициента $\gamma_{др}$ падают. Относительный внутренний КПД ($\eta_{oi} = \eta_{oi}' \cdot \gamma_{др}$) турбины по мере увеличения P_k при снижении нагрузки будет уменьшаться еще резче, так как одновременно с уменьшением коэффициента $\gamma_{др}$ будет уменьшаться и η_{oi}' . Поэтому применение дроссельного парораспределения в турбинах с противодавлением, где теплоперепады относительно малы, а отношение P_k/P_o - велико, связано с большими потерями при частичных нагрузках и не должно применяться.

Благодаря простоте конструктивного исполнения и повышенной экономичности при полном открытии клапанов дроссельное парораспределение нашло наибольшее применение в конденсационных турбинах сравнительно большой мощности, переменные режимы которых по расходу пара мало отличаются от номинального.

При сопловом парораспределении увеличение расхода пара через турбину достигается последовательным открытием

регулирующих клапанов, количество которых может колебаться от 3 до 10. На номинальном режиме работы турбины все клапаны полностью открыты.

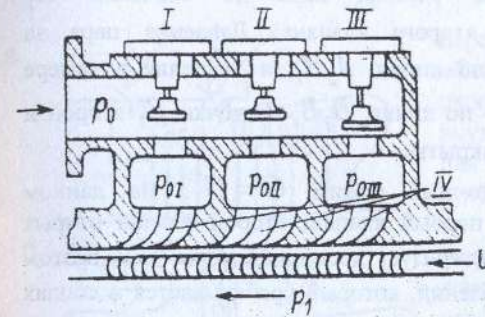


Рис.6.2. Схема подвода пара к регулирующей степени турбины с дросселированием пара сопловым парораспределением. После полного открытия первого клапана начинает открываться второй клапан, при этом дросселированию подвергается только пар, который проходит через этот клапан. Далее открывается третий клапан и т.д.

На рис.6.3 приведена зависимость изменения давления пара за регулирующими клапанами от расхода пара через турбину. При полностью открытых клапанах расход пара через турбину равен расчетному G_p :

$$G = G_p = G_3;$$

Уменьшение расхода пара от G_p до G_2 осуществляется прикрытием третьего клапана. При этом первый и второй клапаны полностью открыты, а значительному дросселированию подвергается пар проходящий через третий клапан. Давление за клапаном P_{0III} изменяется по линии A_3B_2 , а в камере

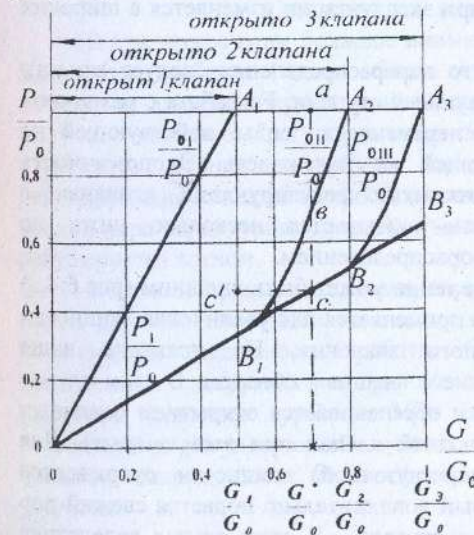


Рис.6.3. Изменение давлений пара за регулирующими клапанами в турбине с сопловым парораспределением

регулирующей ступени по $-B_3B_2$. В точке B_2 третий клапан закрыт полностью.

Дальнейшее снижение расхода пара до значения G_1 производится прикрытием второго клапана. Давление пара за клапаном P_{0II} изменяется по линии A_2B_1 , а давление в камере регулирующей ступени P_1 - по линии B_2B_1 . В точке B_1 второй и третий клапаны полностью закрыты.

Рассмотрим промежуточный режим $G = G^*$. На данном режиме полностью открыт первый клапан, второй клапан открыт частично. Отрезок **ав** характеризует дросселирование пара в этом клапане, а **вс** - перепад давлений, который срабатывает в соплах второй группы. Перепад давлений по отношению к полностью открытому первому клапану, срабатываемый в соплах первой группы, будет определяться отрезком A_1c' .

Основное преимущество соплового парораспределения состоит в том, что при частичных нагрузках значительному дросселированию подвергается не все количество пара, а лишь часть его, которая направляется через неполностью открытый клапан. Очевидно, что чем больше регулирующих клапанов, тем выше КПД турбины с сопловым парораспределением при частичных нагрузках. Отсюда также следует, что сопловое парораспределение целесообразно применять для турбины, мощность которой при эксплуатации изменяется в широких пределах.

К недостаткам соплового парораспределения следует отнести обязательное наличие регулирующей ступени. Ее работа с различной парциальностью приводит к переменности силы, действующей на рабочие лопатки и снижающей их надежность. Экономичность турбины при полностью открытых регулирующих клапанах с сопловым парораспределением оказывается несколько ниже по сравнению с дроссельным парораспределением.

Обводное парораспределение может быть внешним (рис.6.4,а) и внутренним (рис.6.4,б). Оно применяется для увеличения мощности турбины свыше номинального значения. На практике чаще применяется парораспределение с внешним обводом. В этом случае номинальная нагрузка турбины обеспечивается открытием основных регулирующих клапанов (обводной клапан при этом закрыт). Для получения максимальной (перегрузочной) мощности открывается обводной клапан, через который дополнительно подается свежий пар в какую-либо промежуточную ступень. В этом случае вследствие роста давления пара за группой обведенных ступеней возрастает расход пара через последующие ступени и увеличивается вырабатываемая ими мощность. При этом мощность ступеней,

расположенных перед обводным клапаном, уменьшается из-за большего противодействия, но суммарная мощность турбины возрастает.

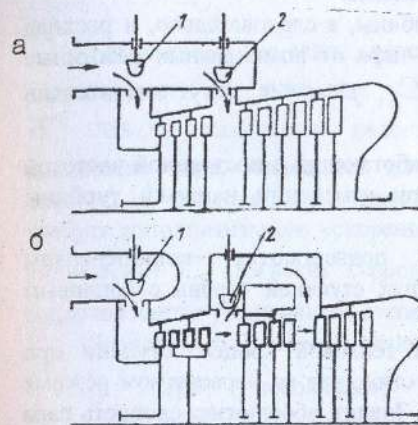


Рис.6.4. Схема парораспределения с внешним (а) и внутренним (б) обводами:

- 1-основной регулирующий клапан;
- 2-обводной клапан

В отличие от парораспределения с внешним обводом (рис.6.4,а), при парораспределении с внутренним обводом (рис.6.4,б) для увеличения мощности турбины через обводной клапан в промежуточную ступень подается не свежий пар, а в определенной степени отработавший пар в предыдущих ступенях.

Во избежание опасного разогрева лопаток и дисков из-за

потерь на трение и вентиляцию через обводимую группу ступеней при любом открытии обводного клапана должно пропускаться определенное количество пара для их охлаждения.

В последние годы большое внимание уделяется регулированию мощности турбины (точнее блока «котел-турбина») с помощью изменения давления пара и производительности котла. Такой способ получил название "регулирование скользящим давлением". При изменении мощности турбины за счет скользящего давления регулирующие клапаны полностью или почти полностью открыты, а расход пара через турбину, пропорциональный начальному давлению, регулируется котлом.

Основное преимущество регулирования скользящим давлением перед другими способами изменения мощности турбины связано с повышением надежности работы блока «котел-турбина» при пониженных нагрузках и упрощением конструкции цилиндра высокого давления турбины. При скользящем давлении можно отказаться от регулирующей ступени, лопатки которой испытывают большие напряжения и подвергаются значительным динамическим усилиям.

6.2. РАБОТА СТУПЕНИ НА НЕРАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

Каждая ступень турбины рассчитывается и выполняется для одного определенного расчетного режима.

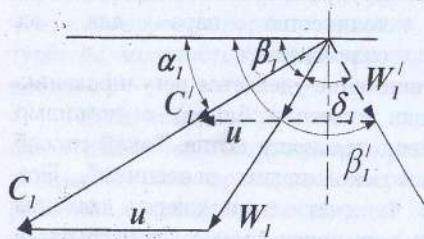
При изменении нагрузки турбины, а следовательно, и расхода пара, при отклонении параметров пара от номинальных режимные характеристики ступени h_o , U/C_ϕ , ρ и т.п. могут значительно отличаться от расчетных.

В стационарных турбинах, работающих с постоянной частотой вращения, окружные скорости при изменении нагрузки турбины сохраняются постоянными.

Наибольшим изменениям подвергаются теплоперепады последних ступеней и регулирующих ступеней турбин с сопловым парораспределением.

Рассмотрим, как изменяется тепловой процесс ступени при изменении ее теплоперепада. Допустим, что на нерасчетном режиме теплоперепад ступени уменьшился. Значит, абсолютная скорость пара на выходе из сопловой решетки уменьшается $C'_1 < C_1$ и возрастает отношение скорости U/C_ϕ .

Изобразим сплошными линиями треугольники скоростей при расчетном режиме, пунктирными при нерасчетном (рис.6.5.), отложим



из вершины треугольника вектор скорости C'_1 , вычтем геометрически U и получим новую относительную скорость входа пара на рабочие лопатки $W'_1 < W_1$, которая значительно отклонилась и встречает входную кромку рабочих лопаток с отрицательным углом атаки $\delta'_1 = \beta'_1 - \alpha'_1$, т.е.

Рис. 6.5. Входные треугольники скоростей при расчетном и уменьшенном теплоперепаде ступени

поток пара ударяет в спинки лопаток, что приводит к значительным потерям энергии в каналах рабочих лопаток и снижению КПД ступени.

На расчетном режиме при вполне определенном соотношении между скоростями W_1 и C_1 соблюдалось уравнение неразрывности, составленное для сечений входа в рабочую решетку и сечений выхода из сопловой решетки.

На нерасчетном режиме, в предположении об использовании только проекции скорости $W'_1 \cdot \cos \delta'_1$ на направление W_1 ,

соотношение между скоростями $W'_1 \cdot \cos \delta'_1$ и C'_1 нарушается: $\frac{W'_1 \cdot \cos \delta'_1}{C'_1} < \frac{W_1}{C_1}$.

Очевидно, что если скорость C'_1 соответствует условиям неразрывности в выходном сечении сопел, то составляющая $W'_1 \cdot \cos \delta'_1$ оказывается недостаточной для того, чтобы все количество пара, вышедшего из сопел, вошло в каналы рабочих лопаток, а следовательно, вход пара в каналы рабочих лопаток требует дополнительного ускорения парового потока. Таким образом, уменьшение C_1 приводит к росту отношения скоростей U/C_ϕ и сопровождается увеличением степени реакции.

Зависимость степени реакции ρ от отношения скоростей U/C_ϕ при небольших изменениях U/C_ϕ , когда $0,1 < \frac{\Delta(U/C_\phi)}{(U/C_\phi)_p} < 0,2$ можно принять линейной:

$$\frac{\Delta \rho}{1 - \rho_p} = (0,5 - \rho_p) \cdot \frac{\Delta(U/C_\phi)}{(U/C_\phi)_p} \quad (6.2)$$

Сокращение h_o ступени сопровождается уменьшением W_2 ($W'_2 < W_2$), что приводит к изменению значения и направления абсолютной скорости C'_2 . Натекание потока на входные кромки сопловой решетки последующей ступени будет происходить с отрицательным углом $\delta_2 = \alpha_2 - \alpha'_2$, что также вызовет дополнительные потери в ней (рис.6.6).

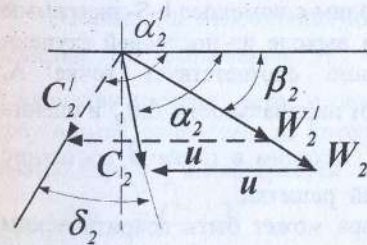


Рис. 6.6. Выходные треугольники скоростей

Изменение расхода пара, вызванное изменением нагрузки турбины, приводит к изменению параметров пара до и после ступеней. Это определяет дополнительные сложности при выполнении детального расчета ступеней для определения экономичности и надежности работы турбины на нерасчетном режиме.

Решение может быть найдено методом последовательного приближения, причем, задача

упрощается, если расчет вести не от начальных параметров перед рассматриваемой ступенью, которые неизвестны, а от конечного состояния пара при выходе из турбины.

При этом давление пара при выходе из турбины можно принять постоянным, равным расчетному, или найти, задавшись зависимостью его от расхода пара. Введем обозначения на расчетном режиме: G_o , P_o , v_{op} - расход, давление и удельный объем пара перед ступенью; P_{1p} , v_{1p} - давление и удельный объем пара в осевом зазоре между сопловой и рабочей решетками; P_{2p} , v_{2p} - давление и удельный объем пара при выходе из каналов рабочей решетки.

При измененном режиме эти же величины обозначим: G , P_o , v_o , P_1 , v_1 , P_2 , v_2 .

Будем считать заданными параметры пара за

последней ступенью турбины P_2 и h_2 , расход пара G и частоту вращения n . Кроме того, должны быть известны все геометрические характеристики ступени. Расчет проводим с помощью h - S -диаграммы (рис. 6.7). Пусть состояние пара при выходе из последней ступени турбины при изменившемся режиме соответствует точке А. Определив потери на трение Δh_T от парциальности Δh_{II} и оценив потери с выходной скоростью $\Delta h_{в.с.}$, находим в точке В состояние пара при выходе из каналов рабочей решетки.

При новом режиме течение пара может быть докритическим или сверхкритическим. Вначале определяется, к какому из этих двух случаев относится рассматриваемый режим. При этом следует иметь в виду, что скорость звука a в сечениях ступени мало меняется при изменении режима:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot P_2 \cdot v_2} \approx const \text{ или } P_2 \cdot v_2 = a_2^2 / \kappa, \quad (6.3)$$

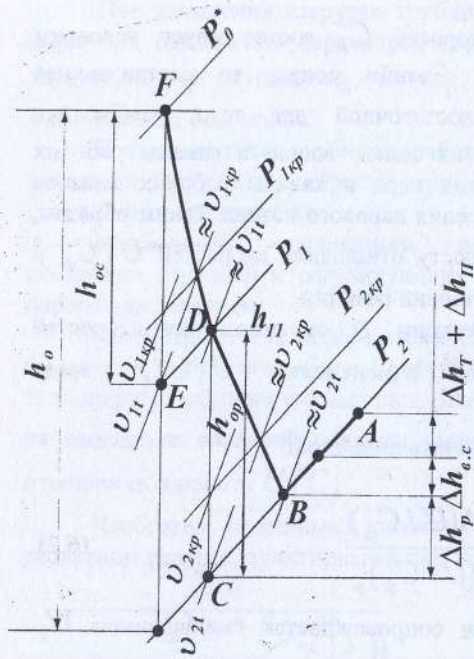


Рис. 6.7. Процесс расширения пара

где κ - показатель адиабаты.

При достижении критического расхода можно написать для минимального выходного сечения рабочей решетки уравнение неразрывности в таком виде:

$$\left(\frac{G}{F_2}\right)_{кр} = \frac{a_2}{v_2}, \text{ откуда } v_2 = \frac{a_2}{(G/F_2)_{кр}},$$

где F_2 - площадь выходного сечения рабочей решетки. Подставляя полученное выражение удельного объема в (6.3), находим давление $P_{2кр}$, которое отвечает критическому истечению при новом расходе пара:

$$P_{2кр} = \left(\frac{G}{F_2}\right)_{кр} \cdot \frac{a_2}{\kappa}. \quad (6.4)$$

Если давление на выходе из рабочей решетки $P_2 > P_{2кр}$, то в выходном сечении F_2 установится давление P_2 и течение пара в каналах рабочей решетки будет дозвуковым, причем уравнение неразрывности может быть записано следующим образом:

$$W_{2t} = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot F_2} \approx (W_{2t})_p \cdot \frac{G}{G_o} \cdot \frac{v_{2t}}{(v_{2t})_p}. \quad (6.5)$$

Если же P_2 будет меньше, чем $P_{2кр}$, то новый расход пара будет иметь в сечении F_2 (минимальном) критическую скорость при давлении $P_{2кр}$. Понижение давления от $P_{2кр}$ до P_2 будет происходить в косом срезе рабочей решетки и сопровождаться отклонением потока пара от угла β_2 .

Определив относительную скорость выхода пара из рабочей решетки из выражения $W_2 = W_{2t} \cdot \psi$, где $\psi \approx \psi_p$ и угол отклонения потока пара в косом срезе δ , строится выходной треугольник скоростей, из которого находится абсолютная скорость выхода пара C_2 и проверяется принятая вначале по оценке потеря

$$\Delta h_{в.с.} = C_2^2 / 2.$$

При большом расхождении $\Delta h_{в.с.}$ первоначально принятым значением смещаем точку В на диаграмме по изобаре P_2 , соответственно полученным из расчета потерям.

Вычисляем потери энергии в рабочей решетке

$$\Delta h_p = \frac{W_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (6.6)$$

и откладываем это значение в h - S -диаграмме от точки В, получаем точку С.

Зная W_2 и предполагая, что $\frac{W_1}{W_2} = \frac{W_{1p}}{W_{2p}}$, находим теплоперепад

h_{op} , срабатываемый в рабочей решетке

$$h_{op} = \frac{W_{2t}^2 - W_1^2}{2} = \frac{W_{2t}^2}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{W_1}{W_{2t}} \right)^2 \right]. \quad (6.7)$$

Из точки С проводится изэнтропа до пересечения ее с линией энтальпии $h_1 = h_{2t} + h_{op}$. Полученная точка D отвечает одновременно состоянию пара на входе в рабочую решетку и на выходе из сопловой решетки.

Зная параметры пара в выходном сечении сопловой решетки F_1 , определим скорость звука и критическое давление так же, как при расчете рабочей решетки:

$$P_{1кр} = \left(\frac{G}{F_1} \right)_{кр} \cdot \frac{a_1}{\kappa}. \quad (6.8)$$

Здесь $F_1 = \pi \cdot d \cdot e \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_{1э}$ - площадь выходного сечения сопловой решетки.

Если $P_1 > P_{1кр}$, то в сечении F_1 устанавливается давление P_1 и истечение из сопловой решетки происходит с дозвуковой скоростью

$$C_{1t} = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot F_1} \approx (C_{1t})_p \cdot \frac{G}{G_0} \cdot \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_p}. \quad (6.9)$$

Здесь в первом приближении значение v_{1t} взято по состоянию пара не в точке E, а в точке D.

Если же $P_1 < P_{1кр}$, то в сечении F_1 возникает критическая скорость при давлении $P_{1кр}$, а понижение давления от $P_{1кр}$ до P_1 происходит в косом срезе сопловой решетки. При этом вначале подсчитывается угол отклонения потока в косом срезе δ_1 , после чего теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки

$$C_{1t} = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\sin(\alpha_{1э} + \delta)}{\sin \alpha_{1э}}} = (C_{1t})_p \cdot \frac{G}{G_0} \cdot \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_p} \cdot \frac{\sin \alpha_{1э}}{\sin(\alpha_{1э} + \delta)}. \quad (6.10)$$

Абсолютная скорость выхода пара $C_1 = \varphi \cdot C_{1t}$, где коэффициент скорости φ в первом приближении принимаем равным расчетному φ_p .

Из построения входного треугольника скоростей по скорости C_1 , углу $(\alpha_{1э} + \delta)$ и окружной скорости U находится относительная скорость W_1 и угол β_1 .

В случае несовпадения значения W_1 с выбранным для вычисления h_{op} (6.7) расчет ступени проводится повторно, начиная с определения h_{op} .

Потери в сопловой решетке Δh_c и использованный теплоперепад h_{oc} находятся аналогично нахождению потерь и теплоперепада в рабочей решетке. На диаграмме наносятся точки E и F.

Расчеты всех ступеней турбины, которые проводятся, начиная с

последней, показывают, что при изменении расхода пара значительно искажается тепловой процесс только в последних ступенях. В промежуточных же ступенях скорости сохраняются близкими к расчетным ($\frac{U}{C_\phi} \approx const$). Поэтому

внутренние КПД промежуточных ступеней можно принять постоянными, равными расчетным, что существенно упрощает расчет турбины на переменный режим.

Если при построении процесса от конечной ступени к начальной окажется, что произведенный расчет привел

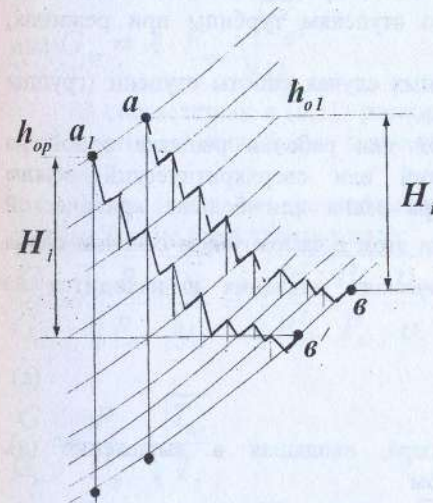


Рис. 6.8. Процесс расширения пара в h - S -диаграмме при расчетном и изменившемся режимах группы ступеней

к состоянию пара, не совпадающему с начальным (точки a и a_1 , рис. 6.8), то это означает, что конечное состояние пара (точка b) было оценено неправильно. При дроссельном парораспределении начальное состояние пара перед первой ступенью турбины при измененном режиме (точка a) должно остаться на уровне начальной энтальпии h_{op} . При сопловом парораспределении оно должно совпасть с состоянием пара на выходе из регулирующей ступени.

При несоответствии следует найти использованный теплоперепад $h_i = h_a - h_b$, отложить его от уровня начальной энтальпии h_{op} вниз и найти в точке b' уточненное значение конечных параметров пара. После этого по новому уточненному состоянию отработавшего пара произвести расчет во втором приближении, которое обычно уже дает вполне удовлетворительное совпадение начальной точки процесса.

6.3. ИЗМЕНЕНИЯ РАСХОДА И ДАВЛЕНИЯ ПАРА ПО СТУПЕНЯМ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

Расчет ступеней турбины на переменный режим, начиная с последней и кончая первой, связан с большими затратами труда и времени. Поэтому необходима более простая методика отыскания давлений и теплоперепадов по ступеням турбины при режимах, отличающихся от расчетного.

Рассмотрим два характерных случая работы ступени (группы ступеней) на переменном режиме.

Случай 1. В поворотной или рабочей решетке одной из ступеней наступил критический или сверхкритический режим течения, то есть скорость пара равна или больше критической $P_1/P_0 \leq \varepsilon_{кр}$; $P_2/P_1 \leq \varepsilon_{кр}$. При этом в самом узком сечении сопла расход пара достигает критического значения и находится из уравнения неразрывности:

$$G_{кр} = \frac{F_{кр} \cdot C_{кр}}{v_{кр}} \quad (a)$$

Критическая скорость пара, входящая в выражение (a), определяется следующим образом

$$C_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot P_0 \cdot v_0} \quad (б)$$

Из уравнения изоэнтропы $P_{кр} v_{кр}^\kappa = P_0 \cdot v_0^\kappa$ находится

$$v_{кр} = \left(\frac{P_0}{P_{кр}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot v_0, \text{ или с учетом критического}$$

$$\text{отношения давлений } \varepsilon_{кр} = \frac{P_{кр}}{P_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \text{ получим}$$

$$v_{кр} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{-\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot v_0. \text{ Тогда } \frac{1}{v_{кр}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \frac{1}{v_0} \quad (в)$$

Подставляя (б) и (в) в (a), будем иметь:

$$\begin{aligned} G_{кр} &= F_{кр} \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1} \cdot \kappa \cdot P_0 \cdot v_0 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \cdot \frac{1}{v_0^2}} = \\ &= F_{кр} \cdot \sqrt{\frac{P_0}{v_0} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} \cdot \kappa} \\ \text{или } G_{кр} &= A \cdot F_{кр} \cdot \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} \end{aligned} \quad (6.11)$$

В соответствии с (6.11) расход пара при неизменной площади проходного сечения будет зависеть только от параметров перед решеткой.

Тогда отношение произвольного расхода пара к расчетному для ступени можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \frac{G}{G_0} &= \sqrt{\frac{P_0}{P_{op}} \cdot \frac{v_{op}}{v_0}} = \sqrt{\frac{P_0^2}{P_{op}^2} \cdot \frac{P_{op}}{P_0} \cdot \frac{v_{op}}{v_0}} = \sqrt{\frac{P_0^2}{P_{op}^2} \cdot \frac{T_{op}}{T_0}} \\ \frac{G}{G_0} &= \frac{P_0}{P_{op}} \cdot \sqrt{\frac{T_{op}}{T_0}} \end{aligned} \quad (6.12)$$

Из формулы (6.12) следует, что давление пара перед ступенью P_0 при изменении расхода пара G не зависит от изменения противодавления P_2 .

Для большинства промежуточных нерегулируемых ступеней приближенно можно считать, что температура пара при изменении расхода сохраняется постоянной $T_{op}/T_o \approx 1$.

При этом выражение (6.12) упрощается:

$$G/G_o = P_o/P_{op}. \quad (6.13)$$

Для первой ступени формула (6.13) неприменима, так как отношение температур $T_{op}/T_o \neq 1$.

Выражения (6.12) и (6.13) применяются для поворотных и рабочих решеток ступени, если в них возникают критические или сверхкритические скорости течения.

Если критический режим возник в последней или промежуточной ступени многоступенчатой турбины, то во всех предыдущих ступенях давление пара изменяется прямо пропорционально расходу, а расход пара не будет зависеть от изменения давления за ступенью, работающей на критическом режиме.

Случай 2. Ни в одной из ступеней рассматриваемой группы не наступает критический режим, то есть скорость пара меньше критической: $P_1/P_o > \varepsilon_{кр}$; $P_2/P_1 > \varepsilon_{кр}$. В этом случае для группы ступеней, работающих с докритическими скоростями:

$$\frac{G_o}{G_o} = \sqrt{\frac{P_o^2 - P_2^2}{P_o^2 - P_{2p}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{op}}{T_o}} = \frac{P_o}{P_{op}} \cdot \sqrt{1 - (P_2/P_o)^2} \cdot \sqrt{\frac{T_{op}}{T_o}}. \quad (6.14)$$

Формула (6.14) экспериментально была получена Стодолой, а теоретическое решение дал Флюгель, поэтому называется формулой Флюгеля-Стодолы.

