МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

Электронный учебно-методический комплекс
по учебной дисциплине

ТУРБИНЫ ТЭС

для специальности 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»

Составитель: Пантелей Н.В.

Минск БНТУ 2022

Пояснительная записка

Целью создания ЭУМК является овладение знаниями теории теплового процесса паровых и газовых турбин и инженерных методов их расчета, которые должны явиться основой приобретения умения проектировать, осуществлять надежную эксплуатацию, выполнять монтаж, ремонт и наладку паротурбинных, парогазовых и газотурбинных установок ТЭС и АЭС, а также других объектов народного хозяйства, имеющих турбинную технику.

Неотъемлемой частью оборудования ТЭС являются турбины, работающие на перегретом и влажном паре. Турбинные установки ТЭС являются сложным оборудованием, от которого зависят как технико-экономические, так и эксплуатационные характеристики электростанции: надежность, экономичность, маневренность, безопасность. Технические и технико-экономические показатели турбинного оборудования, производственные возможности турбостроительных заводов в немалой степени определяют ряд основных параметров ТЭС, таких как мощность энергоблока, выбор его тепловой схемы, параметры теплоносителя или рабочей среды на выходе из парогенератора, требования к водно-химическому режиму, условия водоснабжения.

Задачами ЭУМК являются: изучение принципа действия, конструирования, расчета переменных режимов работы, основ построения систем регулирования и защиты турбин, а также особенностей конструкций газотурбинных и парогазовых установок.

Особенности структурирования и подачи учебного материала:

- теоретическая часть включает в себя конспект лекций по дисциплине «Турбины ТЭС» и содержит разделы по конструкции, принципу действия, работы на переменных режимах и регулирования паротурбинных установок ТЭС;

- практическая часть состоит из набора приблизительных задач по дисциплине;

- раздел контроля знаний содержит вопросы к экзамену;

- вспомогательный раздел содержит базовую учебную программу по дисциплине «Турбины ТЭС».

Рекомендации по организации работы с УМК (ЭУМК): Материалы данного электронного учебно-методического комплекса можно использовать при выполнении курсовых и дипломных проектов (работ), посвященных изучению теории теплового процесса паровых и газовых турбин, конструирования, расчета переменных режимов работы, основ построения систем регулирования и защиты турбин, а также особенностей конструкций газотурбинных и парогазовых установок.

Полученные знания при изучении данного электронного учебно-методического комплекса предназначены для формирования научного мышления и профессиональной ответственности инженеров энергетического профиля, которые должны явиться основой приобретения умения проектировать, осуществлять надежную эксплуатацию,

выполнять монтаж, ремонт и наладку паротурбинных, парогазовых и газотурбинных установок ТЭС, а также других объектов, имеющих турбинную технику.

Учебно-методический комплекс включает в себя:

Теоретический раздел:

– «Турбины ТЭС» - конспект лекций;

Практический раздел:

– «Турбины ТЭС» - практические и лабораторные задания;

Контроль знаний:

– «Турбины ТЭС» - перечень вопросов, выносимых на экзамен;

Вспомогательный раздел:

– «Турбины ТЭС» - базовая учебная программа для учреждения высшего образования.

СОДЕРЖАНИЕ

1 Конспект лекций 6
1.1. Введение 6
1.2. Паротурбинная установка и паровая турбина 9
1.3. Течение пара в турбинных решетках 38
1.4. Турбинная ступень 64
1.5. Многоступенчатые паровые турбины 103
1.6. Работа турбины при переменном режиме 118
1.7. Диаграммы режимов 163
1.8. Конденсационные установки паровых турбин 169
1.9. Регулирование паровых турбин 178
2 Темы практических заданий, лабораторных и курсовых работ 206
2.1. Темы практических занятий 206
2.2. Темы лабораторных работ 206
2.3. Темы курсовых работ 261
3 Вопросы к экзамену 263
4 Типовая программа 267
5 Учебно-методические, справочные и нормативные материалы по дисциплине 289
5.1. Основная литература 289
5.2. Дополнительная литература 289

Электронный учебно-методический комплекс

Теоретический раздел

ТУРБИНЫ ТЭС

Конспект лекций

Минск 2022 г.

1 КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1.1. Введение

Первый прототип аксиальной одноступенчатой активной турбины с расширяющимися соплами (рис. 1.1) был предложен в 1883 г. шведским инженерам Густавом Лавалем. В этой турбине расширение пара происходило только в сопловой решетке одной ступени от начального до конечного давления, что обусловливало очень высокие скорости истечения пара из сопловых каналов. Поскольку для наивыгоднейшего использования кинетической энергии струи пара окружная скорость рабочих лопаток (как будет показано в гл. 2) должна быть примерно в 2 раза меньше абсолютной скорости истечения пара из сопла, турбины Л аваля должны были иметь чрезмерно большую окружную скорость, а, следовательно, и большую частоту вращения. Так, самые малые из турбин Лаваля (диаметр диска 100 мм, мощность около 2,5 кВт) имели частоту вращения 500 $с^{-1}$. Мощность наибольшей из построенных Лавалем турбин не превышала 500 кВт. К тому же эти турбины имели очень низкий КПД.

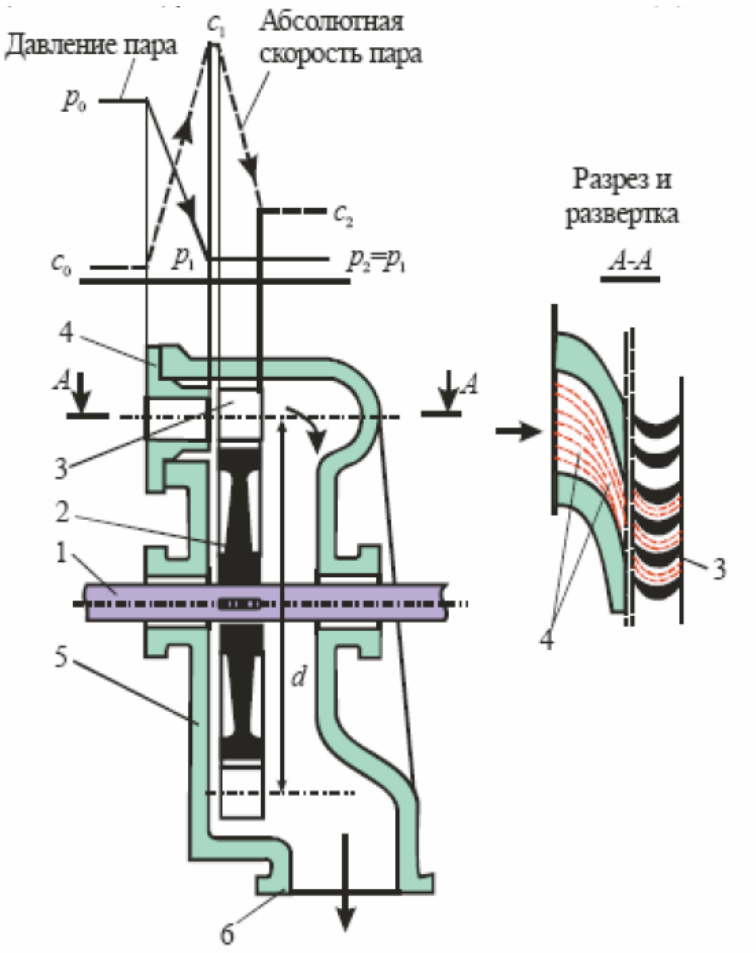


Рис. 1.1 - Схематический разрез одноступенчатой активной глубины: 1 - вал; 2 - диск; *5* - рабочие лопатки; *4* - сопловая решетка; 5 - корпус: 6 - выпускной патрубок

В 1884 г. английский инженер Чарльз Парсонс предложил многоступенчатую реактивную турбину, расширение пара в которой происходило не в одной, а в ряде следующих друг за другом ступеней, причем не только в сопловых (неподвижных), но и в рабочих (вращающихся) решетках (рис. 1.2), благодаря чему стала возможна работа машины со значительно меньшими чем в турбине Лаваля, скоростями пара на выходе из сопловых решеток и соответственно с меньшими окружными скоростями рабочих лопаток.

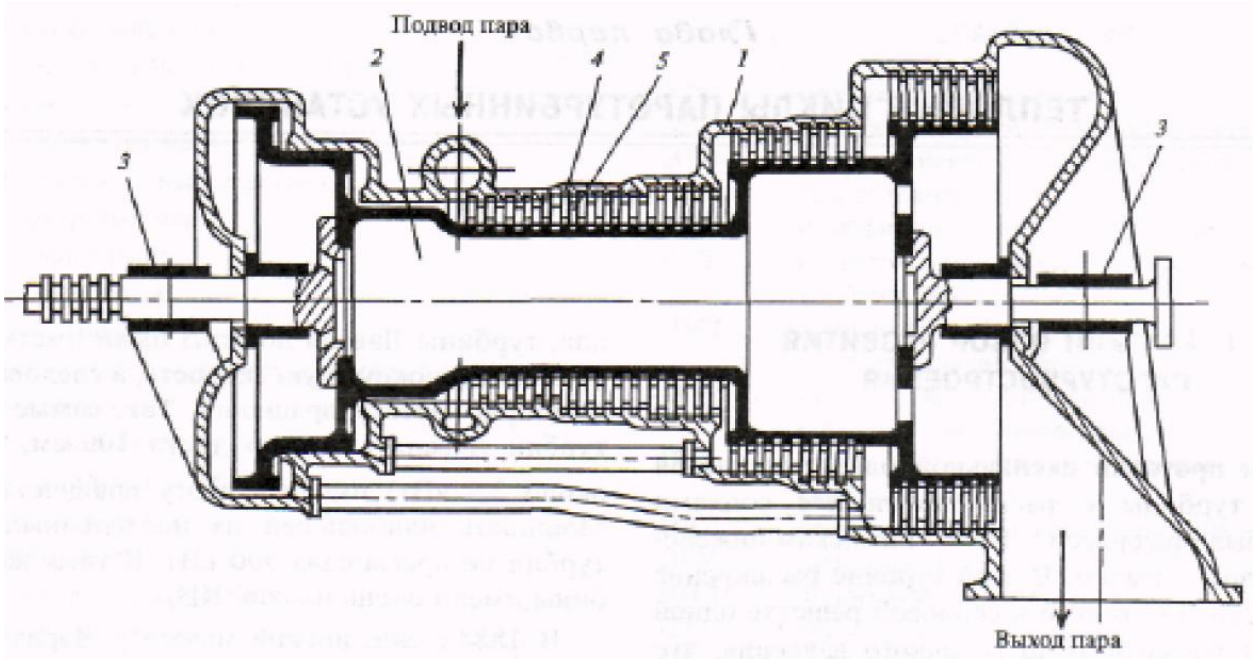


Рис.1.2. Много ступенчатая реактивная турбина:
1 -корпус; 2 - барабан; 3 - подшипник; 4 - сопловые лопатки одной из ступеней; 5 - рабочие лопатки одной из ступеней

В конце XIX в. в связи с развитием электрических машин и широким внедрением электроэнергии развитие паротурбостроения пошло быстрыми темпами. Первые паровые турбины в России начали выпускать в 1907 г. на Металлическом заводе в Петербурге.

На протяжении всей истории развития турбостроения прослеживается линия на повышение экономичности паротурбинных установок и паровых турбин, а также увеличения единичной мощности энергетических турбин. В настоящее время как для станций на органическом топливе, так и для атомных электростанций, максимальная единичная мощность паровых турбин находится на уровне 1000-1200 МВт.

На рис. 1.3 показана современная паротурбинная установка, которая включает все элементы и особенности данного этапа развития паротурбостроения.

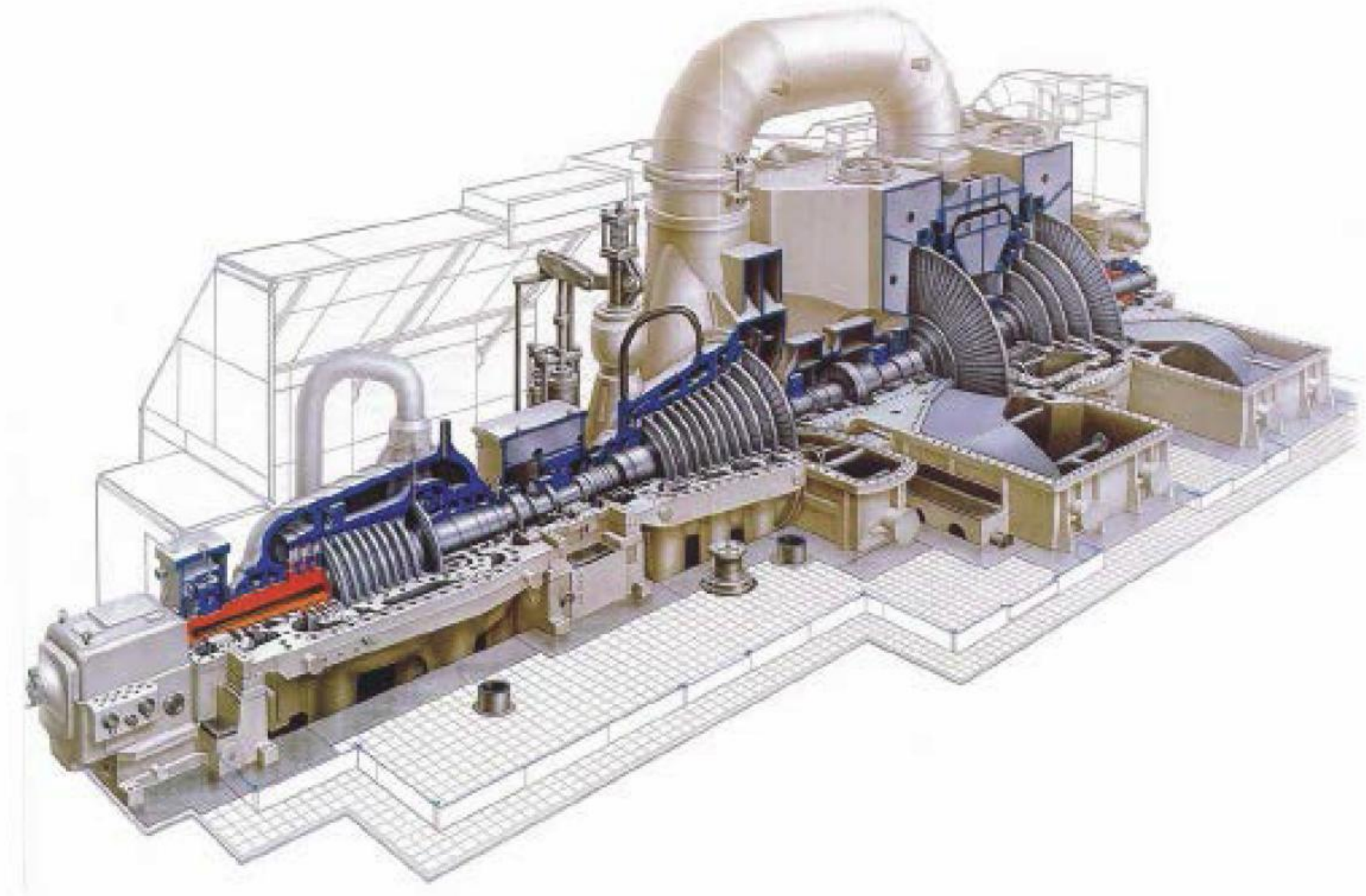


Рис. 1.3 – Разрез паротурбинной установки

1.2. Паротурбинная установка и паровая турбина

1.2.1. Тепловой цикл паротурбинной установки и его КПД

Схема и цикл ПТУ

Паровая турбина является одним из элементов теплоэнергетической установки. На рис. 1.4 представлена принципиальная схема простейшей такой установки. Изменение состояния пара в цикле Ренкина при прохождении паром отдельных звеньев установки иллюстрируется в *T*, *s*-диаграмме.

Питательный насос *1* повышает давление воды до давления p_0 и подает ее в парогенератор *2*, затрачивая при этом на 1 кг питательной воды работу $L_н$. Процесс изоэнтропийного сжатия воды насосом в утрированном масштабе изображен в *T*,*s*-диаграмме линией *a'a* (рис. 1.5).

В парогенераторе происходят нагрев воды при постоянном давлении до температуры кипения (линия *ab* в *T*, *s* -диаграмме) и испарение ее (изображено линией *bc)*. Далее пар поступает в перегреватель *3*, где температура его повышается до T_0. Процесс подведения тепла в перегревателе представлен линией *cd*.