Формулу можно применять для группы ступеней при числе ступеней $Z_{cm} > 3$.

Из формулы следует, что давление пара перед группой ступеней P_o при изменении расхода зависит от противодавления за группой ступеней P_2 и определяется:

$$P_o = \sqrt{\left(\frac{G}{G_o}\right)^2 \cdot (P_{op}^2 - P_{2p}^2) \cdot \frac{T_o}{T_{op}} + P_2^2}. \quad (6.15)$$

Таким образом, выражения (6.12) и (6.13) применяются как для отдельной ступени, так и для группы ступеней при их работе на критическом или сверхкритическом режиме, а уравнение (6.14) справедливо для группы ступеней при докритическом режиме течения пара.

6.4. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕПАДОВ СТУПЕНЕЙ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ.

Зная перераспределение давлений в ступенях турбины при режимах, отличающихся от расчетного, можно найти перераспределение теплоперепадов.

Пользуясь уравнением для идеального газа, выразим приближенно теплоперепад промежуточной ступени при расчетном и произвольном режимах:

$$h_{op} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_{op} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{2p}}{P_{op}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right];$$

$$h_o = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_o \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_o} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (6.16)$$

Рассмотрим два характерных случая.

Случай 1. Ступень работает на критическом или сверхкритическом режиме. Согласно (6.13) $G/G_o = P_o/P_{op}$ и $G/G_o = P_2/P_{2p}$, то есть отношения давлений $P_o/P_{op} = P_2/P_{2p}$, следовательно $P_{2p}/P_{op} = P_2/P_o$. Допуская $T_o/T_{op} \approx 1$ из (6.16) получим:

$$h_o/h_{op} \approx 1. \quad (6.17)$$

Таким образом, теплоперепады промежуточных ступеней, после которых имеются ступени, работающие с критическими скоростями, в частности, теплоперепады промежуточных ступеней конденсационных турбин, не зависят от расхода пара.

Случай 2. Ступени работают на докритическом режиме. Обозначим давление за группой ступеней на расчетном и переменном режимах через P_{Zp} и P_Z . Допуская отношение $T_o/T_{op} \approx 1$, в соответствии с формулой (6.15) для промежуточной ступени имеем:

$$P_o^2 = \left(\frac{G}{G_o}\right)^2 \cdot (P_{op}^2 - P_{Zp}^2) + P_Z^2;$$

$$P_2^2 = \left(\frac{G}{G_o}\right)^2 \cdot (P_{2p}^2 - P_Z^2) + P_Z^2.$$

Обозначим $G/G_o = q$ - относительный расход пара. Найдем квадрат отношения давлений за и перед ступенью

$$\left(\frac{P_2}{P_o}\right)^2 = \frac{q^2 \cdot \left[\left(\frac{P_{2p}}{P_{op}}\right)^2 - \left(\frac{P_{zp}}{P_{op}}\right)^2 + \left(\frac{P_z}{P_{op}}\right)^2 \right]}{q^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{zp}}{P_{op}}\right)^2 \right] + \left(\frac{P_z}{P_{op}}\right)^2} \quad (6.18)$$

Из (6.18) следует, что по мере уменьшения расхода пара q отношение P_2/P_o будет возрастать, а теплоперепад рассматриваемой ступени в соответствии с (6.16) сокращаться. При этом теплоперепад снижается тем сильнее, чем больше отношение P_{zp}/P_{op} , то есть чем ближе рассматриваемая ступень находится к последней ступени. Поэтому при изменении расхода пара через группу нерегулируемых ступеней в первую очередь изменяются теплоперепады последних нерегулируемых ступеней. Теплоперепады же первых нерегулируемых и промежуточных ступеней изменяются незначительно.

Рассмотрим пример изменения располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней пятиступенчатой турбины с противодавлением $P_z/P_o = 0,118$ при переменном расходе пара. Предположим, что при расчетном расходе пара теплоперепады всех ступеней равны между собой, а отношение давлений для каждой ступени составляет $P_{2p}/P_{op} = 0,7$. По мере уменьшения расхода пара наиболее интенсивно снижается теплоперепад последней, пятой ступени, затем четвертой и так далее (рис.6.9). Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться лишь при расходах пара, меньших 0,4 полного расхода.

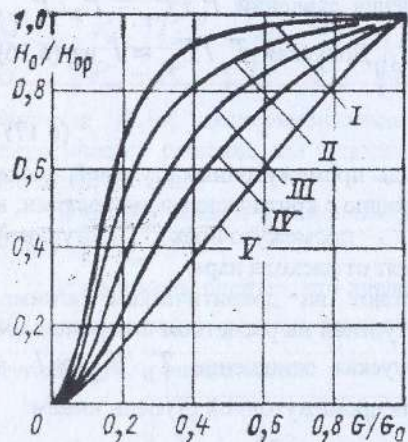


Рис.6.9. Изменение располагаемых теплоперепадов ступеней при переменном расходе пара

6.5. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ТУРБИНЫ

В общем случае диаграмма режимов турбины выражает в графической форме зависимость между электрической мощностью N_s и параметрами пара турбины: массовым расходом G , производственным G_{II} и теплофикационным G_T отборами, начальным P_o и конечным P_k давлениями, давлениями регулируемых отборов P_{II} и P_T и другими величинами, определяющими режим работы турбоустановки. На практике обычно используются диаграммы, выражающие связь между наиболее характерными параметрами турбины: мощностью N_s , расходами G , G_{II} и G_T , давлениями P_{II} , P_T и P_k .

Диаграмма режимов турбины строится либо на базе ее расчета на частичные нагрузки, либо в результате экспериментальных исследований. При этом по оси абсцисс откладывается электрическая мощность N_s , а по оси ординат - массовый расход пара G .

Получаемые графические зависимости обычно представляются прямыми линиями; наибольшее отклонение от прямой наблюдается при малых мощностях из-за значительного уменьшения КПД турбины. Он равен нулю при холостом ходе турбогенератора ($N_s = 0$), когда энергия пара, поступающего в турбину в количестве G_{xx} , и соответствующая ему мощность N_{xx} расходуется только на работу главного масляного насоса, на преодоление трения в подшипниках и о паровую среду при номинальной частоте вращения ротора.

Отношение $x = G_{xx}/G_o$ называется коэффициентом холостого хода. Его величина x зависит от типа турбины и ее мощности. Наименьшие значения x характерны для конденсационных турбин, причем почти всегда, чем выше мощность турбины, тем меньше x . Так, для конденсационных турбин мощностью 300 МВт $x \approx 0,03$, а при мощности 10 МВт $x \approx 0,07$; для теплофикационных турбин $x \approx 0,04 \div 0,06$; для турбин с противодавлением $x \approx 0,10 \div 0,12$, что связано с вращением ротора в рабочей среде повышенной плотности.

6.6. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Для конденсационной турбины, не имеющей отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, диаграмма режимов является наиболее простой (рис. 6.10). Это следует из уравнения электрической мощности: $N_s = \eta_{os} \cdot G \cdot H_o$, в соответствии с

которым при фиксированных начальных параметрах пара P_o и t_o и

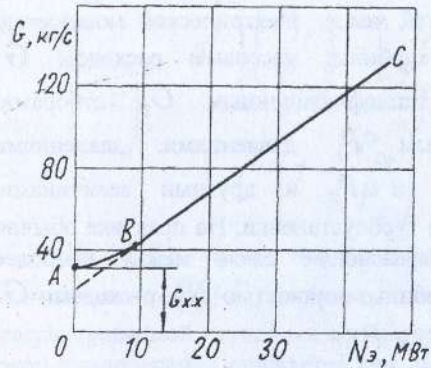


Рис.6.10. Упрощенная диаграмма режимов конденсационной турбины

давлении в конденсаторе P_k (располагаемый теплосепад $H_o = const$) мощность N_s зависит линейно от расхода пара G (участок BC), поскольку при этом относительный электрический КПД η_{os} практически не изменяется. На участке AB из-за существенного снижения

η_{os} линейность диаграммы нарушается.

6.7. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ

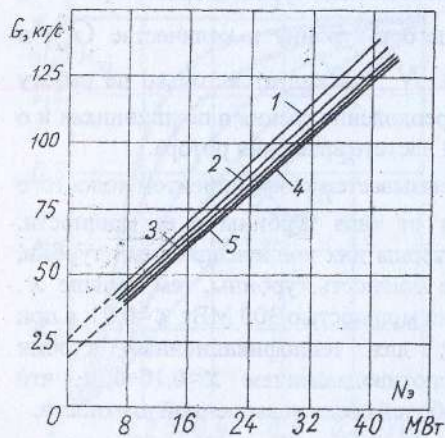


Рис.6.11. Диаграмма режимов противодавленческой турбины Р-40-130/31 ТМЗ

Для этого типа турбин диаграмма режимов связывает уже не два, а три параметра: массовый расход G , электрическую мощность N_s и противодавление P_k по уравнению:

$$G = f(N_s, P_k). \quad (6.19)$$

Из трех параметров, входящих в (6.19), наименьшее влияние имеет давление P_k . Поэтому диаграмма режимов турбины с противодавлением выполняется в виде сетки кривых $G = f(N_s)$ при различных значениях $P_k = const$. В

качестве примера на рис. 6.11 представлена линеаризованными кривыми диаграмма режимов противодавленческой турбины. На ней линии 1-5 соответствуют давлениям $P_k = 3,6; 3,4; 3,2; 3,1$ и $3,0$ МПа.

Эта диаграмма режимов турбины имеет более сложный вид по сравнению с предыдущими диаграммами. Она выражает зависимость электрической мощности N_s от расхода пара на турбину G , величины отбора G_{II} и давления в отборе P_{II} :

$$G = f(N_s, G_{II}, P_{II}). \quad (6.20)$$

При построении диаграммы режимов турбины с регулируемым отбором можно принять давление P_{II} практически неизменяющимся, что характерно для турбин с производственным отбором пара. Тогда зависимость (6.20) выразится через серию кривых $G = f(N_s)$ при $G_{II} = const$.

На рис. 6.12 представлена упрощенная диаграмма режимов конденсационной турбины с производственным регулируемым отбором пара при номинальной мощности $N_{эн} = 50$ МВт, максимальном расходе $G_{max} = 75$ кг/с и отсутствии регенеративных отборов. Наибольшая мощность, развиваемая турбиной, составляет $N_{эmax} = 60$ МВт. Как видно, возможные режимы работы турбины лежат в прямоугольнике, ограниченном осями координат и прямыми $G = G_{max}$ и $N_s = N_{эmax}$.

Основой диаграммы режимов являются граничные линии, построенные для наиболее характерных режимов работы турбины: чисто конденсационному (линия ав), на котором $G = G_k$, $G_{II} = 0$, и режиму работы турбины с постоянным производственным отбором (линия i'g') при $G = G_{II}$, $G_k = 0$. Линии ав и i'g' определяют максимальные расходы пара G_k и G_{II} при различных мощностях N_s турбины.

Построение линии конденсационного режима осуществляется по точкам в и а. Точка в соответствует максимальному пропуску пара G_{kmax} через турбину при номинальной мощности $N_{эн} = 50$ МВт. Ордината точки а определяет расход пара $G_{кх}$ при нулевой мощности (холостом ходе). Линия конденсационного режима ав, проходящая через точку а, на оси абсцисс отсекает отрезок а'О, ориентировочно определяющий мощность холостого хода $N_{кх}$.

Действительная зависимость $G_k = f(N_s)$ при конденсационном режиме отличается от прямолинейной ав, имея

более сложный вид вследствие изменения внутреннего КПД, температуры отработавшего пара в ЧВД и других факторов, определяющих работу турбины при изменении мощности.

Приближенная зависимость $G_{\Pi} = f(N_s)$, когда весь пар после ЧВД поступает в отбор, на диаграмме режимов (рис.6.12) изображается прямой ig' , проходящей через точку a' , которая, как и при конденсационном режиме, характеризует мощность холостого хода $N_{x.x}$. (Точка g' соответствует режиму работы турбины с максимальным расходом пара $G_{\max} = 75 \text{ кг/с}$).

В действительности режимы турбины, когда $G = G_{\Pi}$ и $G_K = 0$ из условий надежной работы элементов ЧНД недопустимы, так как теплота, выделяющаяся за счет трения, должна отбираться протекающим паром. Поэтому даже при чисто производственном режиме через ЧНД пропускается некоторое количество пара $G_{K \min} = (0,05-0,10) \cdot G$, что характеризуется линией ig . По этой причине величина наибольшего отбора пара G_{Π} составляет около 72,0 кг/с при $G_{K \min}$ несколько более 3,0 кг/с.

На диаграмму наносятся линии постоянного расхода пара в отбор ($G_{\Pi} = const$). В первом приближении это прямые, параллельные линии $G_{\Pi} = 0$, т.е. прямой av . Например, для построения линии постоянного отбора $G_{\Pi} = 25 \text{ кг/с}$, из точки A на оси ординат, соответствующей $G = 25 \text{ кг/с}$, проводится горизонталь AB до пересечения с линией $G = G_{\Pi}$. Прямая BC , параллельная av ($G_{\Pi} = 0$), будет отвечать расходу в отбор $G_{\Pi} = 25 \text{ кг/с}$.

Подобным образом строятся линии постоянного расхода пара в ЧНД (линии $G_K = const$). Они примерно параллельны прямой ig' ($G_K = 0$). Так, например, при построении линии постоянного расхода $G_K = 37,5 \text{ кг/с}$ проводится горизонталь DE , отвечающая расходу $G = 37,5 \text{ кг/с}$, затем наклонная линия EF , параллельная прямой $G_K = 0$, которая и будет линией $G_K = 37,5 \text{ кг/с}$.

Линия vd соответствует максимальному пропуску пара в ЧНД ($G_{K \max} = 42,5 \text{ кг/с}$), полученному при номинальном давлении в камере

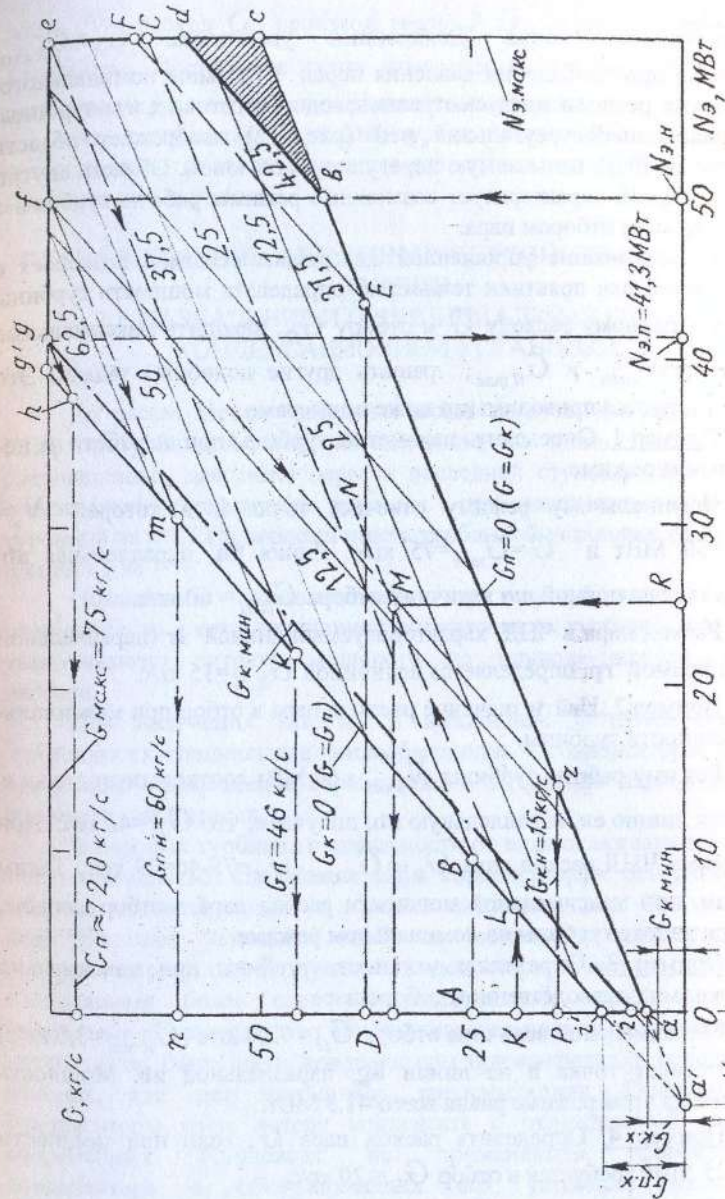


Рис.6.12. Диаграмма режимов конденсационной турбины с регулируемым отбором пара

регулируемого отбора. Дальнейшее увеличение $G_K > G_{K \max}$ возможно при повышении давления перед ЧНД выше номинального, если такие режимы предусмотрены заводом-изготовителем турбины. Заштрихованный треугольник **vcd** (рис.6.12) изображает область перегрузки ЧНД, называемую нерегулируемой зоной. Область внутри фигуры **aigedb** характеризует возможные режимы работы турбины с регулируемым отбором пара.

Использование упрощенной диаграммы режимов позволяет с достаточной для практики точностью определять мощность турбины N_3 по заданному расходу G и отбору G_{II} , находить максимальные значения $N_{3 \max}$ и $G_{II \max}$, решать другие подобные задачи. Это иллюстрируется приводимыми ниже примерами.

Пример 1. Определить параметры турбины при ее работе на номинальном режиме.

Номинальному режиму отвечает точка **f**, в которой $N_3 = N_{3 \text{н}} = 50$ МВт и $G = G_{\max} = 75$ кг/с. Линия **fm**, параллельная **ab**, определяет на прямой **mn** величину отбора $G_{II \text{н}} = 60$ кг/с.

Расход пара в ЧНД, характеризуемый линией **fr** (параллельной **ig'**) на прямой **rp**, определяется величиной $G_{K \text{н}} = 15$ кг/с.

Пример 2. Найти значение расхода пара в отбор при максимальной мощности турбины.

Режиму работы турбины $N_{3 \max} = 60$ МВт соответствует точка **e**. Проведя линию **ek**, параллельную **ab**, получаем, что $G_{II} = 46$ кг/с. При этом через ЧНД расход пара $G_K = G_{K \max} - G_{II} = 75 - 46 = 29$ кг/с. Таким образом, при максимальной мощности расход пара в отбор меньше, чем при работе турбины на номинальном режиме.

Пример 3. Определить мощность турбины при максимально возможном производственном отборе пара.

Максимальной величине отбора $G_{II} \approx 72,0$ кг/с ($G_{K \min} \approx 3,0$ кг/с) соответствует точка **h** на линии **hg**, параллельной **ab**. Мощность турбины на этом режиме равна всего 41,3 МВт.

Пример 4. Определить расход пара G , если при мощности $N_3 = 25$ МВт требуется в отбор $G_{II} = 20$ кг/с.

Проводится линия **KL** и прямая **LN**, параллельная **ab**. При пересечении вертикали **RM** с линией **LN** точка **M** определит расход пара в турбину $G = 34,3$ кг/с при мощности $N_3 = 25$ МВт (точка **R**). На этом режиме через ЧНД проходит количество пара $G_K = 14,3$ кг/с.

Диаграмма режимов работы турбины с двумя регулируемыми отборами пара (например, типа ПТ) связывает четыре величины: мощ-

ность N_3 , расход G , производственный G_{II} и теплофикационный G_T отборы. Построение таких диаграмм и пользование ими, по сравнению с рассмотренными, значительно сложнее

На диаграммах режимов турбин указываются условия, к которым они относятся: начальное давление и температура, давления в отборах и за турбиной.

ГЛАВА 7. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ ТУРБИН

7.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Из рассмотрения теплового цикла следует, что термический КПД паротурбинной установки тем выше, чем ниже температура (и, следовательно, давление) пара за последней ступенью турбины. В соответствии с опытными данными при изменении давления за турбиной на ± 1 КПа экономичность турбинной установки изменяется примерно на 1 %.

Повышение экономичности при углублении вакуума получается за счет увеличения теплоперепада турбины, при этом увеличиваются затраты мощности на привод циркуляционных насосов.

Для получения вакуума в выхлопном патрубке турбины применяются специальные теплообменники – конденсаторы. В них происходит превращение отработавшего в турбине пара в жидкое состояние – конденсат.

В паровых турбинах в зависимости от вида охлаждающей среды могут применяться следующие типы конденсаторов: поверхностные водяные и воздушные, а также смешивающие. Современные паротурбинные установки снабжены водяными конденсаторами поверхностного типа. Воздушные конденсаторы имеют по сравнению с водяными более сложную конструкцию, худшие массогабаритные показатели, что обуславливается низким коэффициентом теплоотдачи. Воздушные конденсаторы применяются, в основном, в районах, где нет источников водоснабжения. Смешивающие конденсаторы из-за потери конденсата с охлаждающей водой в современных установках не применяются. Совокупность конденсатора и обслуживающих его устройств называется конденсационной установкой.

Принципиальная схема конденсационной установки приведена на рис. 7.1.

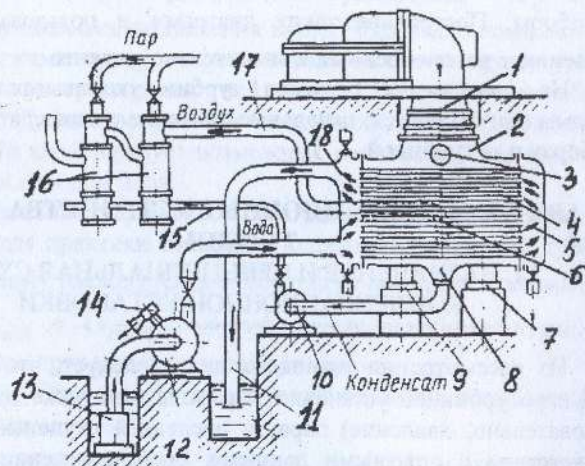


Рис. 7.1. Принципиальная схема поверхностной конденсационной установки

Отработавший пар из выхлопного патрубка 1 турбины поступает в конденсатор через патрубок 2. Пар в процессе теплообмена с охлаждающей водой, протекающей внутри конденсаторных трубок 4, конденсируется. Трубки 4 закреплены в трубных досках и сообщаются с водяными камерами 5 и 18. Охлаждающая вода из подводящего канала 13 циркуляционным насосом 12 подается в конденсатор. Для подсоса воды перед пуском циркуляционного насоса устанавливается вспомогательный пароструйный эжектор 14. Охлаждающая вода в двухходовом конденсаторе проходит последовательно через нижний и верхний пучки конденсаторных трубок, нагревается и удаляется из конденсатора по сливной трубе 11. Число ходов по воде бывает: 1, 2, 4. Конденсат отработавшего пара отводится из конденсатора насосом 10 через патрубок 8.

При конденсации пара за счет резкого уменьшения объема создается низкое давление (вакуум) $P_k = 0,003 \div 0,007$ МПа. Например, при давлении $P_k = 0,003$ МПа удельный объем снижается с $V'' = 45,67$ м³/кг до $V' = 0,001$ м³/кг, т.е. в 45670 раз. В конденсатор совместно с паром поступает некоторое количество воздуха, его присутствие нежелательно, так как происходит газонасыщение конденсата кислородом и, как следствие, кислородная коррозия оборудования. Для поддержания в паровом пространстве глубокого разрежения предусмотрен отсос паровоздушной смеси (ПВС), через патрубки 6 и 17 двухступенчатым пароструйным эжектором 16. В

целях уменьшения объема отсасываемой ПВС ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки отсеке конденсатора – воздухоохладителе. В холодильных камерах эжекторов происходит конденсация рабочего пара путем теплообмена с основным конденсатом турбины (напорная линия 15). Для стравливания отработавшего пара турбины в атмосферу при аварийных случаях предусматривается автоматически действующий атмосферный клапан, устанавливаемый на трубе 3. Для подсоса воды перед пуском насоса 12 установлен вспомогательный пароструйный эжектор 14.

Крепление конденсатора осуществляется на опорах 7 и 9.

7.2. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Конденсаторы по ходу циркуляционной воды бывают 1-4-ходовые. Они могут выполняться однопоточными и двухпоточными. Сдвоенные конденсаторы имеют вертикальные перегородки, разделяющие охлаждающую воду на два параллельных потока. Это позволяет осуществлять чистку конденсатора при работе турбины, отключая один из потоков циркуляционной воды.

Наиболее ответственными элементами конденсатора являются конденсаторные трубки. Во избежание коррозии их изготавливают из сплавов цветных металлов на основе меди, латуни и хромоникелиевой нержавеющей стали. Наибольшее применение находят трубки с наружным и внутренним диаметрами $d_2/d_1 = 24/22$ и 25/23 мм. Для современных крупных конденсаторов применяются трубки диаметром 28/26 и 30/28 мм, что уменьшает длину конденсатора.

Совокупность трубок, на которых осуществляется конденсация пара, называется трубным пучком.

Трубный пучок при компоновке разбивают на две части: основной пучок и пучок воздухоохладителя (рис.7.2).

В основном пучке конденсируется большая часть отработавшего пара при малом гидравлическом сопротивлении и практически отсутствующем относительном содержании воздуха.

Главным назначением воздухоохладителя является понижение температуры паровоздушной смеси, поступающей к эжектору, поскольку в ней при этом увеличивается доля воздуха. Паровоздушная смесь поступает к воздухоохладителю после прохождения основного пучка. Кроме того, к трубкам воздухоохладителя подводится охлаждающая вода относительно низкой температуры. Трубный пучок воздухоохладителя может содержать до 30 % всех трубок конденсатора. Общей особенностью компоновки трубного пучка конденсаторов современных паровых

турбин является выполнение его в виде ленты, свернутой симметрично относительно вертикальной оси. Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания пара на трубки, чем достигается уменьшение парового сопротивления конденсатора.