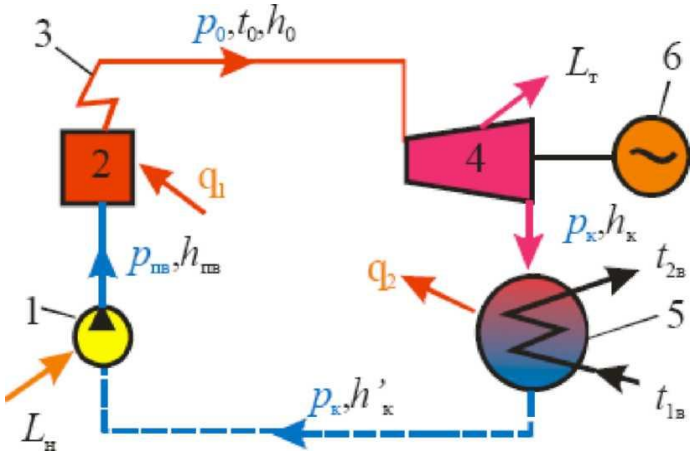


Рис. 1.4. Принципиальная схема простейшей паротурбинной установки

Подвод тепла в парогенераторе, в том числе в пароперегревателе, происходит при постоянном давлении p_0, так что количество тепла $q_{ТУ}$ перешедшего к воде и пару, целиком расходуется на повышение энтальпии пара и может быть представлено для 1 кг участвующего в процессе пара разностью

$$q_{ту} = h_0 - h_{пв}$$

где h_0 - энтальпия пара, вышедшего из перегревателя;

$h_{пв}$ - энтальпия питательной воды при входе в парогенератор.

Тепло, сообщенное пару в парогенераторе и пароперегревателе, изображается в *T*,*s* - диаграмме площадью *1abcd2*.

Вышедший из пароперегревателя с энтальпией h_0, пар направляется к турбине *4* и, расширяясь в ней, совершает работу L_T. Для турбины, работающей без потерь и теплообмена с внешней средой, процесс расширения протекает по изоэнтропе, которая изображена линией *de* в *T, s* -диаграмме. Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор *5*. Здесь при неизменном давлении $p_к$ производится отвод тепла от пара к охлаждающей воде, пар конденсируется, и конденсат с энтальпией h'_K откачивается насосом *1* и снова подается в парогенератор. Отводу тепла в конденсаторе отвечает процесс *ea'* в *T, s*-диаграмме.

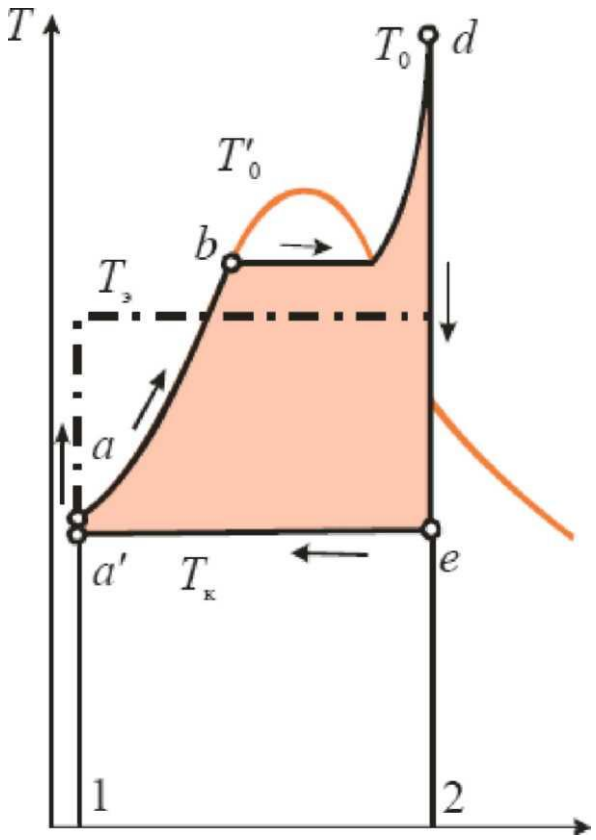


Рис. 1.5. Идеальный цикл пара в турбинной установки (цикл Ренкина) *в T,s* - диаграмме

Таким образом, замыкается цикл водяного пара в теплоэнергетической установке. Тепло q_K, отнятое от 1 кг пара при постоянном давлении в конденсаторе, при изоэнтропийном расширении пара в турбине определяется разностью энтальпий

$$q_к = h_{kt} - h'_k$$

где h_{kt} - энтальпия отработавшего в турбине пара при изоэнтропийном процессе расширения;

h'_k - энтальпия конденсата.

В рассмотренном замкнутом цикле работа, которую можно получить от 1 кг пара, по закону сохранения энергии выразится в тепловых единицах разностью

$$L = q_{\text{ту}} - q_{\text{к}} = (h_0 - h_{\text{пв}}) - (h_{kt} - h'_k) \quad (1.1)$$

Перепишем это уравнение таким образом:

$$L = (h_0 - h_{kt}) - (h_{\text{пв}} - h'_k) = L_{Tt} - L_H$$

где $L_{Tt} = (h_0 - h_{kt})$ - работа, которую может совершить 1 кг пара в идеальной турбине, называемая располагаемой работой, а $L_H = h_{\text{пв}} - h'_k$ - работа, затрачиваемая в насосе.

Площадь, эквивалентная работе *L,* заштрихована в *T,S* - диаграмме рис.1.2.

КПД идеального цикла

Эффективность технического устройства характеризуется коэффициентом полезного действия. Для паротурбинной установки основой преобразования энергии является цикл. Абсолютный КПД идеальной установки, работающей без потерь в турбине, т. е. при изоэнтропийном расширении пара, представляется отношением

$$\eta_t = \frac{L}{q_{\text{ту}}} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{\text{пв}} - h'_k)}{h_0 - h_{\text{пв}}}$$

Это выражение можно переписать таким образом:

$$\eta_t = \frac{L}{q_{\text{ту}}} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{\text{пв}} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h_{\text{пв}} - h'_k)}$$

В паротурбинной установки работа на привод питательного насоса даже в установках сверхкритических параметров не превосходит 5% от работы, развиваемой турбиной, поэтому для решения многих задач оценки эффективности цикла ей можно пренебречь. Если не учитывать работу насоса, то абсолютный КПД идеального цикла перепишется так:

$$\eta_t = \frac{L}{q_{\text{ту}}} = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h'_k} \quad (1.2)$$

В дальнейшем, кроме специально оговоренных случаев, будем рассматривать экономичность установки без учета работы насоса.

Разность начальной и конечной энтальпий при изоэнтропийном расширении пара $H_0 = h_0 - h_{kt}$ находится непосредственно из *h,s*-диаграммы (рис. 1.3). H_0 принято называть располагаемым теплоперепадом.

Мощности и КПД турбины

В действительности в турбине в результате потерь при расширении пара, связанных с внутренним выделением теплоты, т.е. ростом энтропии в процессе

расширения, линия процесса отклоняется от изоэнтропы как это показано в *h,s* - диаграмме на рис. 1.6. линией *df.* Таким образом, энтальпия h_K отработавшего пара выше, чем h_{kt}, а фактически развиваемая 1 кг пара внутри турбины работа

$$L_{Ti} = h_0 - h_{kt} = H_i$$

меньше располагаемого теплоперепада H_0.

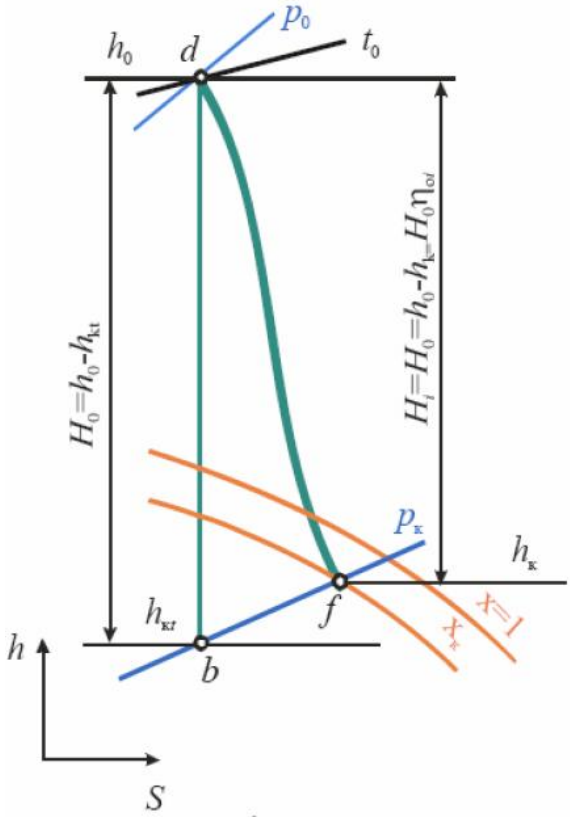


Рис. 1.6. Процесс расширения пара в турбине в *h, s* – диаграмме

Работа, которую 1 кг пара развивает внутри турбины, называется использованным (действительным) теплоперепадом H_i.