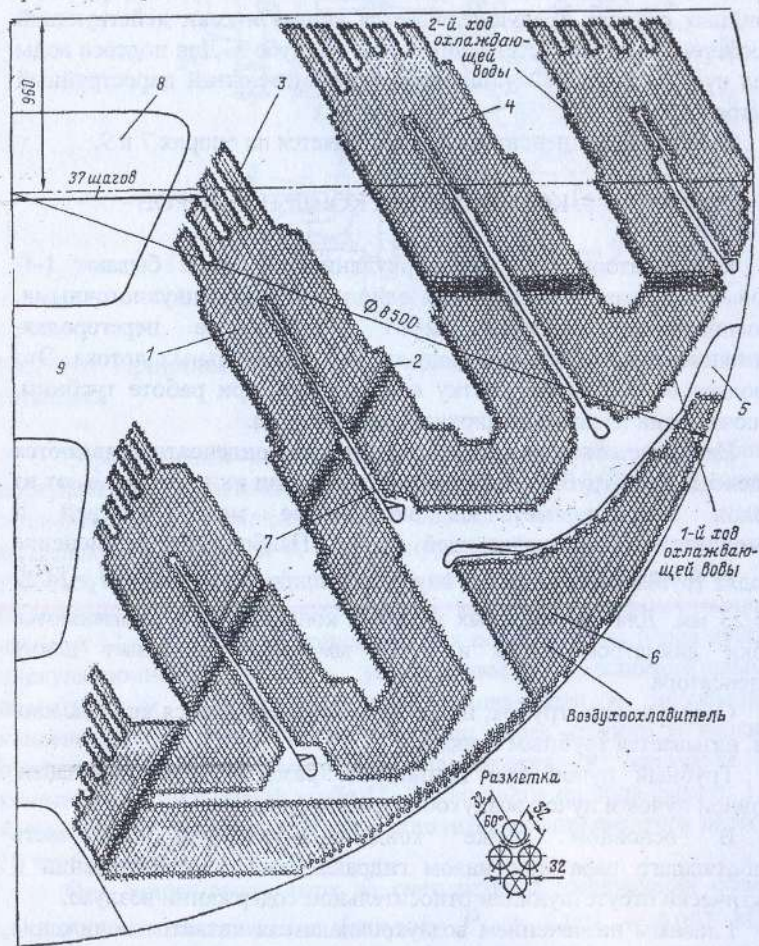


Рис.7.2. Компоновка трубного пучка конденсатора:

1-основной пучок; 2-сливные трубки; 3-первый ряд трубок; 4-трубки основного пучка; 5-отсос паровоздушной смеси; 6-пучок воздухоохладителя; 7-паронаправляющие и конденсаторудаляющие перегородки; 8-окна в промежуточных трубных досках; 9-промежуточная трубная доска

Конденсаторные трубки крепятся в трубных досках. Наиболее широко применяется ромбический способ разбивки трубок с

развальцовкой обоих концов в трубных досках. Иногда применяется также радиальная или лучевая разбивка трубок.

Конденсатор должен быть герметически плотным. Неплотности вакуумной системы приводят к подосу воздуха из окружающей атмосферы и вызывают ухудшение вакуума. Попадание сырой неочищенной не обессоленной воды в конденсат приводит к необходимости его очистки, поскольку при ухудшении качества конденсата происходит выпадение солей в котле и турбине.

Крепление конденсатора к выхлопному патрубку турбины может осуществляться различными способами. При наиболее часто используемом жестком сварном соединении выхлопного патрубка с горловиной конденсатора последний устанавливается на специальные пружинные опоры (рис.7.3).

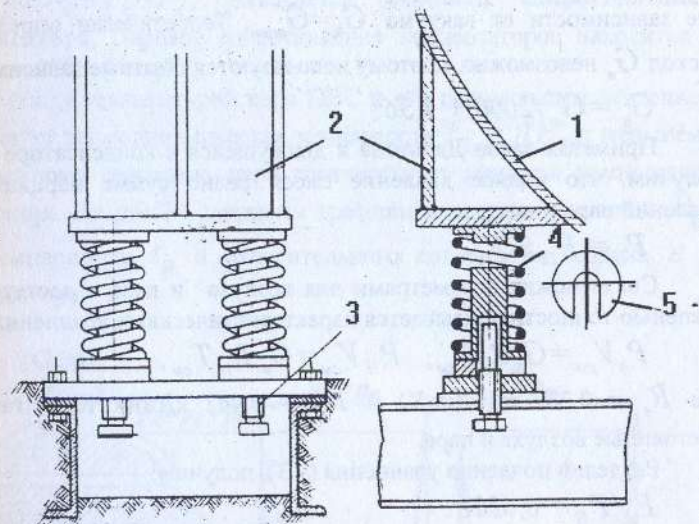


Рис.7.3. Пружинная опора конденсатора

Это обеспечивает свободное тепловое вертикальное перемещение турбины вместе с конденсатором. Силу сжатия пружин 4 регулируют так, чтобы они воспринимали вес пустого конденсатора. Вес циркуляционной воды, заполняющей конденсатор, воспринимается выхлопным патрубком турбины. Для этого при монтаже конденсатор 1 без воды лапами 2 устанавливается на пружинные опоры и отжимными болтами 3 равномерным проворачиванием подводится к выхлопному патрубку. После этого проваривается стык конденсатора с выхлопным патрубком, подводится установочная шайба 5 и ослабляется болтовое соединение.

7.3. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОНДЕНСАТОРЕ

В конденсатор совместно с паром поступает определенное количество воздуха. Отношение количества воздуха G_a , попадающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара G_k называется относительным содержанием воздуха $\varepsilon = G_a / G_k$. Значение ε зависит от качества монтажа конденсационной установки, ее типа, мощности, конструктивных размеров. При этом количество воздуха не будет зависеть от глубины вакуума, так как для воздуха критическое отношение давлений $\varepsilon_{кр} = 0,528$, а отношение давлений $P_k / P_{атм} \approx 0,05$ всегда меньше $\varepsilon_{кр}$. Поэтому вне зависимости от вакуума $G_a = G_{max}$. Теоретически определить расход G_a невозможно, поэтому используются опытные зависимости:

$$G_a = G_k / 2000 + 1,36. \quad (7.1)$$

Применяя закон Дальтона к движущейся в конденсаторе ПВС, получим, что полное давление смеси равно сумме парциальных давлений пара и воздуха

$$P_k = P_{п} + P_a. \quad (7.2)$$

Связь между параметрами для воздуха и пара с достаточной степенью точности описывается характеристическими уравнениями:

$$P_a V_{см} = G_a R_a T_{см}; \quad P_{п} V_{см} = G_k R_{п} T_{см}, \quad (7.3)$$

где $R_a = 0,287$ кДж/(кг·К) и $R_{п} = 0,462$ кДж/(кг·К) – газовые постоянные воздуха и пара.

Разделив почленно уравнения (7.3), получим:

$$P_a / P_{п} = 0,622 \varepsilon. \quad (7.4)$$

Из совместного решения уравнений (7.2) и (7.3) находится зависимость парциального давления пара $P_{п}$ от давления в конденсаторе P_k и относительного содержания воздуха ε :

$$P_{п} = P_k / (1 + 0,622 \varepsilon). \quad (7.5)$$

На входе в конденсатор относительное содержание воздуха $\varepsilon_0 = 0,00005 \div 0,0005$ мало и давления примерно равны $P_{п} \approx P_k$. По мере движения ПВС через конденсатор пар конденсируется, относительное содержание воздуха ε растет и согласно (7.5) парциальное давление пара падает.

Текущее значение величины ε можно представить в виде

$$\varepsilon = G_{a0} / (x G_k + G_{a0}) = \varepsilon_0 / (x + \varepsilon_0) = 1 / (1 + x / \varepsilon_0), \quad (7.6)$$

где x – текущее значение сухости пара при движении его по пучку труб конденсатора; G_{a0} – содержание воздуха на входе в конденсатор.

Наибольшее увеличение ε происходит в конечной стадии конденсации пара, когда остается несконденсированным примерно 10÷15 % от начального. Предположим $\varepsilon_0 = 0,00001 \div 0,0005$, допустим, сконденсировалось 99,97 % пара, т.е. $x = 0,0003$. Тогда, согласно выражению (7.6), величина $\varepsilon = 0,25 \div 0,6$. Таким образом, относительное содержание воздуха на выходе из трубного пучка в конечной стадии конденсации увеличивается в 500 ÷ 6000 раз. Вместе с тем давление в нижней части конденсатора меньше, чем в верхней ($P'_k < P_k$). Перепад давлений, необходимый для создания потока ПВС, $\Delta P_k = P_k - P'_k$, называется **паровым сопротивлением конденсатора**. Паровое сопротивление конденсаторов находится в пределах 270 ÷ 410 кПа.

Между температурой пара ПВС и его парциальным давлением существует термодинамическая зависимость $t_{п} = f(P_{п})$: меньшему парциальному давлению пара соответствует меньшая температура насыщения. На рис.7.4 показаны графики изменения давлений $P_{п}$, P_k , температуры $t_{п}$ и относительного содержания воздуха ε в конденсаторе.

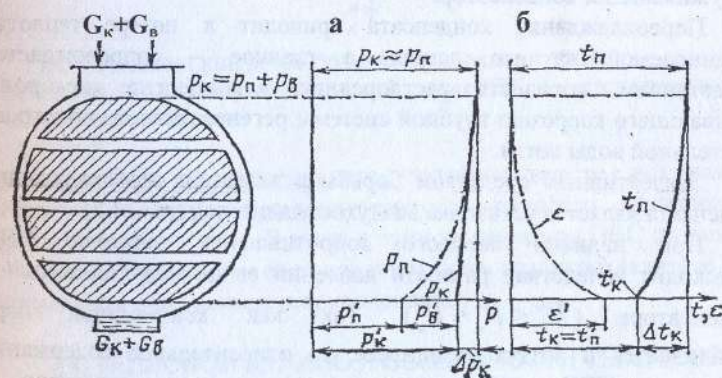


Рис. 7.4. Изменение параметров паровоздушной смеси в конденсаторе: а – изменение парциального давления пара $P_{п}$ и давления в конденсаторе P_k ; б – изменение температуры пара $t_{п}$ и относительного содержания воздуха ε

По мере движения ПВС и конденсации пара температура пара $t_{п}$ в конденсаторе уменьшается, так как снижается парциальное

давление P_{II} пара. Это происходит из-за роста величины ε , а также наличия парового сопротивления ΔP_K и снижения общего давления P_K . Особенно заметное влияние значения ε на температуру t_{II} в самом конце процесса конденсации.

По мере конденсации пара резко уменьшается объемный расход $V = G_v \cdot (V \approx (0,0005 \div 0,00036) \cdot V_o)$. Резкое уменьшение объемного расхода приводит к тому, что при неизменных проходных сечениях трубного пучка происходит резкое снижение скорости потока и значительное уменьшение интенсивности теплообмена. С учетом указанных особенностей конструируется теплообменная поверхность конденсатора.

Следствием снижения парциального давления P_{II} и температуры t_{II} насыщенного пара является переохлаждение конденсата, под которым понимают разность температуры t_p насыщения пара при давлении $P_K \approx P_{II}$ на входе в конденсатор и температуры конденсата t_k на выходе из конденсатора $\Delta t_k = t_{II} - t_k$ (рис. 7.4, б).

Переохлаждение конденсата зависит от конструкции конденсатора, его нагрузки, температуры охлаждающей воды, состояния воздушной, циркуляционной и конденсатной систем, обслуживающих конденсатор.

Переохлаждение конденсата приводит к потере теплоты, затрачиваемой на его нагрев, а главное – сопровождается возрастанием количества растворенного в конденсате кислорода, вызывающего коррозию трубной системы регенеративного подогрева питательной воды котла.

Эффективным средством борьбы с явлением переохлаждения конденсата является установка воздухоохладителей (рис. 7.5).

При наличии парового сопротивления движение ПВС происходит вследствие разности давлений ее по ходу движения в конденсаторе ($P_K'' < P_K' < P_K$). Так как конденсация пара заканчивается в воздухоохладителе, то относительное содержание воздуха в ПВС при входе и выходе из конденсатора и воздухоохладителя различно ($\varepsilon_o < \varepsilon' < \varepsilon''$).

Таким образом, над поверхностью конденсата в конденсатосборнике общее давление паровоздушной смеси выше, а относительное содержание воздуха меньше, чем в ПВС, удаляемой из конденсатора. Согласно выражению (7.5) парциальное давление пара P_{II}' , а следовательно, и соответствующая температура пара t_{II}' в смеси над уровнем конденсата в конденсатосборнике будет выше, чем

в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора. Для конденсаторов, в которых к конденсатосборнику имеется свободный доступ пара (регенеративные конденсаторы), $\Delta t_k = 0 \div 1$ °С, для других конденсаторов $\Delta t_k = 3 \div 5$ °С. Чем ниже температура и больше парциальное давление воздуха в удаляемой из конденсатора ПВС, тем

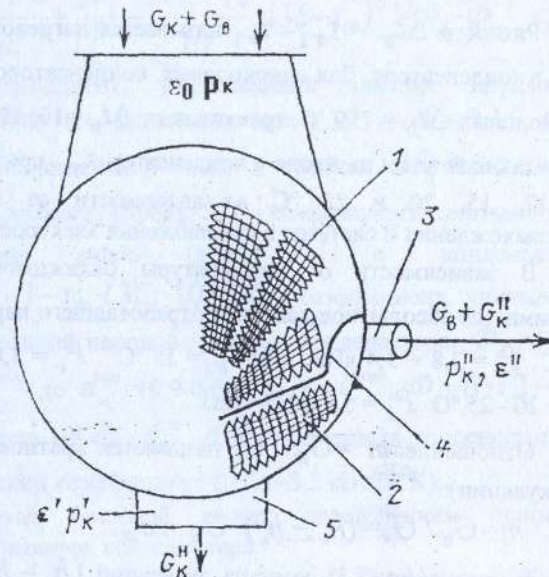


Рис. 7.5. Схема конденсатора с воздухоохладителем: 1- трубный пучок; 2 - воздухоохладитель; 3 - отвод ПВС; 4 - паронаправляющий щит; 5 - конденсатосборник

меньше ее объем и количество пара, удаляемого вместе с воздухом, а следовательно ниже производительность парового эжектора и затраты энергии на него. В связи с этим температуру ПВС стремятся снизить перед удалением ее из конденсатора в воздухоохладителе при минимальном переохлаждении конденсата.

7.4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАТОРА

Уравнение теплового баланса поверхностного конденсатора без учета потерь теплоты в окружающую среду запишется в виде

$$G_K \cdot (h_k - h_k') = G_W \cdot (t_{W2} - t_{W1}) \cdot C_W, \quad (7.7)$$

где G_k - расход пара, поступающего в конденсатор; h_k - энтальпия пара, поступающего в конденсатор; h'_k - энтальпия конденсата; G_w - расход охлаждающей воды; t_{w1} , t_{w2} - температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора; C_w - теплоемкость воды.

Разность $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$ называется нагревом охлаждающей воды в конденсаторе. Для одноходовых конденсаторов $\Delta t_w = 6 \div 7$ °С; двухходовых $\Delta t_w = 7 \div 9$ °С; трехходовых $\Delta t_w = 10 \div 12$ °С. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{w1} принимается равной 10, 12, 15, 20 и 25 °С в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды t_{w1} принимается абсолютное давление отработавшего пара P_k : для $t_{w1} = 10$ °С $P_k = 2,8 \div 3,4$ кПа; для $t_{w1} = 15$ °С $P_k = 3,8 - 4,8$ кПа; для $t_{w1} = 20 - 25$ °С $P_k = 5,9 - 6,8$ кПа.

Отношение $m = G_w / G_k$ называется кратностью охлаждения (циркуляции):

$$m = G_w / G_k = (h_k - h'_k) \cdot C_w \cdot \Delta t_w. \quad (7.8)$$

В уравнении (7.8) разность энтальпий $(h_k - h'_k)$ представляет собой теплоту парообразования, в среднем равную $r = 2200$ кДж/кг. Тогда из (7.8) следует, что кратность циркуляции m изменяется обратно пропорционально Δt_w . Для одноходовых конденсаторов $m = 80 \div 120$, двухходовых $m = 60 \div 70$, трехходовых $m = 40 \div 50$.

Задачей теплового расчета конденсатора является определение площади поверхности, необходимой для достижения заданного давления на выходе из турбины по уравнению:

$$Q_k = k \cdot F_k \cdot \Delta t, \quad (7.9)$$

где k - коэффициент теплопередачи конденсатора; Δt - средняя логарифмическая разность температур между паром и водой.

Значение Δt находится по выражению:

$$\Delta t = \Delta t_w / \ln [(\Delta t_w + \delta t) / \delta t], \quad (7.10)$$

где $\delta t = t_{п} - t_{w2}$ - недогрев воды в конденсаторе; $t_{п}$ - температура пара, поступающего в конденсатор.

Величина недогрева δt зависит от удельная паровой нагрузки конденсатора $d_k = G_k / F_k$, чистоты его поверхности, скорости

охлаждающей воды и ее температуры. При удельной нагрузке $d_k = 40 \div 45$ кг/(м²·ч) в конденсаторах поверхностного типа $\delta t = 5 \div 10$ °С. Большее значение δt относится к одноходовым конденсаторам.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле Бермана:

$$k = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1.1 \cdot W_g}{d_1^{0.25}} \right) \cdot \left[1 - \frac{0.42 \cdot \sqrt{a}}{10^3} \cdot (35 - t_w)^2 \right] \cdot \Phi_d \cdot \Phi_z, \quad (7.11)$$

где a - коэффициент, учитывающий влияние загрязнения поверхности трубок ($a = 0,65 \div 0,85$); $x = 0.12 \cdot a \cdot (1 + 0.15 \cdot t_{w1})$; W_g - скорость охлаждающей воды в трубках ($W_g = 1,5 - 2,5$ м/с); d_1 - внутренний диаметр трубок; Φ_z - коэффициент, учитывающий влияние числа ходов воды z в конденсаторе: $\Phi_z = 1 + (z - 2) \cdot (1 - t_{w1} / 35) \cdot 10^{-1}$; Φ_d - коэффициент, учитывающий влияние удельной паровой нагрузки конденсатора: $\Phi_d = 1$ при нагрузках от $d_k^{ном}$ до $d_k^{сп} = (0,9 - 0,012 t_{w1}) \cdot d_k^{ном}$; $\Phi_d = \delta \cdot (2 - \delta)$, если $d_k < d_k^{сп}$, здесь $\delta = \bar{d}_k / d_k^{сп}$. Для современных конденсаторов с латунными трубками коэффициент $k = 2,6 - 3,2$ кВт/(м²·К).

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических размеров конденсатора.

Гидравлическое сопротивление конденсатора H_k представляет собой падение давления охлаждающей воды на пути движения ее от места поступления до слива в отводящий трубопровод. Гидравлическое сопротивление конденсаторов турбин высокого давления составляет 25 ÷ 40 кПа, а для турбин мощностью 300 МВт и выше 35 ÷ 40 кПа.

ГЛАВА 8. СИСТЕМЫ СМАЗКИ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

8.1. СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

Система маслоснабжения паровой турбины обеспечивает подачу масла для охлаждения и смазки подшипников, работы системы регулирования и защиты турбины. В маслосистему входят следующие основные устройства: масляные насосы (главный, пусковой, резервный и аварийный), маслобаки, маслоохладители, инжекторы, фильтры, маслопроводы.

Системы смазки подшипников и регулирования турбины, имеющие общий масляный бак и общие насосы подачи масла,

применяются для турбин мощностью до 200 МВт и выполняются с главным масляным насосом, приводящимся от вала турбины. В качестве главного масляного насоса в настоящее время применяются в основном центробежные насосы.

В качестве рабочего тела в таких маслосистемах используются нефтяные турбинные масла Т-22, Тп-22, Тп-22С. Давление масла, создаваемое насосами, изменяется в зависимости от мощности турбоустановки в довольно широких пределах – от 0,5 до 2,4 МПа. Причем с увеличением мощности турбины принимается большее давление масла. Давление масла, подаваемого на подшипники, находится в пределах $0,2 \div 0,3$ МПа. Температура масла на входе в подшипники должна быть не ниже 35°C и не выше 40°C . В этом диапазоне температур смазывающие свойства турбинного масла оптимальные. На выходе из подшипника температура масла не должна превышать $60 \div 70^\circ\text{C}$. На рис. 8.1 приведена схема системы маслоснабжения, в которой турбинное масло используется в системе смазки и в системе регулирования турбины.

На вал турбоагрегата посажено рабочее колесо главного масляного насоса 1. Масло, поступающее из масляного бака 2 во всасывающий патрубок насоса, сжимается в нем и под давлением подается в систему регулирования, а его небольшая часть используется для работы струйных насосов – инжекторов 3, 4. (Для надежной работы центробежного насоса необходимо иметь избыточное давление во всасывающем патрубке во избежание «срыва» насоса). Расположение масляного бака над турбиной по условиям пожаробезопасности недопустимо. Поэтому для создания подпора на всасывающей линии главного масляного насоса в масляный бак устанавливается инжектор 3.

Масло, подводимое к рабочему соплу инжектора 3 под давлением $1 \div 1,5$ МПа, отбирается из линии нагнетания главного масляного насоса. На выходе из инжектора 3 масло с давлением $0,1 \div 0,15$ МПа подается на вход главного масляного насоса. Часть масла из линии нагнетания инжектора 3 направляется в камеру инжектора 4, где оно смешивается с маслом, поступающим из линии нагнетания главного масляного насоса. Из инжектора 4 масло под давлением $0,25 \div 0,3$ МПа подается в маслоохладители 8 для охлаждения за счет теплообмена с циркулирующей водой. Из маслоохладителя масло направляется к подшипникам 10 турбины и генератора. Нагретшееся в подшипниках масло стекает самотеком в масляный бак.

При пуске турбины давление, развиваемое главным масляным насосом, недостаточно из-за малой частоты вращения. На этот период включается пусковой масляный насос 5, приводимый электродвигателем переменного тока или вспомогательной паровой турбинкой (для турбин мощностью $N_3 < 50$ МВт).

Резервный насос 6 приводится в действие электродвигателем переменного тока с помощью реле давления 9 при падении давления в системе смазки ниже 0,16 МПа.

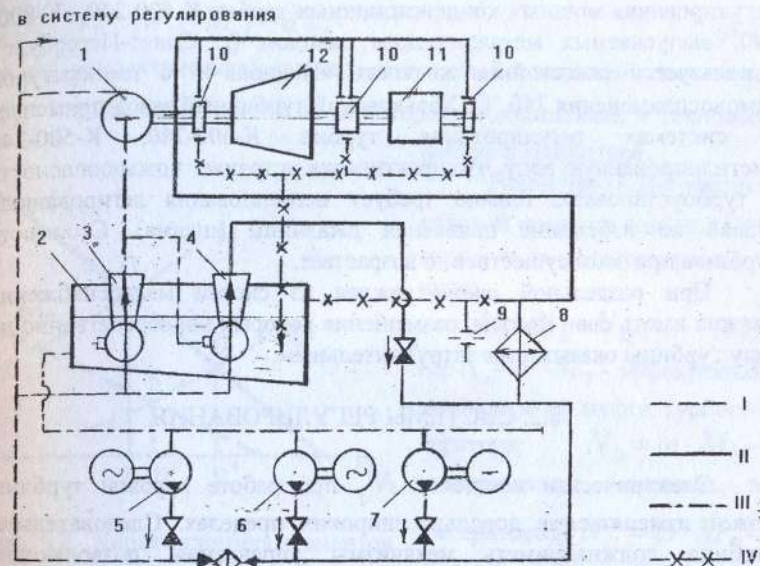


Рис.8.1. Схема маслоснабжения турбоагрегата с главным масляным насосом на валу турбины:

1 – главный масляный насос; 2 – масляный бак; 3, 4 – инжекторы первой и второй ступеней; 5, 6, 7 – пусковой, резервный, аварийный насосы; 8 – маслоохладители; 9 – реле давления; 10 – подшипники турбины и генератора; 11 – электрогенератор; 12 – паровая турбина; I – напорная линия системы автоматического регулирования; II – напорная линия системы смазки; III – всасывающая линия маслоснасосов; IV – сливная линия

Аварийный электронасос 7, питаемый от аккумуляторной батареи, служит для гарантированной подачи масла на смазку в случае не включения резервного насоса. Он пускается автоматически от реле давления при падении давления в системе смазки ниже 0,15 МПа.

Последней степенью защиты подшипников турбины являются аварийные емкости, устанавливаемые в крышках подшипников.

С ростом мощности турбины и начальных параметров пара требуется более высокое давление масла в системе регулирования, что повышает пожароопасность при разрыве маслопроводов. Температура самовоспламенения органических турбинных масел составляет около 370°C , что является их существенным недостатком. Поэтому в турбинах большой мощностью ($N_3 > 200$ МВт) системы

регулирования и смазки принимаются раздельными. В системах смазки в большинстве случаев по-прежнему применяется органическое турбинное масло, а в системах регулирования – огнестойкие синтетические масла или жидкости. Так, в системах регулирования мощных конденсационных турбин К-500-240, К-800-240, выпускаемых металлическим заводом (г. Санкт-Петербург), используется огнестойкая жидкость «Иввиоль-3» с температурой самовоспламенения 740 °С. Харьковский турбинный завод применяет в системах регулирования турбин К-300-240, К-500-240 дистиллированную воду, что практически устраняет пожароопасность в турбоустановках, однако требует использования легированных сталей во избежание появления ржавчины (шлама). Стоимость турбины при этом существенно возрастает.

При раздельной схеме каждая из систем маслоснабжения должна иметь свои насосы, размещение которых непосредственно на валу турбины оказывается затруднительным.

8.2. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Электрическая мощность $N_{\text{э}}$ при работе паровой турбины может изменяться в довольно широких пределах. Следовательно, турбина должна иметь механизмы управления, позволяющие изменять ее мощность в зависимости от потребности в электроэнергии. С этой целью современные турбоагрегаты оснащены системой автоматического регулирования (САР).

При протекании пара через турбину на валу ее ротора возникает крутящий момент, определяемый соотношением:

$$M_T = G \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m / n, \quad (8.1)$$

где G – массовый расход пара; H_o – располагаемый теплоперепад; η_{oi} , η_m – относительный внутренний и механический КПД турбины; n – частота вращения.