Отношение использованного теплоперепада к располагаемому называется относительным внутренним КПД

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{L_{Ti}}{L_{Tt}} \qquad (1.3)$$

Величина относительного внутреннего КПД турбины может быть найдена также путем сравнения мощности, развиваемой паром внутри турбины, и мощности идеальной машины. В самом деле, умножив числитель и знаменатель отношения (1.3) на секундный расход массы пара *G*. получим в числителе внутреннюю мощность, развиваемую турбиной, а в знаменателе - мощность идеальной турбины:

$$\eta_{oi} = \frac{G \cdot H_i}{G \cdot H_0} = \frac{N_i}{N_0}$$

Не вся мощность, развиваемая паром внутри турбины, используется потребителем, так как часть ее расходуется на преодоление механических потерь $\Delta N_{\text{м}}$ турбины.

Эффективная мощность, развиваемая турбиной на муфте, соединяющей вал турбины с валом приводимой машины, меньше внутренней мощности и равна:

$$N_e = N_i - \Delta N_{\text{м}}$$

Отношение эффективной мощности к внутренней называется механическим КПД

$$N_i = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{\Delta N_{\text{м}}}{N_i} \tag{1.4}$$

Отношение эффективной мощности к мощности идеальной турбины называется относительным эффективным КПД η_{oe}:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i \cdot N_e}{N_0 \cdot N_i} = \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{м}} \tag{1.5}$$

Если паровая турбина служит в качестве привода генератора электрического тока, то электрическая мощность $N_{\text{э}}$, отдаваемая с выводов генератора, меньше эффективной мощности $N_{\text{е}}$ турбины на величину потерь $\Delta N_{\text{эг}}$ генератора:

$$N_{\text{э}} = N_{\text{е}} - \Delta N_{\text{эг}}$$

Отношение электрической мощности, отданной с выводов генератора, к эффективной мощности турбины, затрачиваемой на вращение ротора генератора, называется КПД электрического генератора и обозначается

$$\eta_{\text{эг}} = \frac{N_{\text{э}}}{N_e} = 1 - \frac{\Delta N_{\text{эг}}}{N_e} \tag{1.6}$$

Отношение электрической мощности к мощности идеальной турбины называется относительным электрическим КПД

$$\eta_{oэ} = \frac{N_{\text{э}}}{N_0} = \frac{N_i}{N_0}\frac{N_e}{N_i}\frac{N_{\text{э}}}{N_e} = \eta_{oi}\eta_{м}\eta_{эг} = \eta_{oe}\eta_{эг} \tag{1.7}$$

Абсолютные КПД паротурбинной установки

Для оценки эффективности выработки различных мощностей в пределах паротурбинной установки вводится понятие абсолютных КПД паротурбинной установки. Так для выработки идеальной мощности абсолютным КПД является термический КПД цикла.

Отношение тепла, превращенного в работу внутри турбины, к теплу, сообщенному рабочему телу в парогенераторе, называется абсолютным внутренним КПД

$$\eta_i = \frac{L_{Ti}}{q_{\text{ту}}} = \frac{H_i}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0 \cdot H_i}{(h_0 - h'_k) \cdot H_0} = \eta_{oi}\eta_t \qquad (1.8)$$

Абсолютный внутренний КПД может быть представлен как отношение внутренней мощности к секундному расходу тепла, подведенного к рабочему телу в парогенераторе, т. е.

$$\eta_i = \frac{L_{Ti} \cdot G}{q_{my} \cdot G} = \frac{N_i}{G_{my}} \qquad (1.8, \text{а})$$

Отношение эффективной мощности к расходуемому теплу - абсолютный эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{\text{ту}}} = \eta_i\eta_{\text{м}} = \eta_t\eta_{oe} \qquad (1.9)$$

Наконец, отношение электрической мощности, выраженной в тепловых единицах, к расходуемому в парогенераторе в единицу времени теплу называется абсолютным электрическим КПД

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}} = \eta_e\eta_{\text{эг}} = \eta_t\eta_{o\text{э}} = \eta_t\eta_{oi}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{эг}} \qquad (1.10)$$

Найденные выше обозначения КПД, а также мощности сопоставим в виде табл. 1.1, относящейся к простейшей схеме установки с конденсационной паровой турбиной (рис. 1.3).

Величина абсолютного КПД $\eta_{\text{э}}$ не характеризует эффективности всей электрической станции в целом, так как не учитывает потерь тепла в парогенераторе, расхода энергии: на привод насосов (основная составляющая так называемых собственных нужд станции), потерь давления в трубопроводах и т. д. Иногда под-

считывают абсолютный КПД турбинной установки нетто, вычитая из мощности агрегата мощность, необходимую для привода питательного насоса:

$$\eta_э^{\text{нетто}} = \frac{N_э - N_н}{Q_{ту}} \tag{1.11}$$

В практических расчетах мощность измеряется в ваттах (Дж/с) или киловаттах (кДж/с).

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

$$G = \frac{N_i}{H_i} = \frac{N_i}{H_0 \cdot \eta_{oi}} \tag{1.12}$$

Таблица 1.1

Мощности и КПД турбины и турбинной установки

Наименование КПД	Относительный КПД	Абсолютный КПД	Мощность
Идеальной турбины	1	$\eta_i = \frac{H_0}{q_{ту}} = \frac{(h_0 - h_{kt})}{h_0 - h_{пв}}$	$N_0 = GH_0$
Внутренний	$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{N_i}{N_0}$	$\eta_i = \frac{N_i}{Q_{ту}} = \eta_{oi}\eta_t$	$N_i = GH_i = N_0\eta_{oi}$
Эффективный	$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \eta_{oi}\eta_м$	$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{ту}} = \eta_t\eta_{oe}$	$N_e = GH_i\eta_м = N_0\eta_{oe}$
Электрический	$\eta_{oэ} = \frac{N_э}{N_0} = \eta_{oi}\eta_м\eta_{эг}$	$\eta_э = \frac{N_э}{Q_{ту}} = \eta_t\eta_{oэ}$	$N_э = GH_0\eta_{oi}\eta_м\eta_{эг} = N_0\eta_{oэ}$

1.2.2. Методы повышения тепловой экономичности паротурбинных установок

Из анализа показателей тепловой экономичности паротурбинной установки видно, что повысить эффективность преобразования подведенной к установке теплоты в первую очередь можно путем увеличения КПД термодинамического цикла (%). Подробно методы повышения термодинамической экономичности паротурбинных установок анализируются в дисциплине «Тепловые и атомные электростанции». В данной дисциплине приведем только основные выводы из подобного анализа с целью уяснения условий, в которых функционируют турбины (часть паротурбинной установки). С позиций системного анализа полученные данные являются внешними условиями работы турбины.

Основой термодинамического анализа является понятие термического КПД:

$$\eta_t = \frac{L_u}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

где L_u - полная работа цикла (при расходе G кг), Q_1- подведенное тепло в цикле; Q_2 -отведенное тепло в цикле (в конденсаторе). Путем несложных преобразований эта формула может быть записана в виде, которая используется в методе, получившем название «карнотизация цикла»:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2\text{ср}}}{T_{1\text{ср}}}$$

где $T_{1\text{ср}}$ - средняя температура подвода теплоты в цикле. К; $T_{2\text{ср}}$ - средняя температура отвода теплоты в цикле. К.

Влияние начальных параметров на абсолютный КПД. Начальными параметрами цикла называются параметры пара перед турбиной - p_0, t_0.Основное влияние начальных параметров на эффективность цикла характеризуется зависимостью, представленной на рис. 1.7. Выводы, следующие из этой зависимости, следующие:

- для цикла сухого насыщенного пара с повышением начальной температуры t_0 (соответственно начального давления p_0,т.к. в цикле с.н.п. $p_0 = f(t_0)$ термический КПД вначале возрастает, достигает максимума при t_0=350 °С, а затем снижается;

- для цикла перегретого пара с ростом t_0, при постоянном p_0, η_t постоянно растет;

- для цикла перегретого пара зависимость $\eta_t = f(p_0)_{t_0=const}$ имеет максимум. Следует отметить, что с ростом начального давления уменьшается конечная степень сухости пара x_k ;

- с ростом начальных параметров располагаемый теплоперепад турбины в основном возрастает.

Промежуточный перегрев пара. Промежуточный перегрев пара был введен как средство борьбы с недопустимой конечной влажностью в период повышения начального давления.

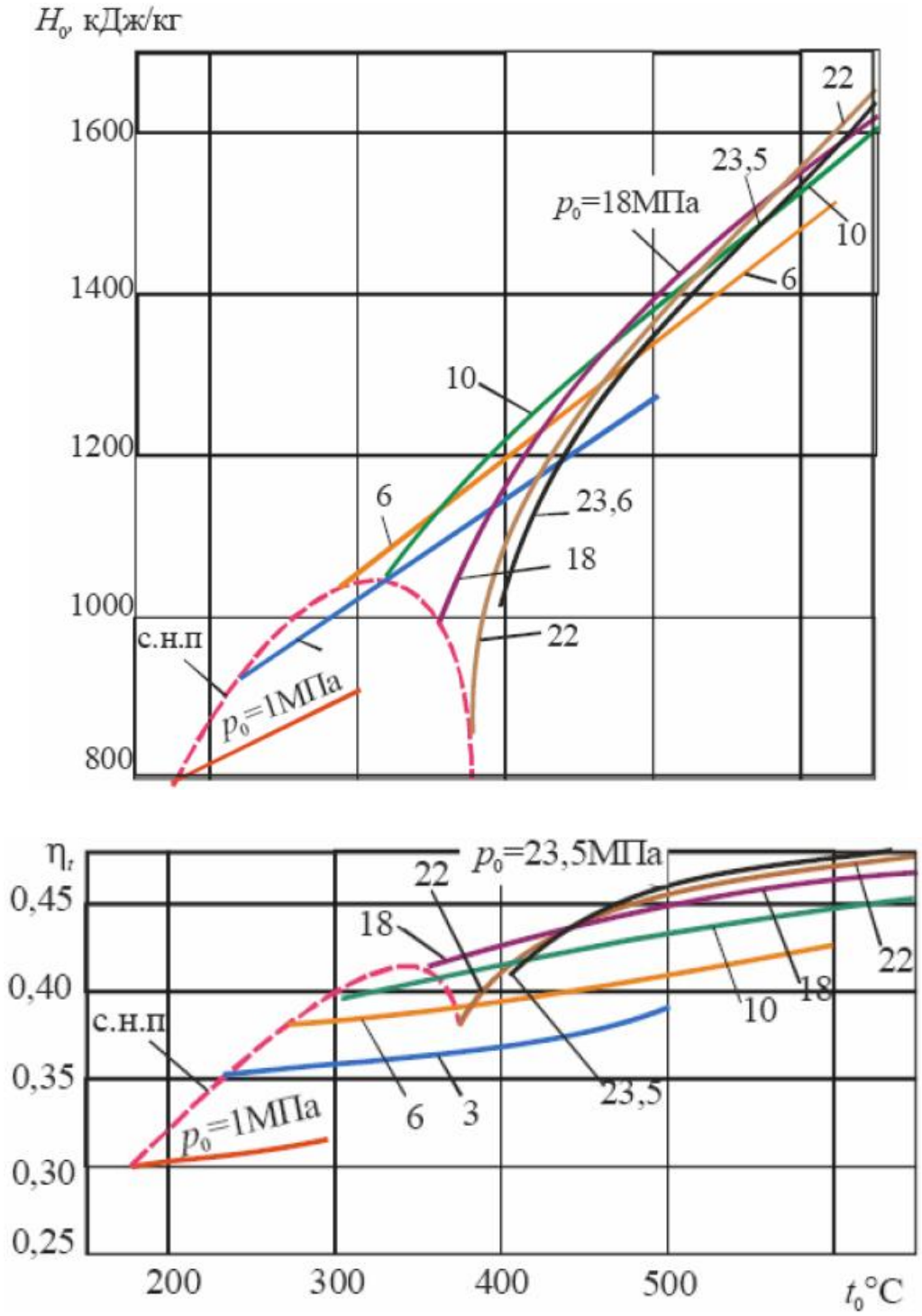


Рис. 1.7. Влияние начальной температуры пара t_0 на располагаемый теплоперепад H_0 и абсолютный КПД идеального пикта η_t, при различном начальном давлении p_0 и постоянном конечном давлении $p_к$ = 4 кПа (с.н.п. - сухой насыщенный пар)

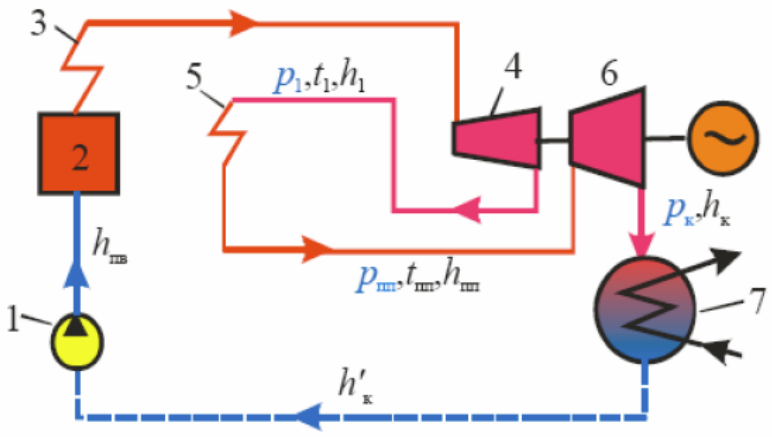


Рис. 1.8 Схема паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара:
1 – питательный насос; 2 – паровой котел; 3 - пароперегреватель; 4 – часть высокого давления турбины; 5 – промежуточный пароперегреватель; 6 – часть низкого давления турбины; 7 – конденсационная установка

В теплоэнергетической установке с промежуточным перегревом (рис. 1.8**)** пар после расширения в ЦВД турбины направляется в котел для вторичного перегрева, где температура его повышается от t_1 до $t_{пп}$. После промежуточного перегрева пар попадается в ЦНД, где расширяется до давления в конденсаторе $p_к$.

Цикл с промежуточным перегревом пара и сверхкритическим начальным давлением в *T, s* -диаграмме (рис. 1.9) можно рассматривать как сочетание двух циклов, первый из которых *a'abdea'* является основным, а второй ee_1fge - дополнительным.

Если средняя температура подвода теплоты дополнительного цикла $(T_{1ср})_{пп}$ выше средней температуры подвода теплоты основного цикла $T_{1ср}$, то экономичность дополнительного цикла будет выше экономичности основного цикла и КПД общего цикла возрастет. При этом благодаря уменьшению влажности пара в последних ступенях турбины возрастут относительные внутренние КПД этих ступеней, а, следовательно, увеличится и КПД всей турбины. Кроме того, применение промежуточного перегрева позволяет существенно повысить начальное давление пара при неизменной начальной температуре и обеспечить умеренную конечную влажность.

Располагаемая (теоретическая) работа, производимая 1 кг пара в цикле с промежуточным перегревом, равна сумме располагаемых теплоперепадов:

$$L_t^{пп} = H_0^{пп} = (h_0 - h_{1t}) + (h_{пп} - h_{kt})$$

где $h_0, h_{\text{пп}}$ – энтальпии свежего пара и пара после промежуточного перегрева: h_{1t}, h_{kt} - энтальпии пара после изоэнтропийного расширения в цилиндрах высокого и низкого давления (рис. 1.9).

Количество теплоты, затрачиваемой в котле и промежуточном пароперегревателе на 1 кг пара, составит

$$q_1^{\text{пп}} = (h_0 - h'_k) + (h_{\text{пп}} - h_{1t})$$

где h'_k – энтальпия конденсата.

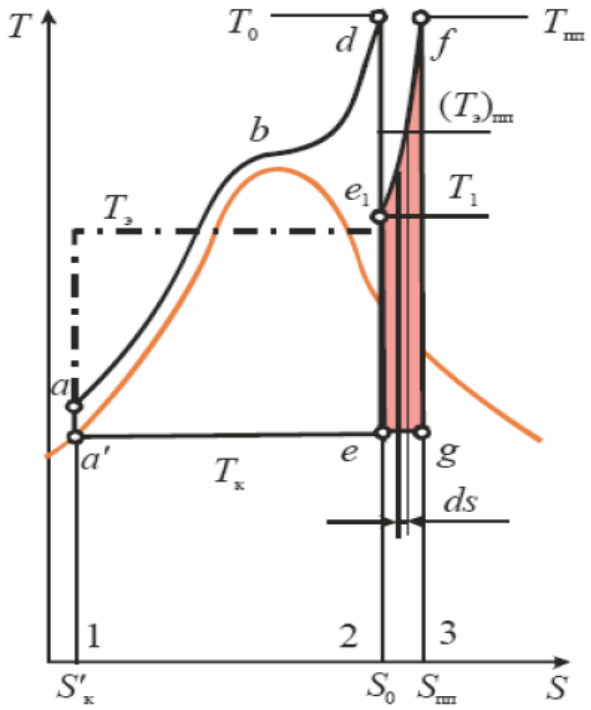


Рис. 1.9. Идеальный тепловой цикл с промежуточным перегревом пара в *T,s*-диаграмме

Абсолютный КПД идеального цикла

$$\eta_t^{\text{пп}} = \frac{L_t^{\text{пп}}}{q_1^{\text{пп}}} = \frac{(h_0 - h_{1t}) + (h_{\text{пп}} - h_{kt})}{(h_0 - h'_k) + (h_{\text{пп}} - h_{1t})} \qquad (2.1)$$

Внутренний абсолютный КПД можно представить в виде

$$\eta_i^{\text{пп}} = \frac{L_t^{\text{пп}}}{q_1^{\text{пп}}} = \frac{(h_0 - h_{1t})\eta_{0i}^{I} + (h_{\text{пп}} - h_{kt})\eta_{0i}^{II}}{(h_0 - h'_k) + (h_{\text{пп}} - h_{1t})} \qquad (2.2)$$

где $\eta_{0i}^{I}, \eta_{0i}^{II}$ – относительные внутренние КПД частей высокого и низкого давления турбины.