В соответствии с выражением (8.1) при постоянном расходе G с ростом частоты вращения n крутящий момент будет уменьшаться. Зависимость $M_T = f(n)$, представленная на рис. 8.2, называется характеристикой момента турбины. При новом, например, меньшем расходе пара G' характеристика $M_T' = f(n)$ будет располагаться ниже. На рис.8.2 приведена также характеристика крутящего момента M_G генератора, развиваемого электромагнитными силами, с частотой вращения n при постоянной мощности $N_{\text{э}}$. При

уменьшении нагрузки до $N_{\text{э}}'$ характеристика момента генератора снижается.

Ротор турбины будет вращаться устойчиво при соблюдении условия:

$$M_T = M_G = M_{\text{э}} + M_{\text{п}}, \quad (8.2)$$

где $M_{\text{э}}$ – электрический момент, отнесенный к зажимам генератора;

$M_{\text{п}}$ – тормозящий момент из-за потерь в подшипниках и тепловых потерь в генераторе.

Равенство (8.2) с учетом угловой скорости вращения ω может быть представлено в виде:

$$N_e = N_{\text{э}} + N_{\text{п}}, \quad (8.3)$$

где $N_e = \omega \cdot M_T$ – эффективная мощность на муфте турбогенератора;

$N_{\text{э}} = \omega \cdot M_{\text{э}}$ – электрическая мощность, в

генераторе $N_{\text{п}} = \omega \cdot M_{\text{п}}$ – потери мощности в подшипниках и тепловые

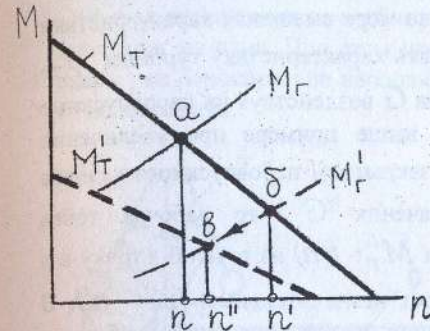


Рис. 8.2. Характеристика моментов снимаемая с зажимов генератора

потери в генераторе.

На рис.8.2 устойчивое состояние вращения ротора, соответствующее уравнениям (8.2) и (8.3), будет изображаться точкой а, определяемой пересечением характеристики M_T , отвечающей пропуску пара G с характеристикой M_G при определенной нагрузке сети $N_{\text{э}}$. При изменении $N_{\text{э}}$ в первый момент устанавливается неравенство $N_{\text{э}} + N_{\text{п}} > N_e$ или $M_T \neq M_G$, что связано с изменением числа оборотов турбогенератора. Увеличение $N_{\text{э}}$ при $M_T < M_G$ приводит к понижению числа оборотов, а уменьшение $N_{\text{э}}$, соответствующее $M_T > M_G$ – к ускорению вращения ротора турбины. Так, например, при уменьшении нагрузки генератора до $N_{\text{э}}'$, вследствие отключения потребителей электрической энергии, характеристика момента генератора снизится до M_G' и при том же расходе пара через турбину G новый устойчивый режим будет характеризоваться точкой б при частоте вращения $n' > n$. Если бы диапазон изменения частоты вращения при изменении нагрузки

генератора не имел значения для потребителя, то не требовалось бы какой-либо системы автоматического регулирования, так как переход от одного устойчивого состояния к другому происходил бы за счет саморегулирования путем изменения частоты вращения. Однако, возникающие в процессе саморегулирования изменения частоты даже при небольших изменениях мощности значительны и могут выйти за пределы $\pm 0,1$ Гц, допускаемые правилами технической эксплуатации (ПТЭ). Поэтому управление турбиной должно быть организовано так, чтобы при изменении N_{Σ} частота вращения ротора изменялась в заданных пределах. С этой целью по мере смещения характеристики генератора M_T необходимо смещать характеристику турбины M_T , например, изменением расхода пара G воздействуя на паровпускные клапаны. Если в рассмотренном выше примере при увеличении частоты вращения до значения n' закрытием паровпускного клапана уменьшить расход пара до значения G' , то рабочая точка переместится вдоль характеристики $M_T' = f(n)$ из точки б в точку в и отклонение частоты вращения будет незначительным ($n'' < n'$). В САР передача импульса от изменения частоты вращения турбины к парораспределительным органам производится различными способами. Управление органами парораспределения осуществляется регулятором частоты вращения (регулятором скорости), действие которого основано на работе центробежных сил, изменяющихся в соответствии с изменением частоты вращения ротора турбины.

Поддержание частоты вращения является главной функцией САР конденсационной турбины. Вместе с тем для противоаварийных турбин одной из главных функций САР является поддержание в определенных пределах давления отработавшего пара. Для турбин с регулируемыми отборами пара, работающих по независимым электрическому и тепловому графикам, САР должна допускать независимое управление и поддержание как вырабатываемой мощности, так и отбираемого количества пара.

На рис.8.3 представлена принципиальная схема непрямого регулирования частоты вращения с сервомотором поршневого типа. В схемах непрямого регулирования используется дополнительная энергия и различные центробежные устройства. На рис.8.3 приведена схема однократного усиления с двухсторонним сервомотором 9 и отсеченным золотником 8. Дополнительная энергия подводится от маслонасоса 2. При номинальном установившемся режиме работы турбины 12 поршень 10 сервомотора 9 находится в среднем положении. Диски 3 и 4 золотника перекрывают полости А и Б, соединяющие корпус золотника с полостями сервомотора. При этом регулирующий клапан 11 находится в фиксированном положении.

Рассмотрим пример действия схемы регулирования при понижении нагрузки турбины. При уменьшении N_{Σ} ($M_T > M_G$) частота вращения вала турбины растет. Грузы 6 центробежного регулятора 7, приводимые во вращение посредством передачи 1, расходятся, и муфта 5 поднимается вверх вместе с концом а связанного с ней рычага ас относительно неподвижного шарнира с. При перемещении шарнира б вверх, полость А сервомотора соединится с камерой золотника. Под действием давления масла, поступающего в полость А, клапан 11 начнет прикрываться, уменьшая расход пара на турбину. Масло из полости Б через нижний канал идет на слив. При этом шарнир с рычага ас опускается вниз теперь уже относительно неподвижного шарнира а, увлекая за собой диски золотника.

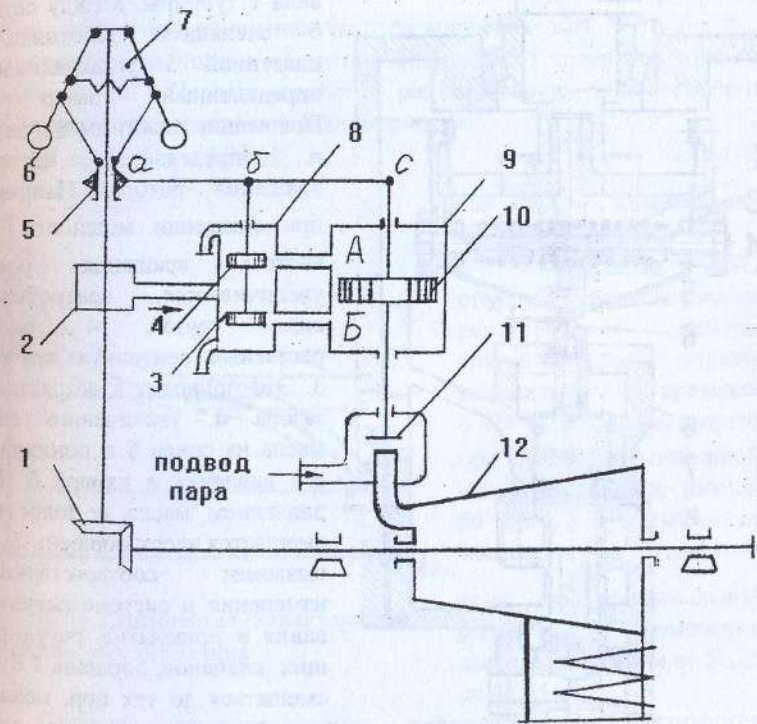


Рис. 8.3. Схема регулирования с поршневым сервомотором:
1 – передача; 2 – масляный насос; 3, 4 – диски; 5 – муфта; 6 – грузы;
7 – центробежный регулятор; 8 – золотник; 9 – сервомотор; 10 – поршень;
11 – паровпускной клапан; 12 – паровая турбина; А, Б – полости сервомотора

Как только диски 3 и 4 золотника 8 займут среднее (отсечное) положение, приток масла в полость А сервомотора прекратится и

регулирующий клапан П займет новое положение, соответствующее установившемуся режиму работы турбины и генератора при меньшем расходе пара, а соответственно, и меньшей мощности турбины.

Системы регулирования современных турбин включают в себя несколько последовательно работающих ступеней усиления с гидравлическими связями.

Турбины, выпускаемые Металлическим заводом (г. Санкт-Петербург), оснащены бесшарнирным (быстроходным) регулятором скорости (рис.8.4). Основным преимуществом конструкции такого регулятора по сравнению с шарнирными (рис.8.3) является отсутствие трения скольжения, что повышает надежность его работы и снижает коэффициент нечувствительности практически до нуля.

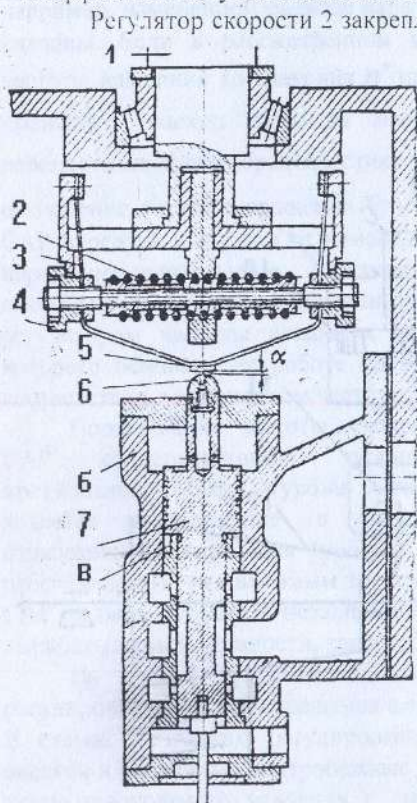


Рис. 8.4. Бесшарнирный (быстроходный) регулятор скорости:

1 - вал турбины; 2 - регулятор скорости; 3 - ленточная пружина; 4 - грузы; 5 - пластина; 6 - сопло; 7 - поршень

Регулятор скорости 2 закреплён в осевом направлении на конце вала 1 турбины. Между соплом 6 следящего золотника и пластиной 5 устанавливается определенный зазор α . Положение пластины 5 и зазора α определяется частотой вращения ротора. Например, при снижении мощности N_3 частота вращения ротора увеличивается, центробежная сила грузов 4 растет, растягивая ленточную пружину 3. Это приводит к возрастанию зазора α , увеличению слива масла из сопла 6 и понижению его давления в камере б. Под давлением масла в полости в смещается вверх поршень 7, что вызывает соответствующие изменения в системе регулирования и закрытие регулируемых клапанов, поршень 7 будет смещаться до тех пор, пока не восстановится величина слива

масла из сопла 6, давление масла в полости б, первоначальный зазор α , соответствующий новому устойчивому режиму работы турбины. Наряду с шарнирными и бесшарнирными центробежными регуляторами

скорости в САР некоторых турбин используются гидродинамические регуляторы. Датчиком частоты вращения в них служит центробежный насос, называемый импеллером. Первым звеном усиления импульса служат мембранно-ленточные поршневые устройства.

Основными величинами, характеризующими качество процесса регулирования, являются статические и динамические показатели. К статическим относятся неравномерность и нечувствительность, к динамическим – мгновенное увеличение (заброс) регулируемой величины при сбросе нагрузки, быстродействие и время регулирования.

Зависимость значения регулируемой величины частоты вращения n от нагрузки N_3 выражается статической характеристикой регулирования. По статической характеристике, изображенной на рис. 8.5, определяется значение неравномерности системы регулирования как изменения частоты вращения $\Delta n = n_{x,x} - n_m$, приходящееся на полное изменение мощности от холостого хода до максимальной. Неравномерность регулирования количественно характеризуется степенью неравномерности:

$$\delta = \Delta n / n_0 \cdot 100\%, \quad (8.4)$$

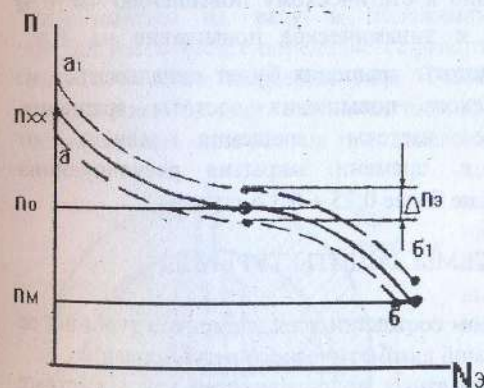


Рис. 8.5. Статическая характеристика системы регулирования

где n_0 – номинальная частота вращения.

Согласно ПТЭ степень неравномерности регулирования частоты вращения должна находиться в пределах $4 \div 5\%$. Это означает, что при $\delta = 5\%$ и номинальной частоте вращения, равной 50 с^{-1} , изменение мощности от холостого хода до максимальной вызовет изменение частоты вращения от $51,25$ до $48,75 \text{ с}^{-1}$.

Следует отметить, что действительная статическая характеристика представляет собой не линию, а некоторую область, нижняя граница которой соответствует непрерывному постепенному возрастанию мощности (кривая $аб$), а верхняя – уменьшению (кривая $а1б1$). Отношение ширины области Δn к номинальной частоте вращения n_0 , выраженное в процентах, называется степенью нечувствительности регулирования:

$$\varepsilon = \Delta n_s / n_o \cdot 100\% . \quad (8.5)$$

Нечувствительность системы регулирования зависит от сил трения в подвижных узлах системы, жесткости рычагов и т. п. В ПТЭ оговаривается, что степень нечувствительности не должна превышать 0,3 %.

Забросом частоты вращения называется ее максимальное отклонение от первоначального значения при внезапном снижении N_3 от максимальной до нуля. Допустимое значение заброса частоты вращения связано с работой автоматов безопасности, установленных на срабатывание при повышении частоты вращения обычно в пределах $11 \div 12$ % сверх номинальной. При забросе частоты вращения по условиям быстрого восстановления нагрузки не должно происходить срабатывание автоматов безопасности. При сбросе нагрузки с отключением генератора от сети САР обеспечивает перевод турбины на частоту холостого хода, значение которой будет превышать номинальную на величину $\Delta n_{cm} = \delta \cdot n_o$, т. е. на статическое повышение частоты вращения. Поскольку при сбросе нагрузки мгновенного прекращения подачи пара в турбину не произойдет, то дополнительно к статическому повышению частоты вращения произойдет еще и динамическое повышение на Δn_o . Поэтому полный заброс частоты вращения будет складываться из статического и динамического повышения частоты вращения. Динамическое повышение частоты вращения зависит от быстродействия САР, т. е. времени закрытия регулирующих клапанов. Обычно это время не более $0,25 \div 0,3$ с.

8.3. СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

При удовлетворительном состоянии всех элементов турбины ее работа обеспечивается системой автоматического регулирования.

При возникновении серьезных неисправностей как в системе регулирования, так и в самой турбине может потребоваться немедленное прекращение в нее подачи пара. Поэтому турбина оснащается системой защиты, автоматически предохраняющей ее от разрушения при разного рода неполадках.

Система защиты турбины также, как любая система регулирования состоит из исполнительных органов, промежуточных звеньев и датчика.

Исполнительными органами системы защиты являются стопорные и обратные клапаны. Турбина может иметь один или несколько стопорных клапанов, расположенных перед регулируемыми клапанами. В их задачу входит быстрое прекращение подачи свежего пара в турбину. Обратные клапаны,

устанавливаемые на трубопроводах отбора пара, препятствуют движению пара из регулируемых отборов в турбину при быстром падении давления внутри нее, возникающем при закрытии стопорного клапана.

Подача пара в турбину должна быть немедленно прекращена в следующих случаях: увеличение частоты вращения свыше рабочей на $10 \div 12$ %; недопустимом осевом сдвиге ротора; при снижении ниже предельного значения давления в системах смазки и регулирования; при повышении давления в конденсаторе выше допустимого значения.

Одной из основных причин недопустимого увеличения частоты вращения турбогенератора является отключение электрического генератора от сети. Датчиком системы защиты от разгона турбины является автомат безопасности. Наиболее распространенной конструкцией автомата безопасности является предохранительный выключатель кольцевого типа, представляющий собой неустойчивый центробежный регулятор. Конструкция предохранительного выключателя изображена на рис.8.6.

Основным элементом выключателя является эксцентричное кольцо 1, насаженное на вал. Под действием пружины 2 оно удерживается на валу в положении, показанном на рис.8.6. Эксцентриситетом e определяется расстояние между центром тяжести кольца и осью вращения вала. Расстояние a указывает на ход регулятора. При достижении частоты вращения 55 с^{-1} (3300 об/мин) центробежная сила кольца преодолевает силу упругости пружины, и кольцо смещается на расстояние a (порядка 8 мм) в направлении утяжеленной стороны и отбрасывает выключающий рычаг системы защиты.

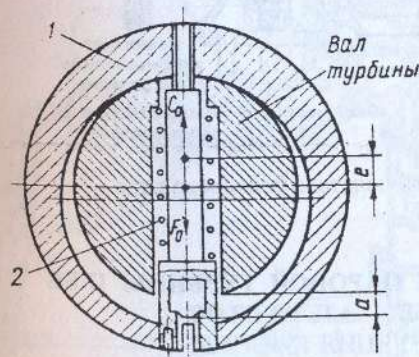


Рис. 8.6. Предохранительный выключатель кольцевого типа

В другой распространенной конструкции для управления стопорными клапанами турбин средней и большой мощности применяются предохранительные выключатели бойкового типа с гидравлическими связями (рис.8.7). Выключатель крепится с помощью фланцев к валу турбины и располагается в корпусе переднего подшипника. Основной деталью выключателя является боек 2, центр тяжести которого смещен относительно оси вращения так, что центробежные силы стремятся выдвинуть боек,

чему препятствуют сжатые пружины. При предельной частоте вращения боек 2 выключателя 1 смещается и отжимает левое плечо рычага 3 и тем самым освобождает замок 4. Под действием пружины 5 рычаг 6 опускает поршень золотника 7 вниз. В связи с этим доступ масла, поступающего из полости 10 в камеру 9 и систему регулирования, оказывается переключенным на систему смазки турбин. При этом масло из камеры 9, т. е. из системы регулирования, получит доступ в полость 8 и пойдет на слив, что вызовет закрытие стопорного и регулирующего клапанов.

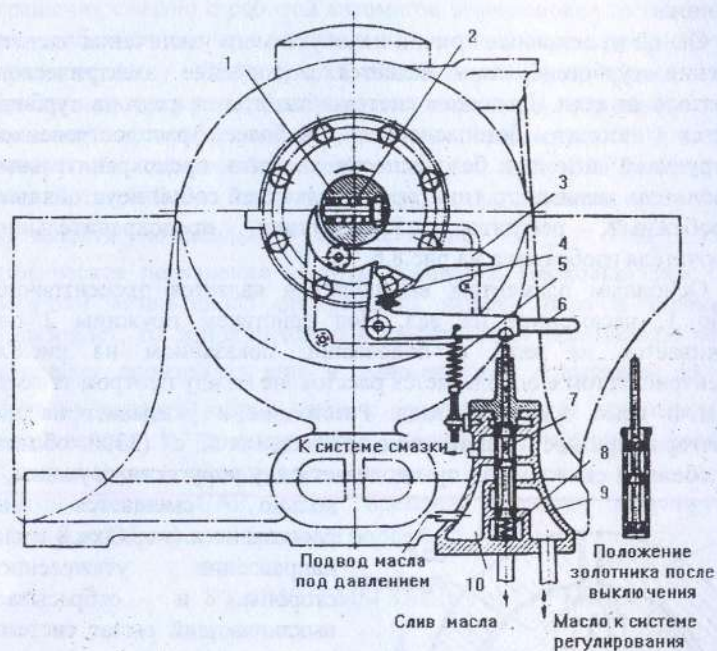


Рис. 8.7. Предохранительный выключатель бойкового типа

Глава 9. КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И ЕЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

9.1. КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИНЫ

На предприятиях ЦБП наибольшее применение нашли паровые турбины с противодавлением конструкции КТЗ. Для них характерна большая унификация деталей и узлов.

Рассмотрим конструкцию противодавленческой паровой турбины Р-12-35/5, продольный разрез которой приведен на рис. 9.1.

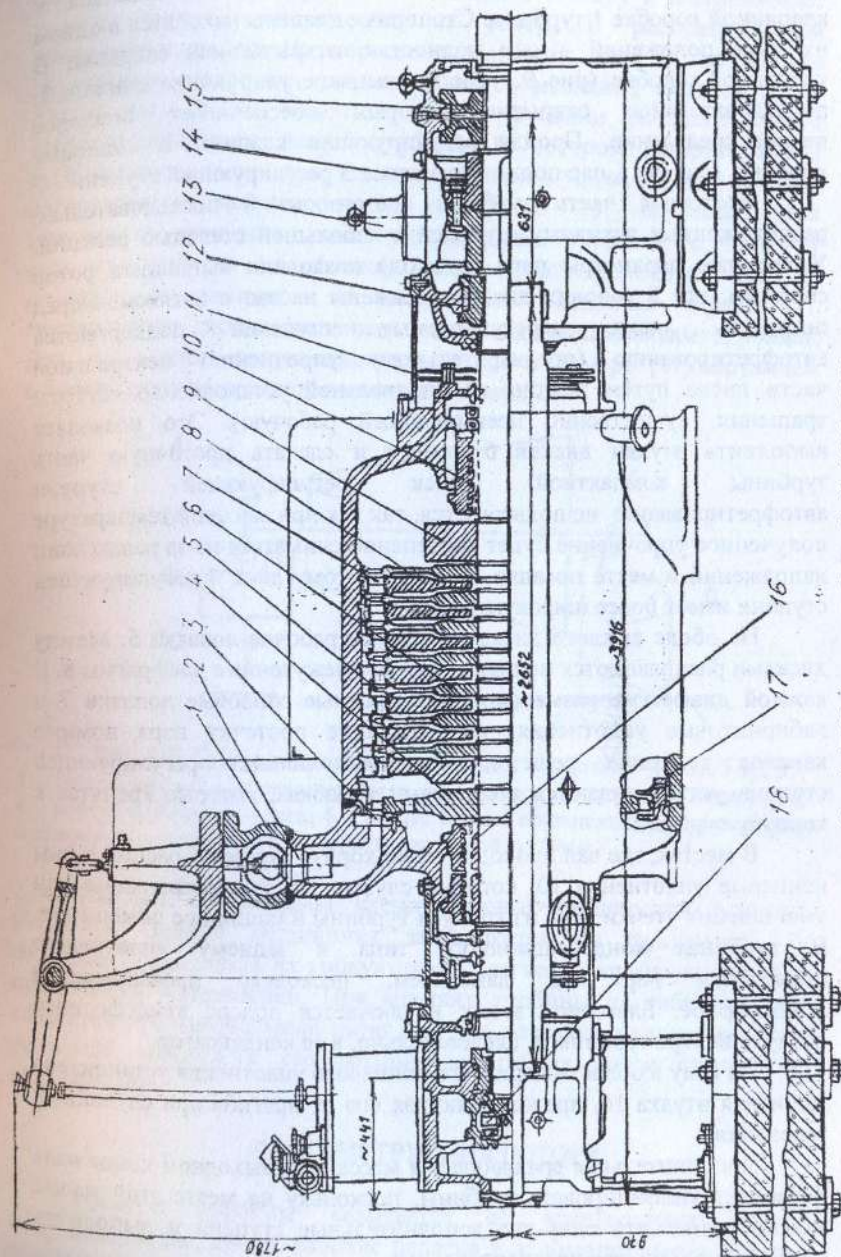


Рис. 9.1. Паровая турбина Р-12-35/5 КТЗ

Из стационарного коллектора свежий пар подводится к двум стопорным клапанам, присоединенным с помощью фланцев к клапанной коробке 1 турбины. Стопорные клапаны находятся в одном из двух положений – они полностью открыты или закрыты. В клапанной коробке (рис. 9.1) расположены регулирующие клапаны 2, последовательное открытие которых обеспечивает сопловое парораспределение. Пройдя регулирующие клапаны и сопловые коробки (рис. 9.1), пар поступает в сопла 3 регулирующей ступени.

Проточная часть турбины состоит из 8 последовательных расположенных активных ступеней с небольшой степенной реакцией. Умеренные параметры пара на входе позволили выполнить ротор сборным: все 8 рабочих дисков посажены на вал с натягом. Перед посадкой диски нерегулируемых ступеней подвергаются автофретированию (предварительному упрочнению центральной части диска путём разгона на специальной установке до частоты вращения, существенно превышающей рабочую). Это позволяет выполнить втулки дисков 6 узкими и сделать проточную часть турбины компактной. Диск регулирующей ступени автофретированию не подвергается, так как при высокой температуре полученное упрочнение будет постепенно сниматься из-за релаксации напряжений в месте посадки на вал. Поэтому диск 4 регулирующей ступени имеет более широкую ступицу.

На ободе каждого диска укреплены рабочие лопатки 5. Между дисками располагаются неподвижные промежуточные диафрагмы 8. В каждой диафрагме размещены неподвижные сопловые лопатки 7 и лабиринтовые уплотнения, уменьшающие протечку пара помимо каналов сопловых решеток. Сопловые лопатки регулирующей ступени устанавливаются в сопловых коробках, которые крепятся к корпусу турбины.

В местах, где вал проходит через корпус турбины, расположены концевые уплотнения 10, которые служат для предотвращения или уменьшения утечки пара из корпуса турбины в машинное помещение. В турбинах конденсационного типа к заднему уплотнению подводится пар под давлением, несколько превышающим атмосферное. Благодаря этому исключается подсос атмосферного воздуха внутрь турбины и, следовательно, в ее конденсатор.

На валу в области переднего концевой уплотнения установлена защитная втулка 16, предохраняющая его от прогиба при случайных заеданиях.

Дополнительная вращающаяся масса 9 на выходном конце вала позволяет унифицировать турбины, поскольку на месте этой массы можно разместить одну-две дополнительные ступени и выполнить турбину на меньшее противодавление.

Вал турбины лежит на двух подшипниках 12, воспринимающих нагрузку от ротора. Передний подшипник является комбинированным

опорно-упорным подшипником, так как он одновременно фиксирует осевое положение ротора по отношению к статору и воспринимает осевые усилия, действующие на ротор. В рассматриваемой конструкции гребень 18 упорного подшипника, имея по окружности радиальные отверстия, соединяющиеся с масляной камерой через полую часть вала, выполняет также функции рабочего колеса главного масляного насоса турбины. С ротором генератора вал турбины соединяется при помощи жесткой муфты 14, над которой располагается валоповоротное устройство 13, служащее для медленного вращения вала неработающей турбины (с частотой вращения порядка 4-6 об/мин). Правее муфты находится один из опорных подшипников 15 генератора. Защитные экраны 11 препятствуют распространению теплоты к подшипникам турбины. Для уменьшения вентиляционных потерь в камере регулирующей ступени предусматривается защитный кожух 17.

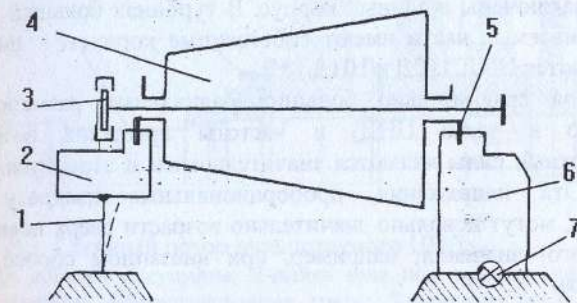


Рис. 9.2. Схема тепловых расширений турбины Р-12-35/5 КТЗ: 1 – гибкая опора; 2 – корпус переднего подшипника; 3 – упорный подшипник; 4 – корпус турбины; 5 – лапа; 6 – корпус заднего подшипника; 7 – поперечная шпонка; ----- – положение оси опоры для холодной турбины

На рис 9.2 показана схема тепловых расширений турбины Р-12-35/5. Задний подшипник закрепляется на фундаменте, а передний – опирается на гибкую опору, легко деформирующуюся в продольном направлении. При монтаже турбины на гибкой опоре создается предварительный натяг так, как показано на рисунке. При разогреве корпуса и его расширении гибкая опора становится вертикальной.

9.2. КОНСТРУКЦИЯ РОТОРА

Ротором турбины называется ее вращающаяся часть, включающая вал, диски, рабочие лопатки и вспомогательные детали, обеспечивающие сборку и работу ротора. Ротор является одним из

самых нагруженных узлов турбины, что определяется условиями его работы.

Окружные силы, действующие на рабочие лопатки, "скручивают" ротор, поскольку в электрическом генераторе возникают силы, препятствующие свободному вращению ротора турбины. В результате этого в роторе возникают напряжения кручения. В эксплуатации наблюдаются кратковременные режимы, при которых напряжения кручения могут увеличиваться в 4-6 раз и более по сравнению с напряжениями номинальной мощности (например, при коротком замыкании в генераторе). Шейки ротора должны воспринимать эти повышенные нагрузки без разрушения.

Конденсационные турбины, имеющие камеры производственного и теплофикационного отборов, состоят из частей высокого, среднего и низкого давлений (ЧВД, ЧСД и ЧНД). При этом в турбинах сравнительно небольшой мощности (до 50 МВт) эти части обычно заключены в единый корпус. В турбинах большей мощности рассматриваемые части имеют собственные корпуса – цилиндры и обозначаются ЦВД, ЦСД и ЦНД.

Из-за сравнительно больших радиальных размеров ротора (особенно в части ЦНД) и частоты вращения возникающие центробежные силы являются значительными и стремятся разорвать ротор. Эти напряжения, пропорциональные квадрату частоты вращения, могут довольно значительно возрасти сверх номинального (расчетного) значения, например, при внезапном сбросе нагрузки генератора.

Кроме того, роторы ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом пара) длительное время работают при повышенных температурах (до 540 °С) и высоких напряжениях от центробежных сил, что вызывает явление ползучести и при исчерпании длительной прочности может привести к разрушению элементов ротора. Вибрация и температурные напряжения, возникающие от неравномерного прогрева ротора, изменения нагрузки и т. д., также усложняют работу роторов.

Рассмотрим основные конструктивные особенности различных роторов.

Роторы ЦНД имеют наибольшие радиальные размеры, что вызывается стремлением увеличить мощность турбины, снизить потери с выходной скоростью и уменьшить число выходных патрубков. Например, последняя ступень турбины К-800-240 ЛМЗ имеет средний диаметр $d = 2,46$ м и длину рабочей лопатки $l_2 = 0,96$ м; при этом хвостовые соединения лопаток располагаются на диаметре 1,5 м. Изготовить качественную поковку таких больших размеров пока не представляется возможным. Поэтому роторы ЦНД выполняются либо сборными, либо сварными.

Сборный ротор, или ротор с насадными дисками, состоит из вала и посаженных на него дисков с рабочими лопатками (рис. 9.3). Диск обычно состоит из обода, полотна и ступицы. На ободке делаются пазы для крепления лопаток. При вращении диска центробежные силы возрастают к его оси, поэтому толщина полотна увеличивается с уменьшением радиуса, переходя в ступицу (втулку).

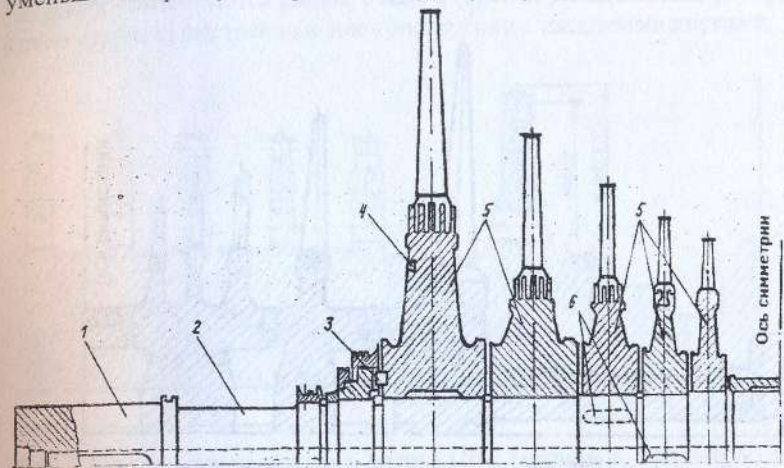


Рис. 9.3. Сборный ротор двухпоточного ЦНД:

1-шейка для посадки полумуфты; 2-шейка вала под вкладыш подшипника; 3-торцевая шпонка; 4-балансирующие грузы; 5-насадные диски; 6-осевые шпонки

Крутящий момент с диска на вал передается трением, создаваемым контактным давлением, возникающим за счет натяга, характеризуемого разностью диаметров вала и расточки ступицы диска. Перед насадкой диск разогревается и свободно надевается на вал. При остывании размеры диска уменьшаются, и он плотно соединяется с валом. В условиях эксплуатации турбины возможно временное ослабление посадки, например, из-за более быстрого прогрева диска по сравнению с валом. Поэтому между диском и валом устанавливается осевая шпонка. С этой же целью для дисков последних ступеней используются торцевые шпонки (рис.9.3). При нормальных условиях крутящий момент с диска на вал передается с помощью посадки, а в случае ослабления – через две симметрично расположенные торцевые шпонки на втулку и через посадку последней на вал.

Каждый диск фиксируется на валу специальным кольцом, допускающим свободные тепловые расширения дисков относительно друг друга. Плотное прилегание торцов ступиц дисков недопустимо,

поскольку оно может быть неравномерным по окружности и при расширении дисков приводит к изгибу вала и увеличению вибрации.

На торцевых поверхностях крайних дисков делаются кольцевые пазы для установки балансировочных грузов (рис. 9.3).

Сварные роторы изготавливаются из отдельных поковок дисков с последующей сваркой кольцевыми швами (рис. 9.4).

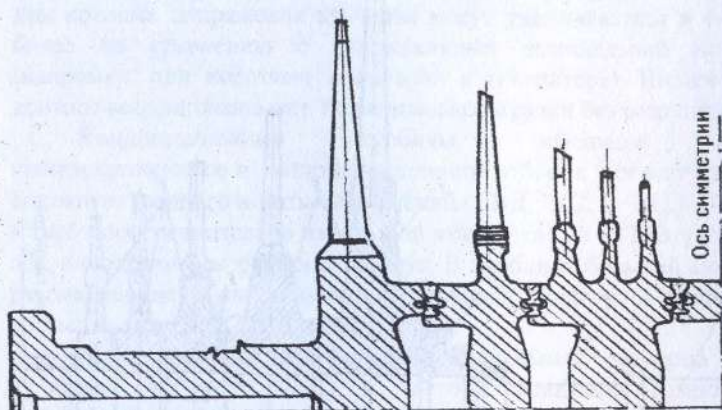


Рис.9.4. Сварной ротор двухпоточного ЦВД турбины ХТЗ

Они имеют ряд преимуществ перед сборными роторами. В сварном роторе отсутствует посадка диска на вал, что снимает проблему её ослабления. Диск не имеет центрального сверления, что повышает его прочность примерно вдвое. Технология получения отдельных поковок дисков из-за их малых осевых размеров относительно несложна. Отсутствие посадки и центрального сверления не требует применения ступицы. Все это приводит к меньшим осевым размерам ступеней и уменьшению длины ротора по сравнению со сборной конструкцией. Таким образом, при сварной конструкции ротора уменьшается расход материала и, что очень важно, увеличивается жесткость ротора.

Основной трудностью при выполнении сварных роторов является получение высокого качества сварки. После сварки не должно быть непроваров, трещин и других дефектов. Поэтому сварные роторы производятся на заводах, где технологический процесс сварки и её оснастка тщательно отработаны и хорошо налажен контроль сварки.

Роторы ЦВД работают при сравнительно невысоких механических нагрузках из-за относительно небольших диаметров, но подвержены действию высоких температур. Потому в материале ротора развиваются процессы ползучести, что требует применения более качественного материала.

Использование насадных деталей, в частности дисков, в зоне высоких температур является недопустимым. Это связано с тем, что с течением времени посадка ослабляется, контактное давление между дисками и валом существенно уменьшается и диск освобождается. Поэтому роторы ЦВД, как правило, выполняются цельноковаными, т.е. диски отковываются заодно с валом (рис. 9.5). Надежность ротора в этом случае существенно выше конструкции с насадными дисками.

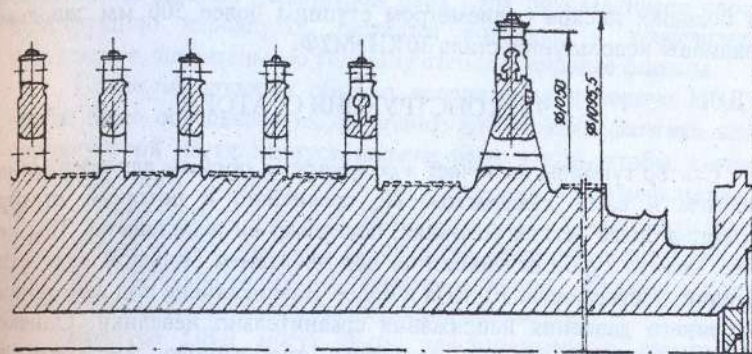


Рис. 9.5. Часть цельнокованого ротора ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ:

Большие размеры поковки значительно усложняют технологию изготовления ротора. Именно технологические требования ограничивают максимальный диаметр ротора порядка 1,2 м.

Цельнокованные роторы крупных турбин выполняются с центральным отверстием. Это обусловлено тем, что они отковываются из слитков, на оси которых качество металла существенно ниже, чем на периферии. Внутренние отверстия валов после полировки тщательно осматриваются специальными приборами для выявления трещин, раковин, волосовин и других дефектов.

Сварная конструкция ротора ЦВД обычно не применяется главным образом по той причине, что при пуске турбины в сварной части ротора возникают высокие температурные напряжения.

Роторы ЦВД при работе турбин с промежуточным перегревом пара выполняются нередко комбинированными. В зоне первых ступеней, работающих при высоких температурах, диски изготавливаются заодно с валом. Остальная часть ротора выполняется с насадными дисками. Это обусловлено тем, что из-за существенного увеличения удельного объема пара размеры ступеней оказываются столь значительными, что их выполнение заодно с валом становится невозможным. Сравнительно невысокая температура пара в концевой части ротора также благоприятствует использованию насадных дисков.

В качестве материалов для роторов используются легированные стали с небольшим содержанием (до 1 %) легирующих элементов: хрома, молибдена, ванадия и вольфрама.

Для цельнокованых роторов и валов широко применяется сталь ЭИ415, имеющая высокие механические характеристики и сопротивление ползучести. Диски изготавливаются обычно из сталей 34ХЗМ и 35Х1М2Ф. Качественная поковка диска с массой не более 10 т с диаметром ступицы до 450 мм получается из стали 34ХНЗМ. Для больших дисков с диаметром ступицы более 500 мм заводом «Уралмаш» используется сталь 30ХНЗМ2Ф.

9.3. КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРА

Статор турбины включает в себя корпус, обоймы для крепления диафрагм и сами диафрагмы. По сравнению с ротором, статор работает в более легких условиях, поскольку он неподвижен. Тем не менее, корпус турбины находится под действием большой разности давлений, достигающей 10 МПа и более. Возникающие под действием внутреннего давления напряжения сравнительно невелики. Однако при этом корпус должен сохранять достаточную жесткость и плотность. Жесткость необходима для исключения задеваний из-за малых зазоров между ротором и статором. Наибольшие трудности связаны с обеспечением плотности горизонтального разъема, выполняемого практически на всех турбинах для облегчения сборки, разборки и проверки зазоров проточной части. Особенно важна плотность фланцевых соединений для турбин АЭС, работающих на радиоактивном паре. Поэтому горизонтальные разъемы делаются с толстыми фланцами и крепежом (шпильками или болтами) большого диаметра, достигающего иногда до 160 мм.

Достаточные жесткость и плотность корпуса должны обеспечиваться в течение всего срока эксплуатации турбины или, по крайней мере, между двумя капитальными ремонтами (3 - 4 года). Из-за явления ползучести, развивающейся в корпусе, шпильках и диафрагмах ЦВД и ЦСД, обеспечить эти требования затруднительно.

Ползучесть корпусов вызывает коробление фланцевого разъема и необходимость весьма трудоемких работ по его шабровке во время ремонта. Явление ползучести в шпильках и болтах приводит к релаксации, т.е. к снижению напряжения в них и, следовательно, к уменьшению силы затяжки. В результате этого возможно пропаривание горизонтального разъема. Ползучесть диафрагм под действием перепада давлений вызывает их остаточный прогиб, приводящий нередко к выборке осевых зазоров и задеваниям.

При пусках турбины в толстых стенках корпуса и широких фланцах возникает довольно значительная неравномерность температуры и, следовательно, большие температурные напряжения,

которые могут привести к появлению трещин вследствие термической усталости.

Корпуса ЦНД находятся под вакуумом, и основной нагрузкой, действующей на них, является атмосферное давление. Из-за большой поверхности корпуса ЦНД и, следовательно, значительной силы, действующей на него, должна быть исключена недопустимая деформация корпуса этой части турбины.

Корпуса современных ЦВД находятся под воздействием высоких начальных параметров пара. Это обуславливает сложную конструкцию паровпуска, развитые концевые и диафрагменные уплотнения, значительную толщину стенок и мощные фланцы.

Сопловые коробки обычно ввариваются в корпус ЦВД так, чтобы было обеспечено их свободное расширение. Затяжка шпилек паровпускной части корпуса должна быть такой, чтобы в течение межремонтного периода (3 ÷ 4 года) она не уменьшалась до недопустимо малого значения. Исходя из этого, к материалу шпилек, работающих в зоне высоких температур, предъявляются требования большой релаксационной стойкости, которой обладают стали с повышенным содержанием легирующих элементов.

Корпуса ЦВД могут быть одностенными и двустенными. Одностенные корпуса выполняются до давления пара около 15 МПа. При больших давлениях толщина стенок, фланцев и размеры крепежа одностенного ЦВД становятся настолько большими, что конструкция перестает быть технологичной, а эксплуатационные качества турбины ухудшаются.

Двустенные корпуса применяются при давлениях пара более 15 МПа. В таком корпусе пар, пройдя через первую группу ступеней, поступает в межкорпусное пространство, откуда направляется в оставшуюся часть ступеней. Основное преимущество двустенной конструкции перед одностенной в том, что разность давлений пара и атмосферы распределяется между двумя корпусами и, следовательно, каждый из корпусов можно выполнить с более тонкой стенкой и меньшими фланцами. Это облегчает условие работы крепежа и повышает маневренные качества турбины. При этом внутренний корпус изготавливается из жаропрочного материала, а наружный из более дешевой малолегированной стали.

Перед закрытием ЦВД поверхность фланцевого разъема смазывается для лучшей плотности тонким слоем графита или специальной мастики.

Корпуса ЦНД выполняются, как правило, сварными. Большие габариты и сложность формы не позволяют делать их литыми. Малый перепад давления на стенку корпуса дает возможность изготавливать его из сравнительно тонких стальных листов. При этом корпус ЦНД должен иметь необходимое количество ребер жесткости и связей для устойчивости всей конструкции.

Корпуса ЦНД обычно выполняются из отдельных сварных частей, имеют горизонтальные и вертикальные разъемы, соединяемые болтами. Вертикальные разъемы облегчают изготовление корпуса и позволяют уменьшить габариты его отдельных частей.

Пар к ЦНД очень часто подводится в нижнюю половину корпуса. Такой способ подвода удобен тем, что при ремонтах проточной части не требуется длительная разборка подводящих паропроводов.

Для корпуса ЦНД очень важна плотность фланцевых соединений. Неплотность фланцев приводит к попаданию атмосферного воздуха внутрь цилиндра и далее в конденсатор. Воздух, в отличие от пара, не конденсируется, ухудшает конденсацию пара и при одинаковой температуре охлаждающей воды создает менее глубокий вакуум, т.е. уменьшает располагаемый теплоперепад и мощность турбины.

Давление пара на входе в ЦСД обычно составляет $3 \div 4$ МПа. Это приводит к значительно большим радиальным размерам его корпуса, паровпускных и выходных патрубков по сравнению с ЦВД. Корпус ЦСД имеет вертикальные разъемы, и в нем значительно больше отборов, чем в ЦВД.

Конденсационные турбины, используемые в ЦБП, работают с начальными параметрами свежего пара до 13 МПа, поэтому в них, как правило, ЦСД не предусматривается.

Высокая температура в паровпускной части обуславливает применение для корпусов ЦВД легированных жаропрочных сталей. Для внутренних корпусов (до начальной температуры пара 565°C) используется сталь 15X1M1ФЛ, содержащая хром, молибден и ванадий на уровне 1 %. При сверхкритических параметрах пара внутренние корпуса изготавливаются из нержавеющей хромистой стали 15X11MФБ с прибавкой молибдена, ванадия и ниобия.

Для наружных корпусов ЦВД, работающих при пониженных температурах, используется более дешевая сталь 20ХМФЛ.

Для корпусов ЦВД турбин насыщенного пара применение слаболегированных и тем более углеродистых сталей, несмотря на низкую температуру пара, недопустимо из-за их сильного коррозионно-эрозионного износа.

К выбору материалов для шпилек фланцевых соединений, работающих в зоне высоких температур, предъявляются особо высокие требования. Материал шпилек должен иметь высокий предел текучести, позволяющий затянуть фланцевое соединение без остаточного удлинения шпильки, высокую релаксационную стойкость, обеспечивающую сохранение плотности фланцевого соединения в течение 2 - 3 лет без подтяжки, и малую чувствительность к концентрации напряжений, создаваемой резьбой.

Для шпилек, работающих в зоне температур $520 \div 535^\circ\text{C}$, наиболее употребительной является хромомолибденовая сталь 25X2МФ, а для $500 \div 510^\circ\text{C}$ – менее дорогая сталь 25X1МФ. При температурах до 580°C применяются стали, дополнительно легированные титаном и бором (например, сталь 20ХМ1Ф1ТР).

Крепеж и корпус ЦСД с высокой температурой паровпуска изготавливаются из тех же материалов, что и ЦВД. Если корпус ЦСД имеет вертикальный разъем, то передняя часть, где более высокая температура, выполняется из легированной стали, а выходная часть – из литой углеродистой стали 25Л.

При температуре пара менее 400°C используется хромомолибденовая сталь 35ХМ, а при температуре ниже 300°C – углеродистая сталь 35.

Корпус ЦНД выполняется из дешевых углеродистых сталей. Литые элементы корпуса, в частности обоймы, изготавливаются из стали 25Л, а при температурах ниже 260°C – из чугуна СЧ20. Сварные выходные патрубки выполняются из листовой стали 20.

9.4. СОПЛОВЫЕ И РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

Рабочие лопатки являются наиболее нагруженными элементами турбины. Надежность и КПД ступени и всей турбины в значительной степени зависят от качества выполнения рабочих лопаток и их сборки на диске или барабане.

При вращении на рабочую лопатку действуют изгибающая и центробежная силы. Изгибающая составляющая складывается из силы, создающей крутящий момент в плоскости диска, и силы, возникающей из-за разности давлений перед и за рабочей решеткой при значительной реакции ступени. Изгибающая сила является переменной по времени, поскольку при вращении лопатка периодически попадает под воздействие пара, натекающего на нее с различными скоростями (вследствие наличия кромочного следа за профилем сопловой решетки и технологических отклонений в размерах ее каналов). Переменная изгибающая сила является основной причиной вибрации рабочих лопаток.

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

Центробежная сила, зависящая в основном от величины окружной скорости и массы лопатки, стремится оторвать ее в наиболее слабом сечении. Особенно сильно ослабляется сопротивление лопатки отрыву в случае появления в ней даже малых усталостных трещин.

Лопатки первых ступеней ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом пара) работают при высоких температурах, вызывающих в материале явление ползучести. При ползучести лопатка медленно удлиняется, а радиальные зазоры уменьшаются вплоть до появления задеваний. Иногда при очень медленном удлинении в наиболее нагруженном месте появляется трещина длительной прочности с возможными последствиями, как и от усталостной трещины.

Лопатки последних ступеней конденсационных турбин ТЭС и турбин АЭС, работающих на влажном паре, подвергаются эрозии со стороны крупнодисперсных капель жидкой фазы. Агрессивные компоненты, содержащиеся в паре, вызывают коррозию.

Из сказанного следует, что к надежности лопаток должны предъявляться исключительно высокие требования, поскольку их поломка может привести к аварии турбины. На рис 9.6 показана конструкция простейшей рабочей лопатки. Ее основным элементом является так называемое перо или рабочая часть, выполняемая за одно целое с хвостовиком, посредством которого лопатка крепится на диске. На конце пера лопатки фрезеруется шип круглого или прямоугольного сечения. На группу из нескольких лопаток надевается бандаж, шипы расклепываются, и таким образом лопатки объединяются на диске в пакеты. Это повышает их сопротивление

усталости и позволяет получить уплотнения на периферии рабочего колеса.

Рис.9.6. Конструкция простейшей лопатки:

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

Конструктивное выполнение рабочей части лопатки зависит от ее длины, точнее, от отношения среднего диаметра ступени d к ее длине l . Короткие лопатки (с отношением $\theta = d/l \geq 10$) обычно выполняются цилиндрическими (незакрученными) с постоянным профилем по их длине. В наиболее тяжелых условиях работают лопатки парциальных ступеней. Это обусловлено тем, что когда лопатка находится перед соплами, на нее действует полная нагрузка, а за их пределами она равна нулю. Поэтому рабочие лопатки

регулирующей ступени всегда выполняются с большей хордой, чем лопатки многих последующих ступеней. Длинные лопатки ($\theta < 10$) выполняются закрученными (винтовыми): чем меньше отношение θ , тем обычно сильнее отличаются треугольники скоростей у корня и на вершине лопатки и тем сильнее приходится закручивать лопатку для обеспечения экономичной работы ступени. При этом уменьшается площадь сечения лопатки от корня к вершине для снижения центробежной силы.

Поверхность лопатки обрабатывается по высокому классу чистоты для обеспечения требуемой экономичности и повышения усталостной прочности, которая сильно снижается при наличии рисок и царапин на поверхности лопатки. Ответственным элементом лопатки является хвостовик, воспринимающий все нагрузки, действующие на лопатку. Величина нагрузки является определяющей при выборе типа хвостового соединения. Для лопаток небольшой длины простым и достаточно надежным является Т-образный хвостовик (рис. 9.7, а), широко применяемый ЛМЗ и ТМЗ.

Для установки лопаток на диск в его обод фрезеруется паз по форме, соответствующий профилю хвостовика. На противоположных сторонах обода диска делаются вырезы (рис. 9.7, б), для заводки лопаток в пазы и продвижения их по окружности обода. После установки всех лопаток в пазы вставляются замковые лопатки (рис. 9.7, в), которые крепятся к ободу заклепками.

Слабым местом Т-образного хвостового соединения являются

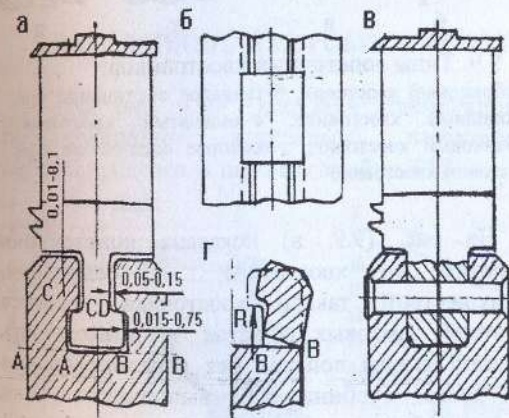


Рис. 9.7. Рабочая лопатка с Т-образным хвостовиком:

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

сечения А-А и В-В обода диска. Развиваемая лопаткой центробежная сила воспринимается опорными площадками С-С и Д-Д. Действующая на них сила R стремится разогнуть щеки диска (рис. 9.7, г) и вызывает повышенные напряжения в сечениях А-А и В-В. Поэтому при такой конструкции обод диска выполняется достаточно широким, что увеличивает напряжения от центробежных сил в самом диске. Для уменьшения размеров обода хвостовые

соединения часто выполняются с замками (рис. 9.8), в которых под действием силы $R1$ возникает сила реакции $R2$, препятствующая разгибу щеки диска.