Потеря давления $\Delta p_{\text{пп}}$в тракте промежуточного перегрева (в паропроводе от турбины к котлу, перегревателе и паропроводе от котла к турбине) приводит к снижению КПД, и поэтому допускается потеря не более 10 % абсолютного давления в промежуточном перегревателе (рис. 1.10).

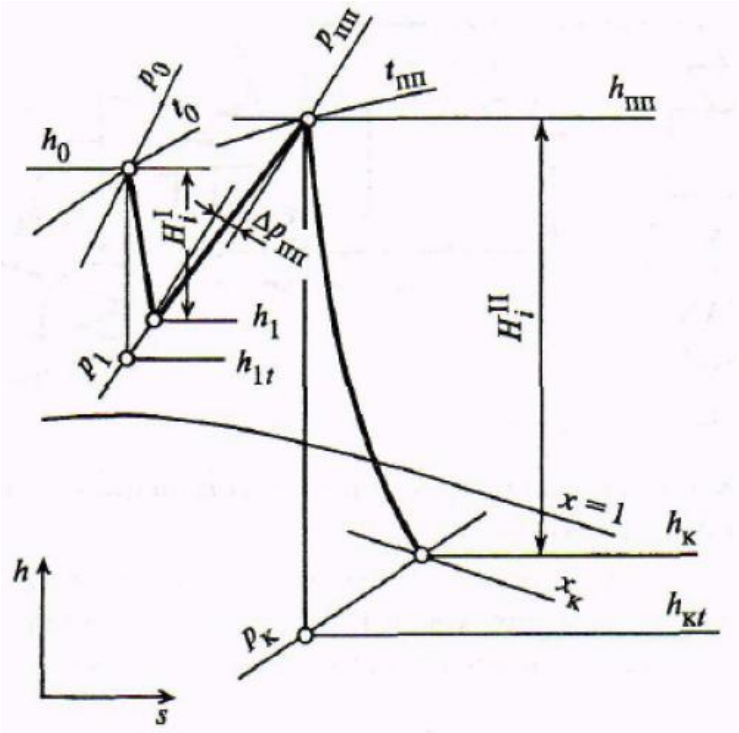


Рис.1.10. Процесс расширения пара в *h,s* - диаграмме для турбины с промежуточным перегревом пара

Промежуточный перегрев приводит, естественно, к усложнению конструкции турбины, увеличению расхода высоколегированных сталей и соответствующему удорожанию турбины на 10 - 12 %.

Экономичность идеального теплового цикла с промежуточным перегревом зависит от параметров пара, отводимого на промежуточный перегрев.

Давление пара перед промежуточным перегревом обычно выбирают равным 0,2 - 0,3 давления свежего пара. Температура пара после промежуточного перегрева обычно принимается равной или близкой температуре свежего пара:

$$t_{\text{пп}} = t_0 \pm (10..20)^{\circ}\text{C}$$

Влияние конечного давления на абсолютный КПД. Уменьшение давления отработавшего пара $p_к$ при неизменных начальных параметрах p_0 и T_0 вызывает понижение температуры конденсации пара, а значит, и температуры отвода теплоты $T_{2ср}$. Понижение же средней температуры подвода теплоты $T_{1ср}$ при этом настолько мало, что им можно пренебречь. Поэтому уменьшение конечного давления всегда приводит к увеличению средней температурной разности подвода и отвода теплоты, располагаемого теплоперепада и термического КПД цикла.

В этом легко убедиться, если рассмотреть на *T, s*-диаграмме два идеальных тепловых цикла, различающихся между собой только конечным давлением пара. Площадь фигуры *abcdea* (рис. 1.11), относящейся к первому циклу, больше площади, заключенной в контуре $a_1bde_1a_1$, относящейся ко второму циклу, отличающемуся более высоким конечным давлением пара, на площадь заштрихованной фигуры aa_1e_1ea. Следовательно, располагаемый теплоперепад в первом цикле больше, чем во втором, на величину

$$\Delta H = (T_{k1} - T_k)(s_0 - s'_k)$$

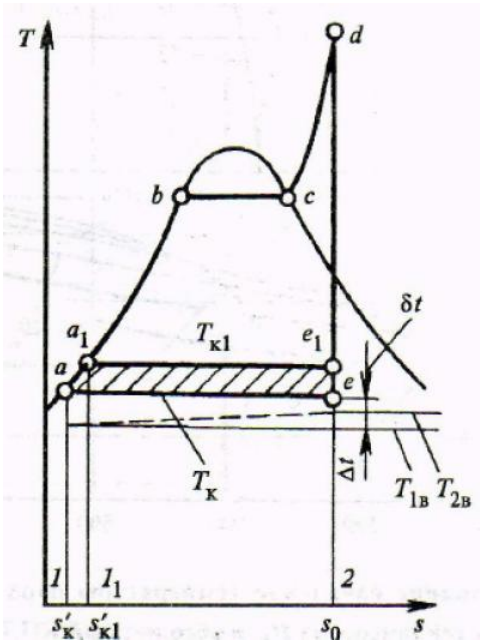


Рис. 1.11. Сравнение тепловых циклов с различным конечным давлением в *T, s* –диаграмме

Увеличение располагаемого теплоперепада при понижении конечного давления ясно можно видеть также из *h, s* -диаграммы.

Теоретический предел понижения давления в цикле определяется температурой насыщения при конечном давлении $p_к$, которая должна быть не ниже температуры охлаждающей воды в конденсаторе. В противном случае будет невозможна передача теплоты, выделяющейся при конденсации пара, окружающей среде. Практически же для более или менее интенсивного теплообмена между конденсирующимся паром, отдающим теплоту, и охлаждающей водой, воспринимающей эту теплоту, должна существовать конечная разность температур.

Регенеративный подогрев питательной воды. Потери теплоты с охлаждающей водой в конденсаторе турбины прямо пропорциональны количеству отработавшего пара, поступающего в конденсатор. Расход пара в конденсаторе можно значительно уменьшить (на 30—40 %) путем отбора его для подогрева пи-

тательной воды из нескольких ступеней турбины после того, как он произвел работу в предшествующих ступенях.

Температуря конденсата отработавшего пара равна температуре насыщения, которая в зависимости от давления в конденсаторе составляет:

Давление в конденсаторе, кПа	2,95	3,43	3,92	4,42	4,90
Температура насыщения, ^{c} С	23,8	26,4	28,6	30,7	32,6

Температура испарения воды в котле также равна температуре насыщения и в зависимости от давления составляет:

Давление свежего пара в котле, МПа	3,14	9,8	13,75	16,7
Температура насыщения, °С	236,4	309,5	335,1	350,7

При большой разнице между температурой испарения воды в котле и температурой конденсата, откачиваемого из конденсатора, можно подогревать питательную воду паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины, использовав его теплоту парообразования. Такой подогрев питательной воды *называется регенеративным.*

Регенеративный цикл по сравнению с обычным циклом имеет более высокую среднюю температуру подвода теплоты при той же самой средней температуре ее отвода и поэтому обладает более высоким термическим КПД.

Повышение экономичности в цикле с регенерацией так же, как и в комбинированном цикле, пропорционально мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении, т.е. на базе теплоты, переданной питательной воде в системе регенерации. Это количество теплоты зависит от разности температур питательной воды и конденсата и практически не зависит от числа регенеративных отборов пара. Однако электрическая мощность турбины, вырабатываемая при одном и том же потреблении теплоты на подогрев питательной воды и при одном и том же расходе свежего пара, весьма существенно зависит от числа отборов и распределения нагрева питательной воды в регенеративных подогревателях. При одной и той же температуре питательной воды максимальной мощности соответствует бесконечно большое число отборов, а минимальной - один отбор.

В случае одноступенчатого регенеративного подогрева питательной воды наименьший экономический эффект от регенерации будет при очень высоком или очень низком давлении отбираемого пара, близком к давлению свежего или отработавшего пара, а наибольший - при некотором промежуточном давлении.

Убедиться в этом можно путем следующих рассуждений. Рассмотрим схему турбинной установки с одной ступенью регенеративного подогрева питательной воды (рис. 1.9). Питательная вода прокачивается насосом через трубную систему подогревателя, обогреваемую снаружи паром, отбираемым из турбины. При этом температура питательной воды на выходе из подогревателя будет несколько ниже температуры насыщения греющего пара. Разность этих температур, называемая *недогреем воды,* составляет от 1,5 до 6 °С.

Наряду с поверхностными подогревателями при низком давлении отбираемого пара применяются также смешивающие подогреватели, в которых греющий пар смешивается с питательной водой и недогрев отсутствует.

На рис. 1.12 приведена схема конденсационной турбинной установки с одним регенеративным подогревателем поверхностного типа. Здесь питательная вода при прокачке через подогреватель нагревается, и энтальпия ее повышается от h'_k до $h_{пв}$. Энтальпия же отбираемого из турбины пара, греющего питательную воду, при этом понижается от h_n до h'_n. Конденсат греющего пара с энтальпией h'_n возвращается в конденсатор. Допустим, что недогрев питательной воды в подогревателе составляет

$$h_n - h'_n = \delta h$$

Обозначив количество отбираемого пара, выраженное в долях расхода свежего пара, поступающего в турбину, через α, составим уравнение теплового баланса подогревателя:

$$\alpha(h_n - h'_n) = h_{пв} - h'_k = h_п - \delta h - h'_k$$

откуда находим долю отбираемого пара:

$$\alpha = \frac{h_п - \delta h - h'_k}{h_n - h'_n}$$

Относительная мощность, развиваемая этим паром, будет соответственно иметь вид:

$$L_a = \alpha(h_0 - h_п) = \frac{(h_п - \delta h - h'_k)(h_0 - h_п)}{h_n - h'_n} \qquad (2.3)$$

Эта мощность создается без потерь в конденсаторе.

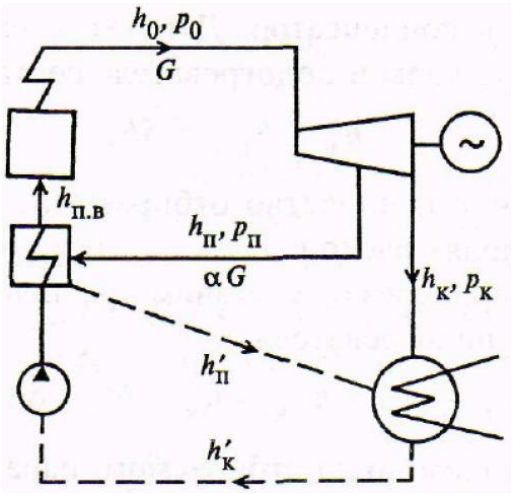


Рис. 1.12. Принципиальная схема турбинной установки с одной ступенью регенеративного подогрева питательной воды

Если по оси ординат отложить энтальпии отбираемого пара h_n, а по оси абсцисс - энтальпии его конденсата, то можно получить графическую зависимость 1 между этими величинами (рис. 1.10). Учитывая недогрев питательной воды и смещая на

$$\delta h = h_n - h'_n$$

линию 1 эквидистантно влево, получаем зависимость 2 энтальпии обогревающего нара от энтальпии питательной волы.

Поскольку разность энтальпий отбираемого пара и его конденсата, стоящая в знаменателе формулы (1.15), мало зависит от давления отбираемого пара, можно считать, что мощность L_a, развиваемая отборным паром, пропорциональна площади заштрихованного прямоугольника, имеющего стороны $h_n - h'_k - \delta h$ и $h_0 - h_{\text{п}}$ (рис. 1.13). Площадь этого прямоугольника F, а, следовательно, и мощность L_a при энтальпии отбираемого пара h_n, равной энтальпии свежего h_0 или отработавшего h_k пара, будет равна нулю. Максимальная же мощность L_a в рассматриваемом случае одноступенчатого подогрева питательной воды будет достигнута при некотором промежуточном значении энтальпии отбираемого пара, близком к среднему значению энтальпии свежего и отработавшего пара, когда нагрев питательной воды в подогревателе составит примерно половину нагрева ее от температуры конденсата до температуры насыщения, соответствующей давлению в котле.

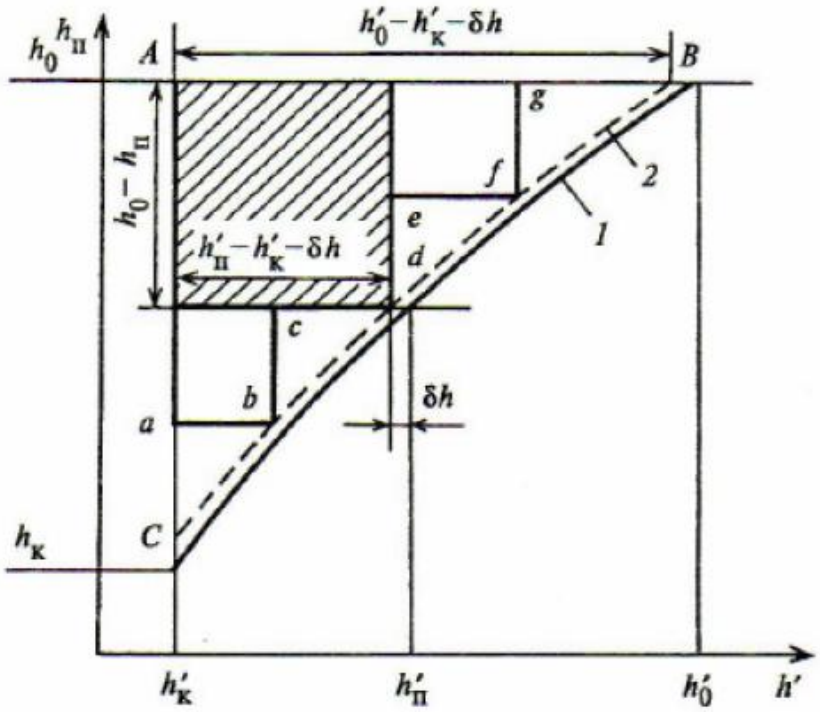


Рис. 1.13. Зависимость энтальпии отбираемого пара от энтальпии его конденсата

Если вместо одноступенчатого применить, например, трехступенчатый регенеративный подогрев питательной воды, то выработка мощности возрастет до значения, пропорционального площади, ограниченной контуром *AabcdefgA.*

При бесконечном же числе регенеративных отборов пара выработка мощности $\sum L_a$ достигла бы максимально возможного значения, эквивалентного площади фигуры *ACBA.*

На практике, исходя из технико-экономических расчетов, применяется ограниченное число отборов, обычно не более девяти. При этом точки отбора выбираются с таким расчетом, чтобы в каждом из подогревателей энтальпия питательной воды повышалась приблизительно на одно и то же значение, т.е. чтобы теплопадения между соседними отборами пара были приблизительно одинаковыми. Как видно на рис. 1.10, при таком выборе точек отбора мощность, вырабатываемая паром регенеративных отборов, а, следовательно, и экономическая эффективность регенерации будут максимальными.