В турбинах ХТЗ широко применяются лопатки с грибовидными хвостовиками и с верховой посадкой (рис. 9.9, а, б). В этом случае вырез под крепление делается не в диске, а на лопатке. Для заводки лопаток на «грибке» диска делаются один или два местных выреза (рис. 9.9, б), через которые последовательно заводятся лопатки. Замковые лопатки выполняются с вырезом, соответствующим профилю срезанного гребня диска, и крепятся одной или двумя заклепками (рис. 9.9, б).

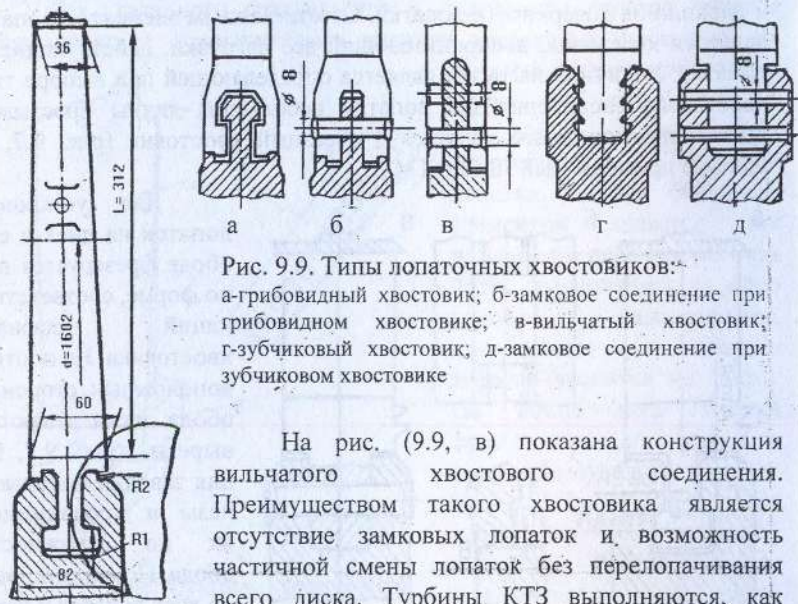


Рис. 9.9. Типы лопаточных хвостовиков:

а-грибовидный хвостовик; б-замковое соединение при грибовидном хвостовике; в-вилочатый хвостовик; г-зубчиковый хвостовик; д-замковое соединение при зубчиковом хвостовике

На рис. (9.9, в) показана конструкция вилочатого хвостового соединения. Преимуществом такого хвостовика является отсутствие замковых лопаток и возможность частичной смены лопаток без перелопачивания всего диска. Турбины КТЗ выполняются, как правило, с зубчиковыми хвостовиками и окружной заводкой лопаток (рис. 9.9, г, д). Замковые лопатки устанавливаются на заклепках.

Рассмотренные типы хвостовиков пригодны для лопаток относительно малой длины и широко используются в турбинах для ЦБП. Для длинных

лопаток их несущая способность оказывается недостаточной. В этом случае применяются мощные хвостовики, способные выдержать большие центробежные силы, развиваемые лопаткой.

Для уменьшения вибрации лопаток применяются бандажи и проволоочные связи. Проволоки располагаются в отверстиях лопаток и припаиваются к ним серебряным припоем. Если проволоки не припаиваются, то они называются демпферными. При вращении

колеса под действием центробежных сил проволоки прижимаются к поверхности отверстий, вызывая силы трения и, тем самым, гася (демпфируя) колебания лопаток.

Большие нагрузки, действующие на рабочие лопатки, требуют использования высоколегированных сталей, из которых наиболее употребительными являются нержавеющие стали 12Х13 и 20Х13. Содержание в этих сталях 12 - 14 % хрома обеспечивает их жаропрочность и высокое сопротивление коррозии. На поверхности лопатки хром создает прочную защитную пленку окисла, хорошо противостоящую влиянию агрессивных элементов, содержащихся в паре. Большим достоинством сталей 12Х13 и 20Х13 является их способность к демпфированию колебаний. Эти стали широко применяются при температурах до 480 °С. Для лопаток, работающих при температурах до 520 - 560 °С, и для очень длинных лопаток с большими нагрузками от центробежных сил, используются стали, дополнительно легированные молибденом, ванадием, вольфрамом и ниобием (15Х11МФ, 20Х11МФБН, 15Х12ВМФ и др.), а также титан и титановые сплавы.

9.5. КЛАПАННАЯ КОРОБКА И РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

На рис. 9.10 показана конструкция клапанной коробки с регулирующими клапанами, характерная для соплового парораспределения паровых турбин КТЗ.

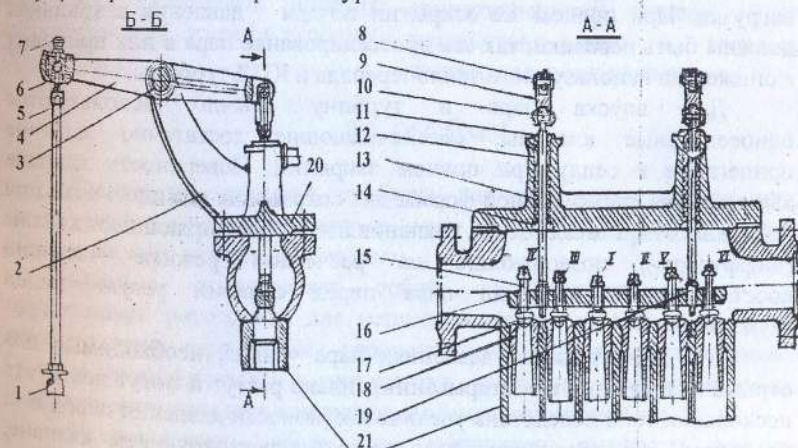


Рис. 9.10. Клапанная коробка турбины КТЗ:

1 - сервомотор; 2 - кронштейн; 3 - ось; 4 - рычаг; 5 и 19 - тяги; 6 - шаровое сочленение; 7 - масленка; 8 - валик серьги; 9 - серьга; 10 - валик тяги; 11 и 14 - направляющие втулки; 12 - фонарик отсоса пара; 13 - уплотнительные кольца; 15 - хвостовик клапана; 16 - траверса; 17 - клапан; 18 - диффузорные седла клапанов; 20 - крышка клапанной коробки; 21 - клапанная коробка

Пар от стопорного клапана подводится в клапанную коробку, приваренную к крышке корпуса турбины (рис. 9.1). Внутри коробки установлено шесть седел для регулирующих клапанов. Штоки всех шести клапанов проходят через отверстия в траверсе, которая с помощью двух тяг через серьги и систему рычагов может перемещаться вверх-вниз с помощью сервомотора. Шток каждого из клапанов заканчивается гайкой. После перемещения траверсы вверх на всю длину штока соответствующего клапана она захватывает его за гайку и открывает клапан. Штоки клапанов имеют различную длину и при подъеме траверсы открываются в следующей последовательности: I, II, III, IV, V и VI.

Рассмотренная конструкция применяется при умеренных начальных параметрах пара (не более 9 МПа и 535 °С). При больших температурах размещение сопловых коробок только в одной половине корпуса турбины (верхней или нижней) приводит к значительной тепловой неравномерности по ее окружности.

В этих случаях сопловые коробки располагаются по всей окружности паровпуска, при этом каждый регулирующий клапан имеет свой индивидуальный выходящий наружу шток.

Регулирующие клапаны являются важными органами системы регулирования, и к ним предъявляются высокие требования. Работа клапанов должна быть исключительно надежной. При полном закрытии клапаны должны плотно прилегать к своим седлам во избежание пропусков пара и разгона турбины при сбрасывании нагрузки. При полном же открытии потери давления в клапанах должны быть невелики, так как дросселирование пара в них приводит к снижению используемого теплоперепада и КПД турбины.

Для впуска пара в турбину обычно используются односедельные клапаны, обеспечивающие достаточно плотное прилегание к седлу при полном закрытии. Поверхность клапана выполняется шарообразной формы для сохранения его плотности при небольших перекосах. Седла клапанов имеют расширяющиеся каналы (диффузоры), позволяющие на расчетном режиме частично восстанавливать давление пара перед соплами регулирующей ступени.

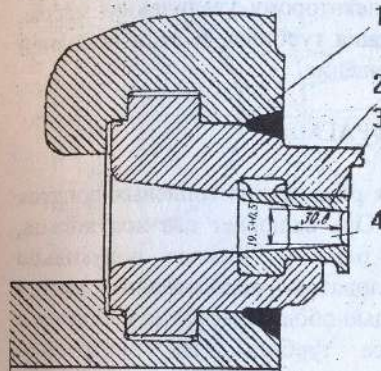
При значительных давлениях пара усилия, необходимые для отрыва клапана при его открывании, сильно растут и могут достигать нескольких тонн вследствие увеличения разности давлений перед и за клапаном. Эти усилия особенно велики в регулирующем клапане, открываемым первым, поскольку перед клапаном может быть полное давление, а за ним - вакуум.

Значительное снижение усилия, необходимое при открытии клапана, получается, если он выполняется разгруженным. При этом разгрузочный клапан малого диаметра открывается первым, в

результате чего давление P_1 за основным клапаном повышается. Это приводит к уменьшению разности давлений $P_0 - P_1$, и, следовательно, к снижению усилий, действующих на основной клапан. В практике турбостроения встречаются и другие способы разгрузки.

9.6. СОПЛОВЫЕ АППАРАТЫ ПЕРВЫХ СТУПЕНЕЙ

Сопловые аппараты первых ступеней цилиндров турбины обычно устанавливаются не в диафрагмах, а в расточках сопловых коробок или непосредственно в расточках корпуса турбины.



1 коробка или непосредственно в расточках корпуса турбины.

На рис. 9.11 показана конструкция соплового аппарата одновенечной регулирующей ступени турбины ЛМЗ. В сопловой коробке 1 выполнен паз, в который вварена обойма 2 с сопловым сегментом 3. В этом сегменте размещаются сопловые лопатки 4. Поверхность сопловых каналов сегмента подвергается азотированию для повышения сопротивления износу от воздействия пара и твердых частиц, содержащихся в нем.

Рис. 9.11. Сопловый аппарат регулирующей ступени турбины ЛМЗ

9.7. ОБОЙМЫ

Диафрагмы паровой турбины могут устанавливаться или непосредственно в ее корпусе, или в специальных обоймах, объединяющих несколько диафрагм.

Обойма представляет собой цилиндрическое тело с внутренними расточками для установки диафрагм. Она состоит из двух половин, скрепляемых горизонтальным фланцевым разъемом. Обойма устанавливается в корпусе так, чтобы при любых тепловых состояниях сохранялась центровка обоймы и самой турбины.

Использование обойм для установки диафрагм вместо установки их в корпусе имеет определенные преимущества.

Пространство между соседними обоймами полезно используется для размещения патрубков отбора пара на регенеративный подогрев питательной воды. Безобойменная конструкция требует больших осевых зазоров между ступенями в месте отбора, что приводит к полной потере энергии с выходной

скоростью. Следует также иметь в виду, что при безобойменной конструкции и малых осевых зазорах в сечении отбора создается значительная окружная неравномерность скоростей и давлений, которая может вызывать вибрацию лопаток.

Тепловые деформации и коробление корпуса, возникающие при различных переходных режимах, слабее проявляются на зазорах и уплотнениях при обойменной конструкции турбины. Это обусловлено тем, что быстрые изменения температуры пара при резких изменениях нагрузки не передаются также быстро на внутреннюю поверхность корпуса из-за экранирующего действия обойм, что уменьшает температурные напряжения в корпусе.

Применение обойм приводит к некоторому увеличению массы, габаритов и трудоемкости изготовления турбины. В этом основной недостаток такого конструктивного решения.

9.8. ДИАФРАГМЫ

Диафрагма предназначена для размещения сопловых лопаток и установки сегментов уплотнений. Она включает два полукольца, соединяемых по горизонтальному разьему. Каждое полукольцо состоит из обода, тела и сопловых лопаток, расположенных между ободом и телом диафрагмы. С помощью обода диафрагма крепится в расточке обоймы или в корпусе турбины. На внутренней цилиндрической поверхности диафрагмы предусматривается специальная фигурная расточка для установки сегментов уплотнения.

В современных турбинах используются в основном литые и сварные диафрагмы. Конструкция литой диафрагмы приведена на рис. 9.12. Стальные сопловые лопатки устанавливаются в литейную форму и заливается чугуном для получения отдельных половин диафрагмы. После обработки разьема каждой половины диафрагма соединяется, и дальнейшая обработка ее ведется в собранном виде. Для центровки половин диафрагмы относительно друг друга служат две вертикальные шпонки 11, устанавливаемые на торцевых поверхностях обода диафрагмы.

Нижняя половина диафрагмы 3 при сборке подвешивается на лапках 4, а верхняя половина 7 свободно ложится на нижнюю. При открытии цилиндра верхняя половина удерживается от выпадения из обоймы лапками 5 и стопорными шайбами, закрепленными в верхней части обоймы 9. Для совмещения вертикальных плоскостей диафрагмы и обоймы в нижней ее половине 1 устанавливается шпонка 2.

Штифты 10 фиксируют осевое положение диафрагмы, не препятствуя ее тепловому расширению при осевом зазоре равном $0,1 \div 0,2$ мм между обоймой и диафрагмой. Для свободного радиального расширения между диафрагмой и обоймой оставляется

радиальный зазор $2,5 \div 3$ мм. В теле диафрагмы делается фигурная расточка, куда заводятся сегменты 6 лабиринтового уплотнения.

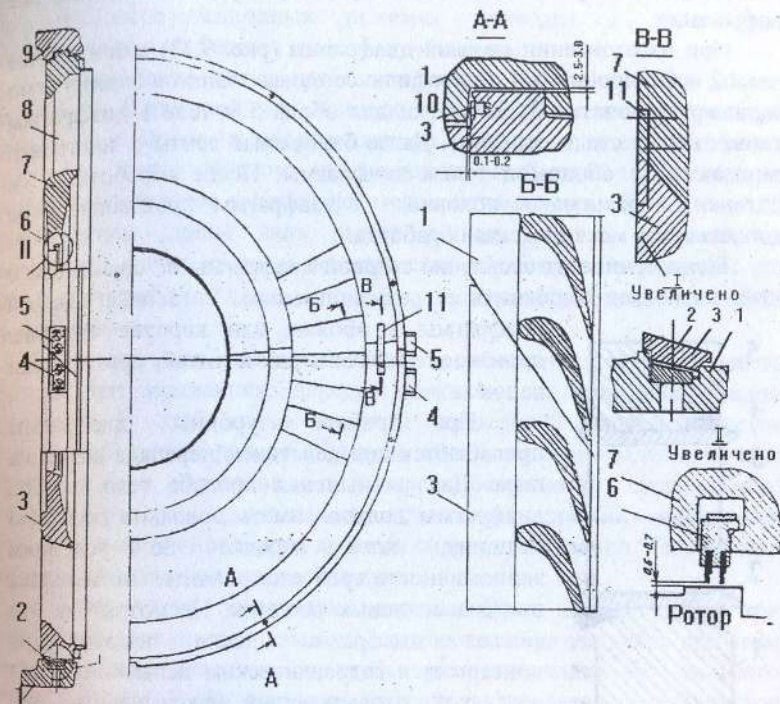


Рис. 9.12. Литая диафрагма

особенностью литых диафрагм является наличие косо́го разьема. Это связано с тем, что при выполнении прямого разьема неизбежно разрезаются сопловые лопатки 8. Поскольку точность литья невысока, совместить до полного совпадения части разрезанной лопатки не удастся. Искажение сопловых каналов в зоне разьема способствует появлению возмущающей силы, которая может вызвать вибрацию лопаток. Косой разьем исключает разрезку лопаток.

Литые диафрагмы из-за хороших литейных качеств чугуна технологичны и относительно дешевы. Однако применение чугуна ограничивается температурой около 250°C . При больших температурах с течением времени из-за изменения структуры наблюдается «рост» чугуна, сопровождающегося увеличением его объема. Такое явление приводит к заклиниванию диафрагмы в расточке корпуса, ее прогибу и появлению трещин. При этом могут возникать задевания в уплотнениях. Поэтому при температурах свыше 250°C диафрагмы выполняются из стального литья, качество которого обычно ниже чугунного. Между тем с повышением

начальных параметров пара уменьшаются длины лопаток, для которых точность изготовления имеет большое значение. В основном по этой причине при высоких параметрах пара применяются сварные диафрагмы.

При изготовлении сварной диафрагмы (рис. 9.13) в бандажные ленты 2 и 4 с пробитыми по профилю сопловых лопаток отверстиями привариваются лопатки 3. Заготовки для обода 5 и тела 1 диафрагмы отливаются из стали отдельно. Далее бандажные ленты с лопатками свариваются с ободом и телом диафрагмы. После обработки и подгонки разъема половин диафрагмы производится ее окончательная механическая обработка.

Более точное изготовление сварной диафрагмы по сравнению с литой позволяет выполнить ее разъем прямым. Установка сварной диафрагмы в обойме или корпусе турбины производится также, как и литой, при помощи лапок.

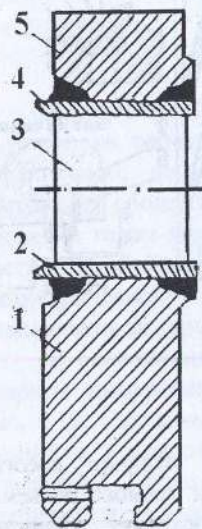


Рис.9.13. Сварная диафрагма

При работе турбины диафрагмы прогибаются под действием перепада давления пара. Для уменьшения прогиба тело и обод диафрагмы должны иметь довольно большую толщину, хотя нередко по условиям экономичности требуется значительно меньшая ширина сопловых решеток. Несмотря на это каждая диафрагма после изготовления подвергается гидравлическим испытаниям под нагрузкой, превышающей максимальную при эксплуатации в 1,5 раза.

В наиболее трудных условиях находятся диафрагмы первых ступеней ЦВД из-за высокой температуры и возникновения явления ползучести: под длительным воздействием большого перепада давления в диафрагме появляется значительный остаточный прогиб, который приводит к уменьшению осевых зазоров в уплотнениях и проточной части и, следовательно, к возможному задеванию вращающихся деталей о неподвижные части турбины.

9.9. УПЛОТНЕНИЯ

В паровых турбинах различают следующие уплотнения: концевые, диафрагменные и надбандажные.

Концевые уплотнения должны обеспечивать минимальные утечки пара. При заданном перепаде давления утечки зависят от величины радиальных зазоров в уплотнении и количества

уплотняющих гребешков. Чем меньше зазор, тем меньше утечка. Однако радиальные зазоры нельзя принимать слишком малыми, поскольку повышенная вибрация турбины при ее наладке, пусках и других эксплуатационных режимах приводит к задеваниям, срабатыванию гребешков и росту утечки пара.

Увеличение числа гребешков связано с увеличением длины ротора и снижением его жесткости, вследствие чего возрастают радиальные зазоры в уплотнениях во избежание задеваний. Таким образом, между числом уплотняющих гребешков и размерами радиальных зазоров имеется некоторое оптимальное соотношение. С увеличением длины вала растет расход металла, усложняется технология литья,ковки и механической обработки. Несмотря на это во многих турбинах длина концевых уплотнений достигает $30 \pm 40\%$ длины вала.

Конструкция уплотнения должна обеспечивать безопасность ротора при задеваниях, нередко возникающих при эксплуатации турбины. В этой связи наиболее серьезной аварией является остаточный прогиб ротора, образующийся вследствие задеваний вала гребешками и перегрева его на части окружности. Центры масс сечений ротора, получившего остаточный прогиб, смещаются относительно оси вращения, вызывая сильную вибрацию. Такой ротор правят в специальных заводских печах.

Конструкция уплотнения должна быть такой, чтобы при случайных задеваниях гребешков количество образующейся при этом теплоты было невелико, и чтобы она отводилась без сильного разогрева вала. В современных турбинах применяется металлическое уплотнение, в основном лабиринтового типа. При этом наблюдается тенденция к упрощению уплотнения с тем, чтобы повысить его надежность.

При сравнительно невысоких температурах в местах расположения уплотнений на вал обычно насаживаются втулки, защищающие его от прогиба при задеваниях. Такая конструкция на турбинах высоких параметров пара оказалась ненадежной и в настоящее время не применяется (при высоких температурах происходит ослабление втулки на валу).

На рис. 9.14 показана конструкция концевого уплотнения ЦВД сравнительно мощной конденсационной турбины на сверхкритических параметрах пара. Она иллюстрирует разницу осевых зазоров в уплотнениях в зависимости от близости к упорному подшипнику. В уплотнении, расположенном рядом с упорным подшипником (рис. 9.14, в), осевой зазор составляет 3,7 мм, а в уплотнении, установленном на противоположной стороне ЦВД, осевые зазоры достигают 7 мм (9.14, б), т.е. почти в 2 раза больше. Втулки в уплотнении отсутствуют, а уплотняющие гребешки зачеканиваются или завальцовываются по окружности в канавках

ротора с помощью проволоки из нержавеющей стали (например, 12Х13). Уплотняющий гребешок представляет собой кусок тонкой ленты толщиной 0,2 - 0,3 мм с профильной частью, соответствующей канавке в роторе. Лента изготавливается из жаропрочной нержавеющей стали методом холодной прокатки.

Технология изготовления и установки рассмотренного уплотнения (рис. 9.14) довольно сложна, но обладает высокой надежностью. При задевании гребешков количество образующейся теплоты пропорционально площади истираемого материала. Поскольку толщина гребешков мала, то и теплоты образуется немного. Кроме того, тонкий гребень является сопротивлением для прохода теплоты к валу, большая часть которой отводится паром, идущим через уплотнение.

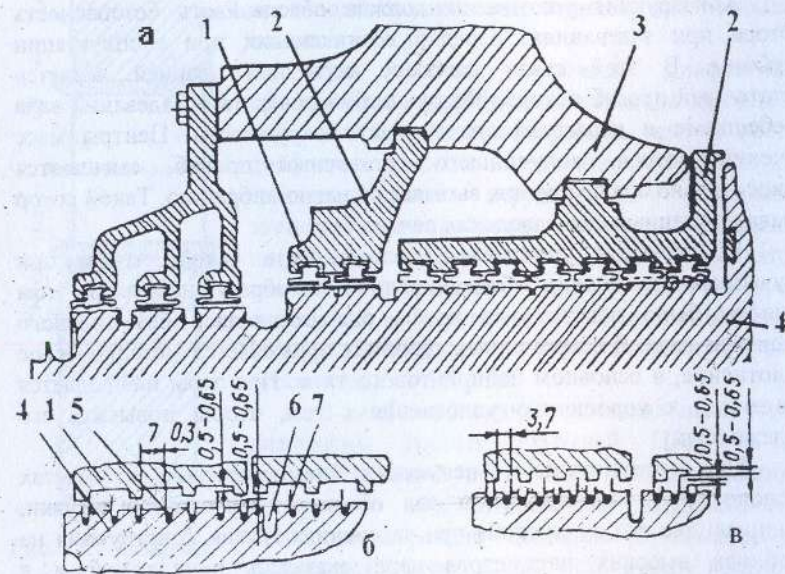


Рис. 9.14. Концевое уплотнение ЦВД:

а - общий вид уплотнения; б - уплотнение, расположенное на стороне, противоположной упорному подшипнику; в - уплотнение у упорного подшипника; 1 - сегмент уплотнения; 2 - обойма уплотнения; 3 - корпус турбины; 4 - ротор; 5 - завальцованная проволока; 6 - тепловая (компенсационная) канавка; 7 - гребешок уплотнения

Для большей гарантии предупреждения прогиба вала от задеваний на его поверхности после каждого сегмента уплотнений делаются, так называемые, тепловые или компенсационные окружные канавки увеличенной глубины. Сильно разогретый участок вала

между тепловыми канавками может свободно расширяться в осевом направлении, не вызывая прогиба ротора. Диафрагменные и надбандажные уплотнения в конструктивном исполнении отличаются от концевых только меньшим количеством уплотняющих гребешков:

9.10. ПОДШИПНИКИ

Подшипники турбины обеспечивают необходимое положение вращающегося ротора относительно статора, воспринимая действующие на него нагрузки.

Радиальные нагрузки от веса ротора, его неуравновешенности и расцентровки воспринимаются опорными подшипниками. Их конструкция и соединение с корпусом турбины должны обеспечивать необходимые радиальные зазоры в проточной части и уплотнениях.

Осевые усилия от разности давлений на рабочих колесах, неуравновешенности других осевых сил, действующих на ротор, воспринимаются упорным подшипником. Его конструкция должна обеспечивать соответствующие осевые зазоры. Обычно упорный подшипник конструктивно совмещается с одним из опорных подшипников. Такое совмещение образует опорно-упорный или комбинированный подшипник.

В современных паровых турбинах применяются, как правило, подшипники скольжения. Они отличаются долговечностью, надежностью, хорошей сопротивляемостью статическим и динамическим нагрузкам при высоких окружных скоростях.

Основным элементом опорного подшипника является вкладыш, в расточке которого располагается шейка вала ротора. Вкладыш устанавливается в корпусе на опорных колодках так, чтобы совпадали оси расточки вкладыша, концевых и диафрагменных уплотнений.

Типичная конструкция опорного вкладыша, применяемая ЛМЗ, приведена на рис. 9.15.

Вкладыш состоит из двух половин 1 и 3, соединяемых четырьмя болтами 2, из которых два выполнены призонными, для точной фиксации половин относительно друг друга при обработке и сборке после изготовления.

В корпусе подшипника вкладыш устанавливается на четырех опорных колодках 4 с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Между колодками и вкладышем ставятся прокладки 5, с изменением толщины которых меняется положение вкладыша по отношению к корпусу подшипника, и таким образом осуществляется центровка расточек вкладыша, концевых и диафрагменных уплотнений.

Масло для смазки шейки вала подводится через отверстие в одной из колодок по каналу 7 в развал 6 и направляется в верхнюю половину вкладыша, выполненную с маслораздаточной канавкой 9.

Развалы (местные выборки в горизонтальной плоскости вкладыша) делаются для увеличения расхода масла на охлаждение и создание устойчивого масляного клина, а маслораздаточные канавки – для улучшения охлаждения верхней половины вкладыша. С целью уменьшения расхода масла развал и маслораздаточная канавка выполняются не до торцов вкладыша. Для регулирования подачи масла в колодку устанавливается регулирующая диафрагма 8. Для исключения возможности вращения вкладыша в его горизонтальной плоскости предусматриваются стопорные планки. Вкладыш устанавливается в обойме или корпусе подшипника с небольшим натягом ($0,05 \div 0,15$ мм).

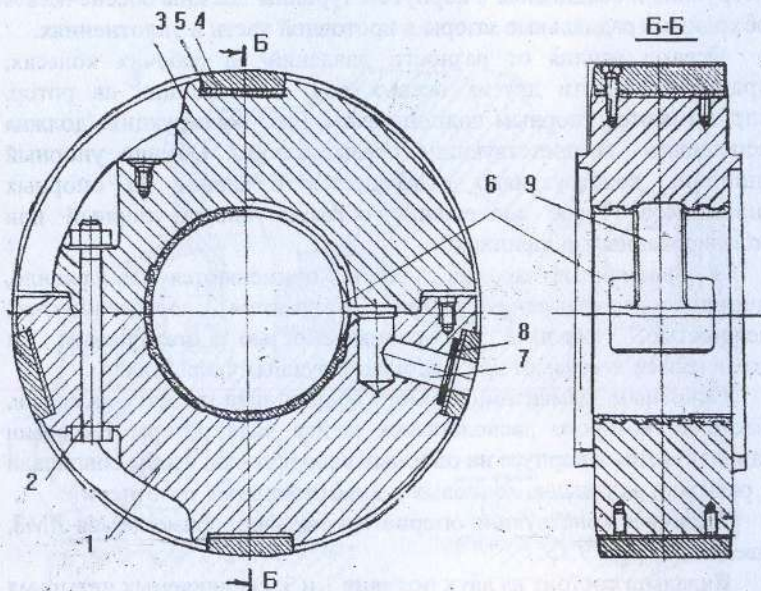


Рис. 9.15. Опорный вкладыш ЛМЗ

Нормальная работа опорного подшипника обеспечивается наличием масляной пленки (масляного клина) между шейкой вала и расточкой вкладыша. При медленном вращении вала между его шейкой и расточкой вкладыша наблюдается полусухое (полужидкое) трение, приводящее к быстрому износу трущихся поверхностей. Для его уменьшения расточку вкладыша покрывают антифрикционным сплавом (баббитом).

С увеличением частоты вращения шейка вала увлекает под себя все больший и больший слой прилипающего к ней масла. При некоторой частоте вращения произойдет всплытие шейки вала: между

ней и расточкой вкладыша появится устойчивый масляный слой. Зазор между шейкой и вкладышем постепенно сужается, образуя масляный клин.

Опыт эксплуатации показывает, что нормальная работа вкладыша обеспечивается при минимальной толщине масляной пленки примерно равной 20 мк. При этом радиальный зазор между шейкой вала и расточкой вкладыша должен составлять $0,002 \div 0,004$ диаметра шейки.

Масло является не только смазкой, но и охладителем. С помощью масла отводится теплота, идущая по валу от горячих частей турбины (около 10 - 20 % от теплоты, выделяющейся в подшипнике за счет трения в масляном слое). Расход масла должен быть достаточным для поддержания температурного уровня масла и подшипника (обычно температура масла на входе в подшипник должна составлять 35 - 45 °С, а на выходе из него – не более 65 °С).

Размеры опорного подшипника зависят от диаметра шейки вала, который возрастает с увеличением мощности (крутящего момента) турбины. Так, диаметр шейки вала турбины К-100-90 ЛМЗ составляет 360 мм, а турбины К-1200-240 ЛМЗ уже 600 мм. При этом ширина вкладыша по отношению к диаметру шейки (расточке вкладыша) обычно находится в пределах $0,65 \div 0,80$.

Большое влияние на работу подшипника оказывает форма расточки вкладыша. Наиболее употребительными являются цилиндрическая и овальная («лимонная») расточки.

Цилиндрическая расточка технологически проще и широко применяется для турбин сравнительно небольшой мощности. С ростом мощности и, следовательно, размеров подшипника вращение роторов в цилиндрических вкладышах нередко характеризуется неустойчивостью и интенсивной вибрацией. В таких случаях используется овальная расточка, и масляный клин образуется не только в нижней, но и в верхней части вкладыша. При этом образуется сила давления на верхнюю часть шейки, препятствующая развитию интенсивных колебаний вала.

При очень больших мощностях турбин овальная расточка вкладыша часто также не обеспечивает требуемую виброустойчивость вала, и тогда применяется сегментный (многоклиновый) подшипник. В таком подшипнике шейка вала находится между несколькими сегментами – колодками (от 4 до 6), которые могут поворачиваться вокруг точки опоры. При подводе масла у каждой колодки образуется масляный клин. Таким образом, шейка вала как бы удерживается в центре с помощью клиньев, которые препятствуют неустойчивому вращению вала.

Упорный подшипник воспринимает осевое усилие, действующее на ротор, и фиксирует его положение в осевом

направлении, обеспечивая необходимые зазоры в проточной части турбины.

В паровых турбинах используются только сегментные упорные подшипники.

На рис. 9.16 показана конструкция опорно-упорного подшипника, разработанного КТЗ для турбин, выпускаемых этим заводом для предприятий ЦБП.

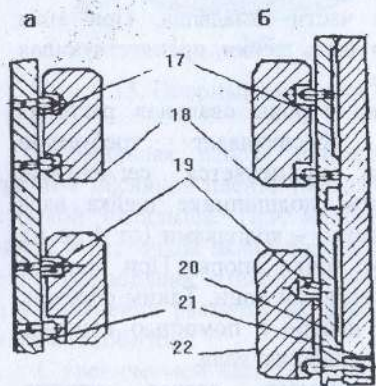
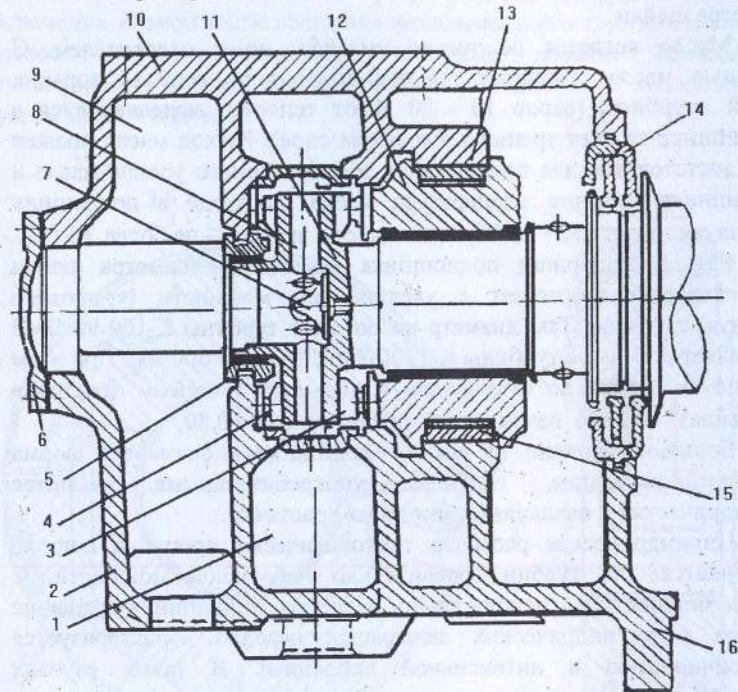


Рис.9.16. Опорно - упорный подшипник КТЗ:
а - установочные колодки; б - рабочие колодки

В корпусе 2 и крышке 10 подшипника, крепящегося к турбине полуфланцем 16, размещается опорный вкладыш 12, состоящий из двух половин, скрепляемых болтами и удерживаемых от вращения

стопорными шайбами. Центровка опорного вкладыша осуществляет-

ся колодками 13 и 15. Корпус подшипника уплотняется маслоотбойным устройством 14.

В корпусе подшипника установлены регулировочные прокладки 21 и пружинное кольцо 20, в отверстия вставлены штифты 19 для установки упорных колодок 3 и 4. Усилия, действующие на колодки, выравниваются за счет деформации пружинного кольца.

При работе турбины колодки могут поворачиваться вокруг упорной призмы 17. Между рабочими 3 и установочными 4 колодками помещается гребень (диск) 11 упорного подшипника, через который упорным колодкам передается осевое усилие, действующее на ротор. Упорный гребень 11 одновременно является рабочим колесом главного масляного насоса турбины. Из камеры всасывания 9, закрытой крышкой 6, масло поступает в цилиндрическую торцевую полость вала и направляется обтекателем 7 к радиальным сверлениям 8 в упорном диске, откуда центробежными силами подается в камеру нагнетания 1, изолированную от камеры всасывания плавающим уплотнением 5.

При вращении гребня, поступающему из камеры всасывания в радиальные сверления, маслу сообщается энергия, и его давление повышается примерно до 0,7 МПа. Несущая способность рабочих и установочных колодок со скошенными входными кромками 18 и рабочей поверхностью 22 при таком давлении масла существенно увеличивается.

В одной из рабочих колодок предусмотрено отверстие для измерения давления в масляной пленке, и сделан отвод масла из корпуса подшипника. Давление масла измеряется электроконтактным манометром. В случае падения давления до $0,9 \pm 0,7$ МПа, при котором исчезает масляная пленка, манометр подает сигнал на прекращение подачи пара в турбину.

Упорная колодка является основным элементом упорного подшипника. Наибольшая несущая способность колодки (рис. 9.17) определяется соотношениями: $B/L \approx 1$; $h/B \approx 0,5$. Радиальное ребро, к которому подводится свежее масло, называется входным, а противоположное - выходным. Центральный угол образованный входным и выходными ребрами, составляет $28-35^\circ$. В корпусе колодка устанавливается свободно на штифтах.

Колодка упорного подшипника выполняется из бронзы, обладающей высокой теплопроводностью и сравнительно малым коэффициентом теплового расширения. Эти свойства бронзы обуславливают небольшую разность температур по толщине колодки и ее малую деформацию, которая оказывает наибольшее влияние на несущую способность колодки. Иногда для колодок применяется медь, обладающая очень высокой теплопроводностью. Эта мера

также не всегда исключает довольно значительную тепловую деформацию колодки и снижение ее несущей способности.

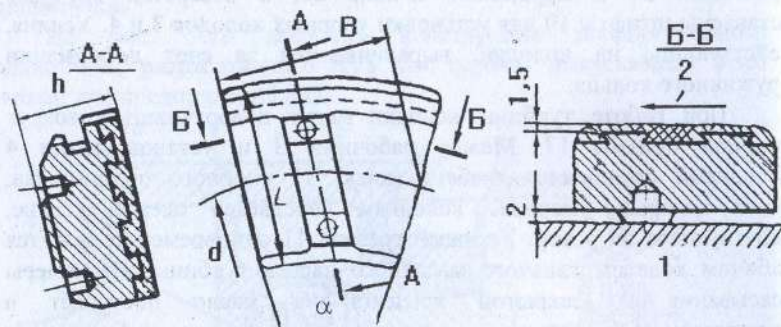


Рис. 9.17. Упорная колодка:
1 – ребро качения; 2 – направление вращения упорного диска

В последнее время нашли применение слоенные колодки (рис. 9.18). Слоенная колодка представляет собой стальное основание, на которое припаяна тонкая медная пластинка с баббитовой заливкой. Между пластинкой и основанием имеются каналы для прохода охлаждающего масла, обеспечивающего съем теплоты с медной пластины и ее малую деформацию. В соответствии с опытами использование слоенных колодок увеличивает в $1,8 \div 2,0$ раза несущую способность подшипника. Оптимальное число упорных колодок любой конструкции составляет $6 \div 8$.

Нормальная толщина баббитовой заливки на упорных колодках примерно равна 1,5 мм. Из-за износа и периодической шабровки толщина баббита уменьшается и при величине $0,8 \div 0,9$ мм колодка перезаливается.

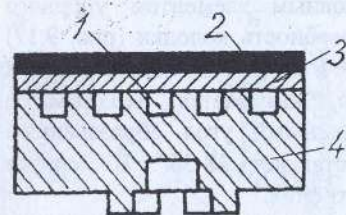


Рис. 9.18. Конструкция слоенной колодки:
1 – каналы для охлаждения;
2-баббитовая заливка; 3 – медная пластинка; 4– стальное основание

В упорных подшипниках, кроме основных (рабочих) колодок, предусматриваются дополнительные (установочные) колодки с другой стороны гребня. Установочные колодки также, как и рабочие фиксируют осевое положение ротора при пусках и остановках турбины, при малых ее нагрузках, т.е. на таких режимах, когда действующая на ротор осевая сила мала или равна нулю.

Выход упорного подшипника из строя происходит вследствие сверхмерного выделения теплоты, потери масляным слоем несущей

способности и выплавления баббитовой заливки колодок. Большое количество теплоты может выделиться из-за слишком малой толщины масляного слоя или вследствие недостаточного отвода теплоты. Толщина масляного слоя на выходе из колодок не должна быть меньше $50 \div 60$ мк; при этом допустимая удельная нагрузка на колодку составляет $1,5 \div 2,0$ МПа. При высоком качестве изготовления и состоянии поверхностей упорного гребня и колодок, отсутствии вибрации ротора толщину масляного слоя можно снизить до 40 мк при нагрузке $3,5 \div 4,0$ МПа.

Выбор толщины масляного слоя зависит не только от качества изготовления несущих поверхностей подшипника, но и от нагрева масла в слое. При малых толщинах слоя под колодкой проходит небольшое количество масла и оно сильно нагревается (до 90°C и выше). Дальнейшее повышение нагрузки может привести к расплавлению баббитовой заливки.

Для заливки опорных вкладышей и упорных колодок подшипников используется баббит марки Б83 с оловянистой основой (83%), с 11% сурьмы и 6% меди. Олово обеспечивает высокую пластичность сплава и способность легко деформироваться под действием сосредоточенной нагрузки (например, веса ротора), создавая равномерное распределение усилия на нагруженные поверхности. Сурьма образует в олове твердые включения, обеспечивая высокое сопротивление истиранию. Медь делает сплав однородным.

9.11. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Устройства, соединяющие роторы отдельных цилиндров, а также роторы турбины и генератора, называются муфтами. Совокупность роторов, скрепленных муфтами, образует валопровод. На элементы муфты, кроме центробежной силы и крутящего момента, действуют другие переменные нагрузки, вызывающие усталостные напряжения. Если два вала соединены муфтой с радиальной расцентровкой δ (рис. 9.19, а) или с изломом γ (рис. 9.19, б), или с тем и другим одновременно (рис. 9.19, в), при этом δ и γ превышают допустимые значения, то это приводит к интенсивной вибрации валопровода и переменным нагрузкам в соединительных болтах муфты.

Различают жесткие, полужесткие (полугибкие) и подвижные (гибкие) муфты. В мощных турбинах применяются почти исключительно жесткие муфты, не допускающие в условиях работы радиальной и угловой расцентровки.

Простейшая жесткая муфта (рис. 9.20) представляет собой два полуфланца 1 и 3, откованные заодно с валом ротора. Центровка

муфты осуществляется с помощью пояса и выточки, выполненных на торцевых поверхностях полуфланцев. Поэтому при подъеме роторов сначала они раздвигаются двумя диаметрально расположенными отжимными болтами, ввинчиваемыми в отверстия 4 на время демонтажа.

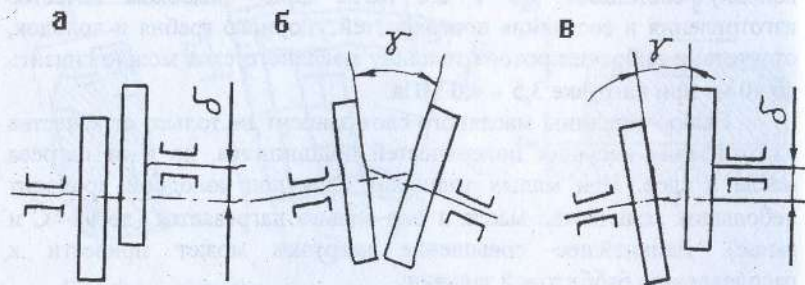


Рис. 9.19. Расцентровка роторов:
а – радиальная; б – угловая; в – смешанная

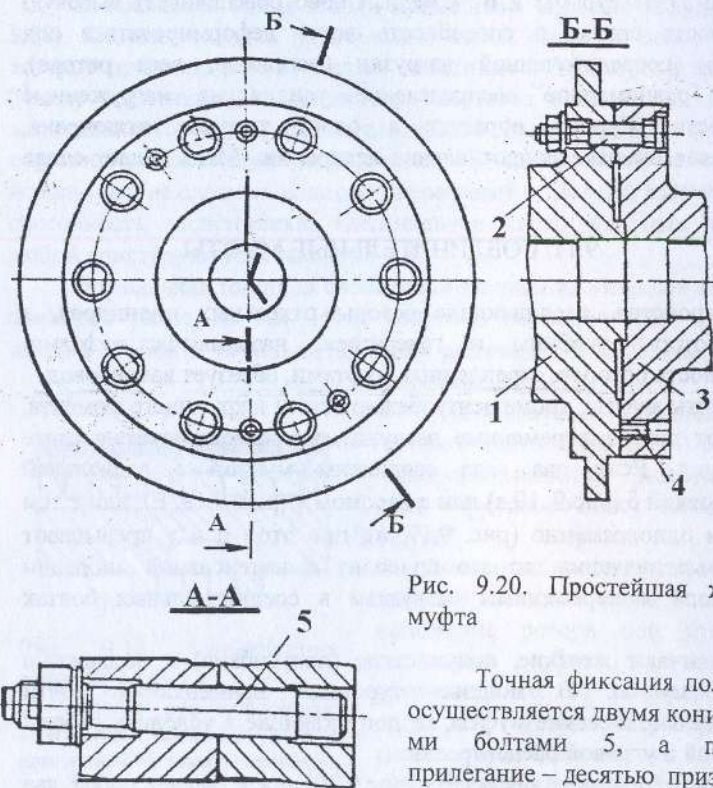


Рис. 9.20. Простейшая жесткая муфта

Точная фиксация полумуфт осуществляется двумя коническими болтами 5, а плотное прилегание – десятью призонными болтами 2, которые устанавливаются в строго соосные отверстия, обработанные по

седьмому классу чистоты поверхности, с зазором $0,01 \div 0,02$ мм. Призонные болты затягиваются равномерно, а усилие затяжки контролируется по их удлинению. В правильно собранной муфте крутящий момент с вала на вал передается за счет сил трения между торцами полумуфт.

Конструкция полужесткой муфты показана на рис. 9.21. Полу­муфты 4 и 8 закрепляются на конических концах валов 1 и 9. При посадке муфты следят за совпадением шпоночных пазов в вале и полу­муфте, куда затем устанавливаются составные шпонки, каждая из которых состоит из двух клинообразных частей: короткой и длинной. Длинная часть 2 вставляется в шпоночный паз до упора, затем вставляется короткая часть 3, выступающий конец которой входит в паз под ударами медной выколотки. Короткая часть шпонки стопорится винтом.

Между полу­муфтами устанавливается соединительный элемент 6 с одним или несколькими компенсаторами 7. Взаимная фиксация соединительного элемента и полу­муфт осуществляется коническими болтами 10 с последующей затяжкой призонных болтов 5 со строго заданной силой.

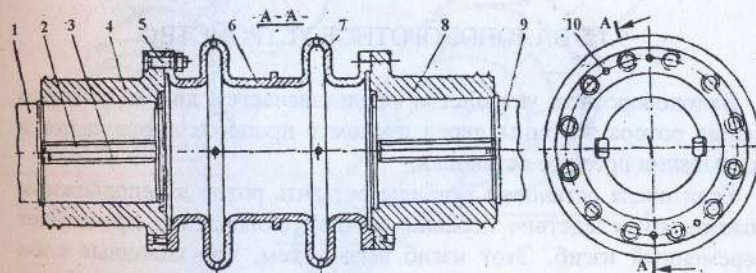


Рис. 9.21. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ

Компенсаторы 7 допускают небольшой перекос осей соединяемых валов, но не допускают радиального смещения. Поэтому такие муфты и называются полужесткими (полу­гибкими).

К подвижным муфтам относятся зубчатые и кулачковые муфты. Зубчатая муфта состоит из двух полу­муфт, каждая из которых насаживается и закрепляется на валу описанным выше способом. Нарезанные на внешней поверхности полу­муфт и внутренней поверхности кожуха зубья эвольвентного профиля, находясь в зацеплении, передают крутящий момент с ведущего вала на кожух, а затем – с кожуха на ведомый вал.

Зубчатая муфта допускает осевое смещение полу­муфт относительно друг друга (до $3 \div 4$ мм), возникающее, например, при

тепловых расширений роторов, каждый из которых имеет свой упорный подшипник.

В кулачковой муфте насаженные с натягом на вал полумуфты имеют осевые пазы, куда вставляются пакеты плоских пружин, через которые передается крутящий момент. Выпадение пакетов пружин в радиальном и их сдвиг в осевом направлениях исключается боковыми кольцами, закрепленными на полумуфтах. Муфта допускает радиальную расцентровку и раскрытие по верху до 0,1 мм.

Зубчатые и кулачковые муфты допускают относительно большие расцентровки и некоторое осевое перемещение. Однако они нуждаются в обильной смазке, и их надежная работа возможна только при хорошем качестве поверхностей трущихся элементов, когда силы трения будут малы. В противном случае возникают задевания, и муфта начинает работать как жесткая, что приводит к повышению вибрации и дополнительным усилиям на колодки упорного подшипника. Плохая работа подвижных муфт являлась причиной повреждений упорных подшипников. Вероятность заклинивания муфт этого типа возрастает с увеличением передаваемой мощности, и поэтому гибкие муфты применяются в основном для турбин сравнительно малой мощности.

9.12. ВАЛОПОВОРОТНОЕ УСТРОЙСТВО

Валоповоротное устройство предназначается для медленного вращения ротора турбины перед пуском в процессе прогрева и при остывании после ее остановки.

Если после остановки турбины оставить ротор в неподвижном состоянии, то вследствие неравномерности охлаждения произойдет его временный изгиб. Этот изгиб вызван тем, что холодные слои среды скапливаются в нижней, а горячие в верхней части турбины. Вследствие этого волокна вала, расположенные снизу, сокращаются быстрее, и ротор выгибается, приобретая кривизну. Пуск неостывшей турбины с таким разбалансированным ротором приведет к сильной вибрации и возможным задеваниям в ее проточной части.

Искривление неподвижного вала ротора может произойти и при пуске турбины, когда перед созданием вакуума к ее концевым уплотнениям подается пар. Поскольку подвод пара с температурой около $130 \div 140$ °С осуществляется не по всей окружности камеры подвода, то в результате неравномерного нагрева вала по окружности произойдет его изгиб.

Таким образом, ротор при остывании турбины и перед ее пуском обязательно должен медленно вращаться валоповоротным устройством с частотой порядка $4 \div 5$ об/мин.

При длительном вращении ротора с малой частотой вращения возможно нарушение масляной пленки в зазорах между шейками вала

и вкладышами и возникновение полусухого трения, вызывающего износ баббитовой заливки подшипников. Поэтому иногда непрерывное вращение ротора заменяется регулярным проворачиванием его на 180° . В этом случае искривившийся вверх ротор после последующего поворота на 180° выпрямляется. Поворачивая ротор на 180° через определенные промежутки времени, можно держать турбину в работоспособном состоянии.

Валоповоротное устройство включает редуктор и вращающий его электродвигатель. Схема такого устройства приведена на рис.9.22. Электродвигатель 1 вращает червяк 2, связанный с червячным колесом 3, насаженным на валик 4, вдоль которого может перемещаться по специальной винтовой нарезке ведущий червяк 5. Если червяк 5 находится в зацеплении с зубьями шестерни 6, насаженной с натягом на одну из полумуфт вала 7, то ротор турбины при работе электродвигателя будет медленно вращаться.

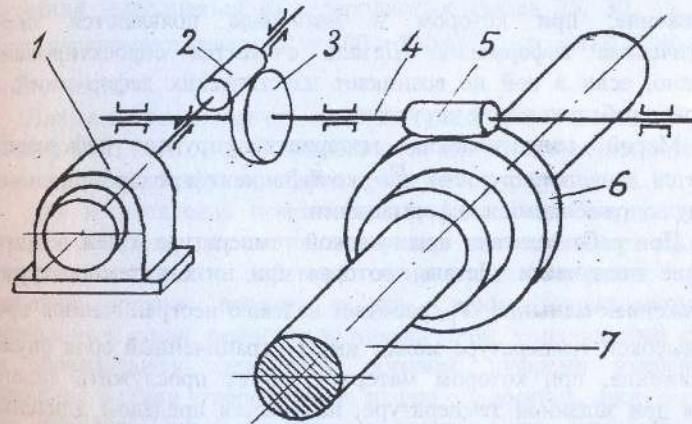


Рис.9.22. Схема валоповоротного устройства

Валоповоротное устройство автоматически отключается при частоте вращения ротора, несколько превышающей частоту его вращения от валоповоротного устройства.

9.13. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Создание надежно работающей и экономичной турбины невозможно без обеспечения механической прочности ее деталей, определяемой действующими и предельными нагрузками, которые может выдержать материал без разрушения.

Для оценки механической прочности детали в ней определяют напряжения, находят наиболее опасную точку, в которой они

максимальны, а затем сравнивают их с характеристикой прочности материала детали.

При работе материала при постоянных напряжениях и невысоких температурах его разрушение наступает при достижении напряжений, равных пределу прочности σ_e . Если к детали приложить усилие, создающее в ее сечении напряжение σ_e , то она разрушится, получив при этом остаточное удлинение. Отношение приращения длины образца к первоначальной длине называется относительным удлинением δ . Оно характеризует пластичность материала. Чем выше δ , тем материал пластичнее и имеет меньшую склонность к внезапному хрупкому разрушению.

Для оценки надежности деталей, работающих при постоянной нагрузке и умеренных температурах, используют не предел прочности, соответствующий разрушению, а предел текучести σ_s — напряжение, при котором в материале появляются первые пластические деформации. Деталь считается спроектированной надежно, если в ней не возникает пластических деформаций, т.е. материал работает в зоне упругости.

Мерой сопротивления материала упругим деформациям является модуль упругости E — коэффициент пропорциональности между напряжениями и деформациями.

При работе детали при высокой температуре в ней возникает явление ползучести. Деталь, которая при низких температурах и напряжениях меньших σ_s , работает надежно неограниченное время, при высокой температуре может иметь ограниченный срок службы. Напряжение, при котором материал может прослужить заданное время при заданной температуре, называется пределом длительной прочности $\sigma_{d,n}$.

При высоких температурах деталь медленно увеличивает свои размеры даже при неизменных внешних нагрузках. Напряжение, при котором при определенной температуре за расчетный срок службы деталь получает определенное относительное удлинение, называется пределом ползучести σ_n .

При работе деталей при переменных во времени напряжениях, даже значительно меньших предела текучести, в материале может возникнуть явление усталости. После определенного числа циклов нагружения в детали возникает трещина усталости. Напряжение, при котором материал может выдержать определенное число циклов нагружения, например 10^7 , называется пределом усталости.

Наряду с рассмотренными механическими характеристиками для материалов турбин важны также теплофизические характеристики, как коэффициент теплопроводности λ и

коэффициент линейного расширения α_m . Чем выше коэффициент λ , тем быстрее и равномернее прогревается деталь. Чем выше коэффициент α_m , тем больше деталь удлиняется при нагреве, и тем больше в ней возникают напряжения.

Основные детали турбин изготавливаются из стали, чугуна, сплавов и некоторых цветных металлов.

Углеродистые качественные стали используются для деталей турбин, работающих в области низких температур. Углеродистая сталь — сплав железа и углерода с содержанием последнего $0,05 + 1,7$ %. Эта сталь маркируется числом, указывающим содержание углерода в стали в сотых долях процента. Из сталей 10, 15, 20 изготавливаются листы для сварных корпусов ЦНД. Они имеют, соответственно, следующие механические характеристики: $\sigma_s = 210 + 250$ МПа, $\sigma_e = 340 + 420$ МПа, $\delta = 31 + 25$ %. Крепеж различного назначения выполняется из углеродистых сталей 25, 30, 35, 40 с такими характеристиками: $\sigma_s = 280 + 340$ МПа, $\sigma_e = 460 + 580$ МПа, $\delta = 23 + 19$ %.

Литые качественные стали обозначаются дополнительно буквой Л. Стали 15Л, 20Л, ..., 55Л применяются для изготовления корпусов паровых турбин, диафрагм, обойм, арматуры трубопроводов.

Для изготовления ответственных деталей турбин, например, роторов, лопаток, дисков используются легированные стали — углеродистые стали с добавкой легирующих элементов: хрома, молибдена, никеля, ванадия и др. Своими характеристиками легированные стали значительно превосходят углеродистые стали. Они обозначаются следующим образом: цифрами указывается содержание в стали углерода (одна цифра — в десятых, две — в сотых долях процента), затем по порядку записываются буквы русского алфавита, обозначающие легирующие элементы, а после каждой из них — их процентное содержание. При содержании легирующего элемента менее 1 % цифры опускаются. Легирующие элементы обозначаются следующими буквами: хром — Х, молибден — М, ванадий — Ф, никель — Н, титан — Т, вольфрам — В, алюминий — Ю, медь — Д, ниобий — Б, кобальт — К.

Легированные стали 12Х13, 20Х13, 15Х12ВМФ применяются для изготовления рабочих лопаток, бандажных лент, диафрагм. Из стали 34ХМА выполняются валы, диски, штоки клапанов. Для цельнокованых роторов применяются стали 20Х1М1, 20Х3ВМФ. Стали 34ХМ1А, 34ХН3МА применяются для изготовления сварных роторов, дисков сборных роторов. Из сталей 20ХМЛ, 20ХМФЛ, 15Х1М1 выполняются корпуса турбины, корпуса клапанов, сопловые и клапанные коробки.

Чугуны представляют собой сплав железа с углеродом при содержании последнего более 2 %. Для деталей турбин в основном используется чугун серый (углерод находится в свободном состоянии в форме чешуек, имеющих в изломе серый цвет) и высокопрочный чугун с добавкой $0,04 \div 0,06$ % магния.

Серый чугун обозначается буквами СЧ и двухзначными числами, указывающими значение предела прочности на растяжение. Серый чугун хорошо лется, поддается обработке резанием. Серый чугун СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20, СЧ 25 широко применяется для изготовления низкотемпературных корпусов ЦНД, корпусов подшипников, диафрагм, выходных патрубков и других деталей. Применение серых чугунов ограничивается температурой 250 °С.

Добавление в серый чугун модификаторов (ферросилиция и силикокальция) повышает его механические свойства. Такой чугун называется модифицированным. Он находит применение при температурах до 300 °С. Из модифицированных серых чугунов ВЧ 30, ВЧ 32, ВЧ 35 изготавливаются нагруженные детали, заменяющие стальное литье.

Высокопрочный чугун обозначается буквами ВЧ и числом, указывающим минимальное значение предела прочности при растяжении ($\text{МПа} \cdot 10^{-1}$). Из чугунов ВЧ 45, ВЧ 50, ВЧ 60 выполняются вкладыши опорных подшипников, уплотнительные кольца, направляющие втулки.

Кроме рассмотренных выше материалов на основе железа, в турбинах находят применение титановые сплавы для рабочих лопаток последних ступеней, цветные сплавы для трубок конденсаторов, баббиты для вкладышей подшипников и др.

Глава 10. ПУСК И ОСТАНОВ ТУРБИН

10.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПУСКОВ

Технология пуска турбины в большой степени зависит от температурного состояния оборудования перед пуском. Исходя из этого, различают пуски из холодного, неостывшего и горячего состояний.

При температуре турбины, не превышающей 150 °С и полностью остывшем паропроводе, пуск считается из холодного состояния. Для остывания турбины до такой температуры требуется не менее $80 \div 100$ ч.

Пускам из горячего состояния соответствует температура турбины свыше 400° и остывание ее до этого значения происходит за $5 \div 10$ ч.

Промежуточным значениям температуры турбины перед пуском соответствуют пуски из неостывшего состояния.

Основной принцип пуска заключается в том, чтобы он проводился с максимально возможной скоростью при условии надежной работы турбоагрегата.

10.2. ПУСК НЕБЛОЧНЫХ ТУРБИН ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

Пуск турбины производится паром номинальных параметров. Различают несколько этапов пуска: подготовка к пуску, пуск вспомогательного оборудования, прогрев паровпускного тракта, повышение частоты вращения ротора до номинальной с включением генератора в сеть, нагружение турбины.

Подготовка турбины к пуску заключается в осмотре оборудования, проверке систем маслоснабжения, регулирования и защиты турбины.

Пуск турбины начинается с включения масляного насоса и валоповоротного устройства, после чего запускается конденсационная и воздухоотсасывающая установки, подается пар на уплотнения турбины. При достижении вакуума в конденсаторе (порядка 0,04 МПа), допускающего сброс горячего пара, начинается прогрев подводящих трубопроводов путем плавного открытия вентилей на обводе главных паровых задвижек. Прогрев осуществляется до температуры, исключающей конденсацию пара.

Непосредственно перед толчком ротора паром проверяется прогиб вала по механическому и электрическому датчикам искривления. Искривление не должно превышать более чем на 0,03 мм технологический бой ротора. В противном случае ротор вращается валоповоротным устройством до его выпрямления.

Подача пара в турбину производится открытием регулирующих клапанов или через обводные линии (байпасы) главной паровой задвижки. Во втором случае главная паровая задвижка и байпас закрываются, перепускные трубы обеспариваются, полностью открываются регулирующие клапаны, после чего открытием байпасов начинается повышение частоты вращения ротора. В некоторых случаях открываются регулирующие клапаны сразу после закрытия байпасов и ротор толкается паром, аккумулированным в перепускных трубах. Турбину прослушивают, после чего открываются байпасы и устанавливается требуемая частота вращения. При полностью открытых регулирующих клапанах обеспечивается равномерный подвод пара во все сопловые коробки, хотя пуск частично открытыми регулируемыми клапанами технологически более прост.

Повышение частоты вращения ротора до номинальной ($n=50\text{с}^{-1}$) производится ступенями с выдержками на $5 \div 8\text{с}^{-1}$ и $16 \div 20\text{с}^{-1}$.

Особенно тщательно при повышении частоты вращения следят за вибрацией и искривлением ротора. При появлении значительной вибрации или искривлении ротора, превышающего 0,2 мм, пуск

прекращается, и ротор переводится на вращение валоповоротным устройством для выяснения причин вибрации.

Повышение частоты вращения с $n = 16 \div 20 \text{ с}^{-1}$ до 50 с^{-1} производится быстро, в течение $3 \div 7$ мин, так как большинство турбин в этом диапазоне имеет критические частоты ротора. При критической частоте вращения совпадает собственная частота колебаний ротора с частотой возмущающих сил, что может привести к резкому возрастанию вибрации.

При частоте, близкой к номинальной, останавливается пусковой насос системы регулирования. Частота вращения турбоагрегата уравнивается механизмом управления с частотой сети, генератор возбуждается, синхронизируется и включается в сеть.

После синхронизации закрываются дренажи, байпасы и полностью открывается главная паровая задвижка. Нагружение турбины осуществляется открытием регулирующих клапанов, а его темп определяется режимом прогрева турбины и, как правило, не превышает 1 % номинальной мощности в минуту. При достижении определенной нагрузки производятся необходимые переключения в системе регенерации.

Пуск противодавленческих турбин имеет некоторые особенности. Это связано с тем, что пар из выхлопа турбины попадает в теплосеть, имеющую фиксированное давление. Поэтому основной особенностью пуска является прогрев ее (при вращении валоповоротным устройством) паром теплосети через обводные клапаны задвижек, установленных на выхлопе турбины. При этом открываются регулирующие клапаны, дренажи корпусов, отборов и перепускных труб. Давление в турбине постепенно повышается до давления в тепловой сети путем полного открытия задвижек, связывающих турбину с теплосетью. После этого открываются байпасы главной паровой задвижки, ротор толкается паром и частота вращения повышается до номинальной. После синхронизации генератор включается в сеть.

Поскольку турбина работает по тепловому графику, регулятор давления включается сразу после синхронизации, а механизм управления турбиной по частоте вращения устанавливается в положение, соответствующее полной нагрузке, и он служит только для защиты турбины от разгона.

10.3. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА НЕБЛОЧНЫХ ТУРБИН ИЗ ГОРЯЧЕГО СОСТОЯНИЯ

Порядок пуска турбоагрегата из горячего и неостывшего состояний принципиально не отличается от пуска из холодного состояния. Отличие состоит только в длительности и порядке проведения отдельных операций, которые должны обеспечить

безопасный пуск и минимальный расход энергии на собственные нужды.

Основная трудность пусков из неостывшего состояния связана с различными скоростями остывания элементов турбины. Связано это с тем, что за время стоянки паропровод и арматура на нем (главная паровая задвижка, стопорный и регулирующий клапаны) остывают быстрее, чем сама турбина. Поэтому свежий пар, поступающий из стационарного коллектора и проходящий по паропроводу в турбину, остывает и может иметь более низкую температуру, чем ее металл.

Поступление охлажденного пара в турбину нежелательно по следующим основным причинам:

- быстрое охлаждение ротора относительно корпуса приводит к сокращению ротора и выборке выходных осевых зазоров;
- охлаждение ротора и корпуса турбины происходит неравномерно по толщине и в них возникают дополнительные температурные напряжения;
- захлаживание турбины приводит к необходимости повышать ее температуру, что вызывает ограничение по скорости набора нагрузки.

В связи с этим возникает необходимость предварительного прогрева пароподводящих трактов. Одновременно с прогревом паропроводов прогревают главные паровые задвижки, стопорные клапаны и перепускные трубы от стопорных к регуливающим клапанам.

Прогрев при пусках из горячего и неостывшего состояний, как правило, не занимает много времени, поэтому одновременно включается в работу конденсационная установка.

В процессе пуска конденсационной установки выполняются проверки систем защиты и регулирования.

Этап разгона, синхронизации и начального нагружения турбины производится так же, как и при пуске из холодного состояния, за исключением того, что их ни в коем случае нельзя задерживать во времени. Это объясняется опасностью возникновения задеваний из-за сокращения ротора и дополнительными температурными напряжениями.

Быстрому развороту и набору нагрузки способствует отсутствие конденсации в корпусе турбины.

В процессе разгона и нагружения турбины должны тщательно проверяться состояния ее проточной части и систем защиты.

10.4. ОСТАНОВ ТУРБИНЫ В ГОРЯЧИЙ РЕЗЕРВ

Останов турбины связан с уменьшением расхода пара, что, в свою очередь, приводит к изменению давления и температуры в ее

проточной части. Наиболее сильное влияние на режим останова оказывает изменение температуры.

Изменение температуры в проточной части турбины может привести к несовместимости тепловых расширений отдельных элементов, а в них самих - к появлению температурных напряжений. Так, из-за значительной разности масс корпуса и ротора, ротор охлаждается и сокращается с большей интенсивностью. Это может привести к задеванию ротора о неподвижные детали корпуса турбины.

Останов турбины в горячий резерв предполагает ее пуск в любой момент времени. При этом желательно сохранить температуру турбины как можно более высокой.

Для турбоустановок неблочного типа разгрузка ведется путем постепенного закрытия регулирующих клапанов. При уменьшении давления в отборах производится отключение подогревателей высокого давления, уменьшается число работающих конденсатных насосов. Уплотнения цилиндров высокого и среднего давлений переводятся на питание горячим паром. При чрезмерно быстром сокращении ротора разгрузка прекращается.

При уменьшении пропуска пара в конденсатор включается в работу клапан рециркуляции, обеспечивающий возврат части конденсата обратно в конденсатор.

Снижение нагрузки ведется до 15 ÷ 20 % от номинальной, после чего воздействием на кнопку выключения прекращается подача пара в турбину. С этого момента турбина вращается электрогенератором, включенным в сеть и работающим в режиме двигателя. Через небольшой промежуток времени (несколько минут) генератор отключается от сети.

10.5. ВЫБЕГ РОТОРА

Выбег ротора - важный эксплуатационный этап, характеризующий в определенной мере степень исправности турбоагрегата.

Во время выбега снимается зависимость частоты вращения от времени - кривая выбега (рис. 10.1). Замедление частоты вращения при выбеге происходит из-за трения лопаток и дисков о пар, из-за вентиляции пара лопаточным аппаратом и из-за трения в масляном слое подшипников.

Вентиляционные потери очень сильно зависят от частоты вращения. При снижении частоты вращения они быстро уменьшаются, поэтому начальный участок кривой выбега имеет большую кривизну (зона I на рис.10.1). При меньшей частоте вращения основную роль начинают играть потери на трение в масляном слое подшипников (зона II). Сопротивление трения в

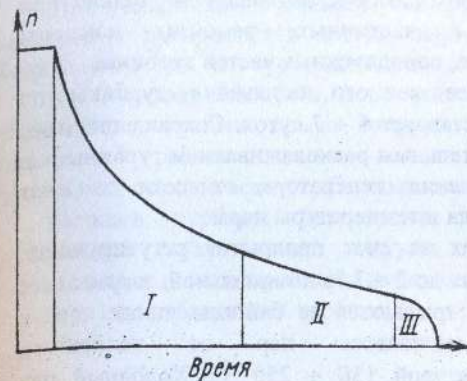


Рис. 10.1. Кривая выбега турбины

Кривая выбега ротора, снятая по данным измерений, сравнивается с нормативной кривой.

Время полного выбега современных турбин составляет в зависимости от мощности 20 ÷ 40 мин.

Уменьшение времени выбега по сравнению с нормативным на 2 ÷ 3 мин свидетельствует о появлении повышенного трения в подшипниках или задеваний в проточной части и уплотнениях.

Увеличение времени выбега свидетельствует о неплотности стопорных или регулирующих клапанов или клапанов на линиях отборов.

Во время выбега ротора на турбине производится ряд операций. Отключаются мощные насосы системы регулирования. Если система смазки и система регулирования работают от одного и того же насоса, то в начале включается в работу пусковой масляный насос, а затем резервный насос смазки малой мощности.

При остановке турбины в горячий резерв для сохранения теплоты закрываются все дренажи, через которые возможен отток теплоты.

После остановки ротора во избежание его прогиба немедленно включается валоповоротное устройство, которое обычно непрерывно работает в течение первых 8 часов. В дальнейшем ротор периодически поворачивается на 180°.

После включения валоповоротного устройства прекращается подача пара на эжекторы и уплотнения, останавливаются конденсатные и питательные насосы.

10.6. ОСТАНОВ ТУРБИНЫ С РАСХОЛАЖИВАНИЕМ

Останов турбины с охлаждением производится в тех случаях, когда предусматриваются работы, которые не могут быть проведены

подшипниках в меньшей степени зависит от частоты вращения, поэтому протекание кривой выбега носит пологий характер. В третьей зоне наблюдается резкое падение частоты вращения, вызванное переходом от жидкого трения в подшипниках к полусухому.

на горячей турбине. Эта необходимость возникает не только при капитальных, но и при частичных ремонтах системы маслоснабжения, подшипников, паровпускных частей турбины.

Продолжительность естественного остывания турбины до температуры $150 + 170$ °С составляет $6 + 7$ суток. Сокращение этого времени достигается принудительным расхолаживанием турбины под нагрузкой и после отключения генератора от сети за счет постепенного снижения расхода и температуры пара.

На неблочных турбинах за счет прикрытия регулирующих клапанов уменьшается нагрузка до $2 + 3$ % номинальной, закрывается главная паровая задвижка, открываются ее байпасы, после чего к расходу свежего пара подмешивается пар от коллектора собственных нужд с температурой $150 + 250$ °С. Холодный пар подается по специальному трубопроводу. Постепенно расход свежего пара уменьшается прикрытием байпаса и замещается холодным паром. Фактором, ограничивающим скорость расхолаживания, является относительное укорочение ротора. Для ускорения расхолаживания включается система обогрева фланцев-шпилек и подается горячий пар на уплотнения, это позволяет уменьшить относительное укорочение ротора и повысить скорость снижения температуры металла корпуса до 15 ± 30 °С/ч.

10.7. АВАРИЙНЫЙ ОСТАНОВ ТУРБИНЫ

Аварийный останов турбины производится путем немедленного прекращения подачи пара в турбину. Различают аварийный останов без срыва и со срывом вакуума. В последнем случае в выходную часть турбины и конденсатор впускают атмосферный воздух через специальную задвижку.

При срыве вакуума плотность среды в цилиндре низкого давления резко возрастает, что приводит к быстрому замедлению частоты вращения ротора при прекращении подачи пара и отключении генератора от сети.

Аварийный останов со срывом вакуума приводит к разогреву выхлопного патрубка и применяется только тогда, когда требуется быстрая остановка ротора. Такими основными причинами являются:

- повышенная вибрация, возникающая из-за отрыва рабочей лопатки либо из-за значительных задеваний вращающихся элементов турбины;
- увеличение частоты вращения сверхдопустимой;
- резкий осевой сдвиг ротора;
- внезапное понижение уровня масла в баке при невозможности его восстановления.

При аварийном останове со срывом вакуума кнопкой выключения прекращается доступ пара в турбину. После этого убедившись в том, что турбина надежно отключена от паропроводов и не вырабатывает мощности, отключается генератор от сети. Затем открывается задвижка срыва вакуума и отключается эжектор. Проверяется работа системы смазки, конденсатных насосов. Дальнейший останов ведется обычным способом.

Останов турбины без срыва вакуума необходим при значительном ухудшении вакуума, полтомках в системе регулирования и некоторых других неисправностях, которые нельзя устранить при работающей турбине.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Нигматулин И.Н., Цнев В.А., Шляхин П.Н. Тепловые двигатели. - М: Высшая школа, 1974.
- Никольский Н.И. Тепловые двигатели для ЦБП (Теория паровых турбин): учебное пособие/ЛТА.- Л., 1982.
- Паровые и газовые турбины /под ред. А.Г.Костюка и В.В.Фролова.- М.: Энергоатомиздат, 1985.
- Теплотехнический справочник. Т.1/под ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. - 2-е изд. -М.: Энергия, 1975.
- Трухний А.Д., Лосев С.М. Стационарные паровые турбины. -М.: Энергоиздат, 1981.
- Шляхин П.Н., Вершадский М.Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам.-2-е изд. -М.: Энергия, 1970.
- Щегляев А.В. Паровые турбины. -5-е изд. -М.: Энергия, 1976.
- Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учебник для вузов/МЭИ.-М., 2002.
- Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины: учебник для вузов. -2-е изд., перераб. и доп. -М.: Энергоиздат, 1990.
- Никольский Н.И., Луканин П.В. Тепловые двигатели для ЦБП (Теория паровых турбин): учеб. пособие / СПбГТУРП. -СПб., 1992.
- Луканин П.В., Короткова Т.Ю. Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (Конструкция и эксплуатация паровых турбин): учеб. пособие / СПбГТУРП. -СПб., 2004.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ.....	4
1.1. Особенности теплотехники целлюлозно-бумажной промышленности.....	—
1.2. Краткая история развития паровых турбин.....	8
1.3. Классификация паровых турбин. ГОСТ на паровые турбины.....	12
1.4. Относительный и абсолютный КПД. Удельные характеристики ПТУ.....	14
Глава 2. ТУРБИННАЯ СТУПЕНЬ.....	18
2.1. Турбинная ступень и ее геометрия.....	—
2.2. Расширение пара в каналах сопловых решеток.....	22
2.3. Преобразование энергии пара в каналах рабочих решеток.....	25
2.3.1. Активная ступень.....	28
2.3.2. Реактивная ступень.....	29
2.4. Работа на окружности колеса.....	30
Глава 3. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ. КПД СТУПЕНИ.....	32
3.1. Классификация потерь.....	—
3.2. Потери в клапанах и выходном патрубке.....	33
3.2.1. Потери в клапанах.....	—
3.2.2. Потери в выходном патрубке.....	35
3.3. Потери в соплах, на рабочих лопатках и с выходной скоростью.....	36
3.3.1. Потери в соплах.....	—
3.3.2. Потери на рабочих лопатках.....	38
3.3.3. Потери с выходной скоростью.....	39
3.4. Потери на трение диска и от парциальности.....	40
3.4.1. Потери на трение диска.....	—
3.4.2. Потери от парциальности.....	41
3.5. Потери через внутренние зазоры ступени.....	43
3.5.1. Активная ступень.....	—
3.5.2. Реактивная ступень.....	47
3.6. Потери от влажности пара. Эрозия рабочих лопаток.....	48
3.7. Внешние потери.....	52
3.7.1. Механические потери.....	—
3.7.2. Потери от утечек пара через концевые уплотнения вала.....	53
3.8. Коэффициент полезного действия турбинной ступени.....	54
3.8.1. Относительный лопаточный КПД.....	—
3.8.2. Относительный внутренний КПД.....	60
3.9. Ступень скорости.....	64
3.10. Размеры лопаток.....	70
3.11. Особенности профилирования длинных лопаток.....	74
Глава 4. МНОГУСТУПЕНЧАТАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА.....	80
4.1. Тепловой процесс многоступенчатой турбины.....	—
4.2. Коэффициент возврата тепла.....	82
4.3. Характеристический коэффициент.....	84
4.4. Осевые усилия.....	87
4.5. Предельная мощность однопоточной турбины и выбор размеров последней ступени.....	90
Глава 5. ТУРБИНЫ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ.....	95
5.1. Турбина с противодавлением.....	—
5.2. Турбина с промежуточным регулируемым отбором пара.....	100

5.3. Турбина с противодавлением и регулируемым отбором пара.....	104
5.4. Турбина с двумя регулируемым отборами пара.....	106
Глава 6. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИНЫ.....	108
6.1. Изменение мощности турбины. Способы парораспределения.....	—
6.2. Работа ступени на нерасчетном режиме.....	114
6.3. Изменение расхода и давления пара по ступеням на переменных режимах работы турбины.....	120
6.4. Изменение теплоперепадов ступеней при переменном режиме.....	123
6.5. Диаграммы режимов турбины.....	125
6.6. Диаграмма режимов конденсационной турбины.....	—
6.7. Диаграмма режимов противодавленческой турбины.....	126
6.8. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара.....	127
Глава 7. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ ТУРБИН.....	131
7.1. Назначение и принципиальная схема конденсационной установки.....	—
7.2. Конструкции конденсаторов.....	133
7.3. Тепловые процессы в конденсаторе.....	136
7.4. Тепловой баланс и особенности теплового расчета конденсатора.....	139
Глава 8. СИСТЕМЫ СМАЗКИ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ.....	141
8.1. Системы маслоснабжения.....	—
8.2. Системы регулирования.....	144
8.3. Системы защиты турбины.....	150
Глава 9. КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И ЕЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.....	152
9.1. Конструкция турбины.....	—
9.2. Конструкция ротора.....	155
9.3. Конструкция статора.....	160
9.4. Сопловые и рабочие лопатки.....	163
9.5. Клапанная коробка и регулирующие клапаны.....	167
9.6. Сопловые аппараты первых ступеней.....	169
9.7. Обоймы.....	—
9.8. Диафрагмы.....	170
9.9. Уплотнения.....	172
9.10. Подшипники.....	175
9.11. Соединительные муфты.....	181
9.12. Валоповоротное устройство.....	184
9.13. Материалы, применяемые для паровых турбин.....	185
Глава 10. ПУСК И ОСТАНОВ ТУРБИН.....	188
10.1. Классификация пусков.....	—
10.2. Пуск неблочных турбин из холодного состояния.....	189
10.3. Особенности пуска неблочных турбин из горячего состояния.....	190
10.4. Останов турбины в горячий резерв.....	191
10.5. Выбег ротора.....	192
10.6. Останов турбины с расхолаживанием.....	193
10.7. Аварийный останов турбины.....	194
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	195