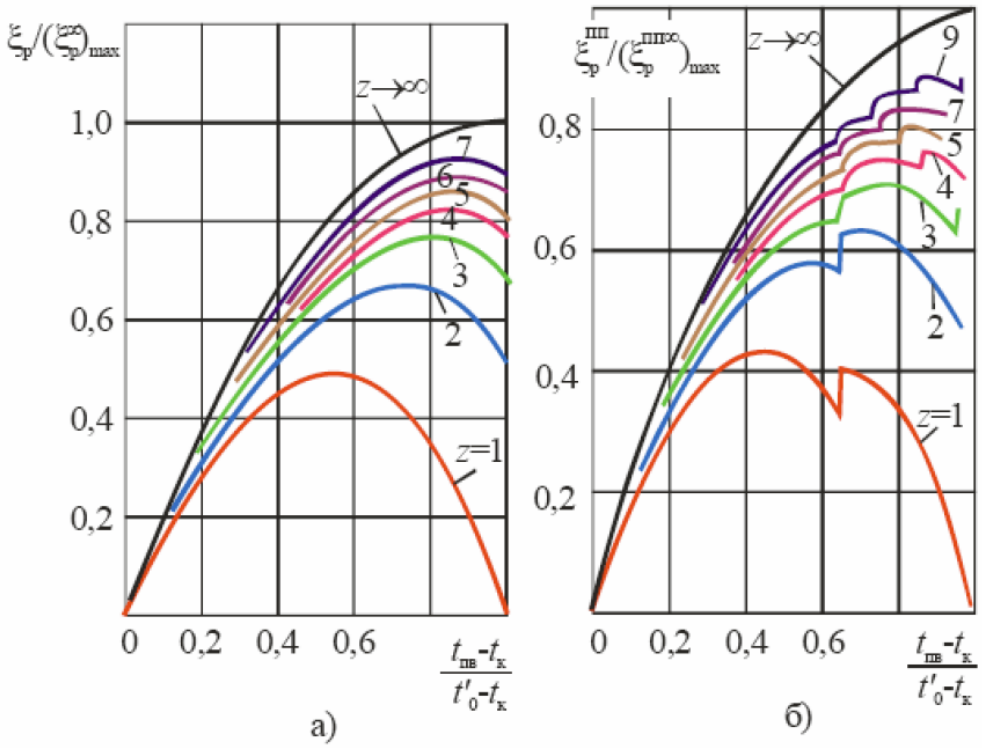


Рис. 1.14. Относительный выигрыш в удельном расходе теплоты для установок без промежуточного перегрева (а) и с промежуточным перегревом (б)

На рис 1.14 приведены результаты расчета Относительного выигрыша в удельном расходе теплоты для установок без промежуточного перегрева (рис. 1.14. а) и с промежуточным перегревом (рис. 1.14, б) в зависимости от числа ступеней регенеративного подогрева и температуры питательной воды.

Тепловая схема паротурбинной установки ТЭС. Мероприятия, направленные на повышение тепловой экономичности за счет повышения термического КПД цикла и. нерассмотренного в данном курсе, комбинированного производства тепловой и электрической энергии, приводят к следующим основным особенностям современных паровых турбин:

- в турбинах срабатывается большой теплоперепад (на уровне 1000... 1600 кДж'кг);
- в турбине происходит значительное увеличение удельного объема в процессе расширения (удельный объем на выходе пере восходит удельный объем на входе более чем в 1000 раз);
- конструкция турбины существенно усложняется:
- усложняется тепловая схема паротурбинной установки. На рис. 1,12, в качестве примера, приведена тепловая схема одной из современных паротурбинных установок.

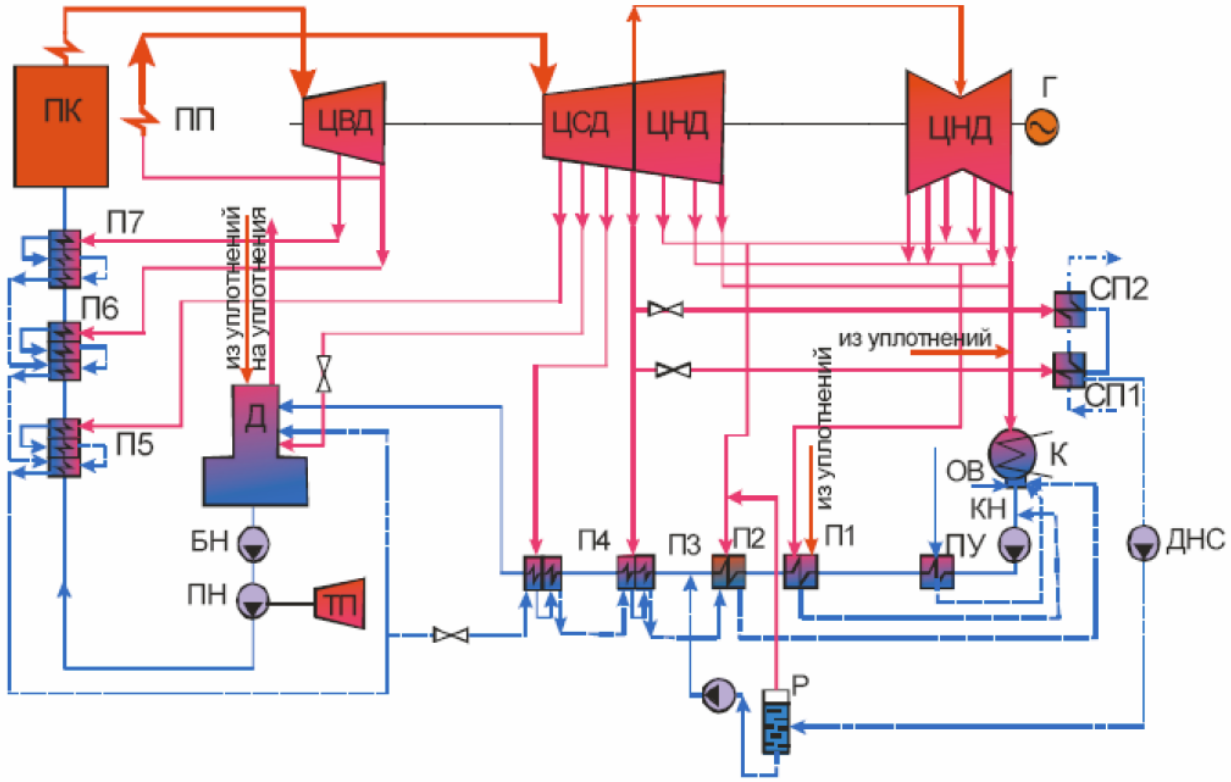


Рис. 1.15. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки (К-300-23,5)

1.2.3. Тепловые циклы и схемы паротурбинных установок атомных электрических станций (АЭС)

Электростанция, в которой ядерная энергия преобразуется в электрическую, называется атомной (АЭС). АЭС использует теплоту, которая выделяется в ядерном реакторе в результате цепной реакции деления ядер некоторых тяжелых элементов (в основном урана-233, урана-235 и др.) под действием нейтронов.

Технологическое оборудование АЭС подразделяется на реакторную, парогенерирующую, паротурбинную, конденсационную установки. Взаимосвязь между этими установками образует тепловую схему АЭС.

Принципиальные тепловые схемы АЭС

В общем случае в схеме электростанции используются теплоноситель и рабочее тело. Рабочее тело - газообразное вещество, которое применяют в машинах для преобразования тепловой энергии в механическую. Для АЭС рабочим телом является водяной пар сравнительно низких параметров, насыщенный или слегка перегретый. Теплоноситель - движущаяся жидкая или газообразная среда, используемая для осуществления процесса отвода теплоты, выделяющейся в реакторе. В схемах АЭС теплоносителем является обычная или тяжелая вода, а иногда органические жидкости и инертный газ.

Основная классификация АЭС производится в зависимости от числа контуров теплоносителя и рабочего тела. Различают одноконтурные, двухконтурные, не полностью двух контурные и трех контурные АЭС (рис. 1.16).

При одноконтурной тепловой схеме АЭС (рис. 1.16, а) контуры теплоносителя и рабочего тела совпадают. В реакторе 1 происходит парообразование, пар направляется и паровую турбину 2, где производится механическая работа, которая в электрическом генераторе 3 превращается в электроэнергию. В конденсаторе 4 происходит конденсация отработавшего пара, и образовавшийся конденсат питательным насосом 5 подастся снова в реактор. Таким образом, контур рабочего тела является одновременно контуром теплоносителя и оказывается замкнутым. Реактор может работать как с естественной, так и с принудительной циркуляцией теплоносителя по дополнительному внутреннему контуру, па котором установлен соответствующий циркуляционный насос 6.

Большим преимуществом одноконтурных АЭС является их простота и меньшая стоимость оборудования по сравнению с АЭС, выполненными по другим схемам, а недостатком - радиоактивность теплоносителя, что выдвигает дополнительные требования при проектировании и эксплуатации паротурбинных установок АЭС.

В двухконтурной тепловой схеме АЭС (рис. 1.16, б) контуры теплоносителя и рабочего тела разделены. Контур теплоносителя, прокачиваемого через реактор 1 и парогенератор 7 циркуляционным насосом 6, называют *первым* или *реакторным,* а контур рабочего тела - *вторым.* Оба контура являются замкнутыми, и обмен теплотой между теплоносителем и рабочим телом осуществляется в парогенераторе 7. Турбина 2, входящая в состав второго контура, работает в условиях отсутствия радиационной активности, что упрощает ее эксплуатацию.

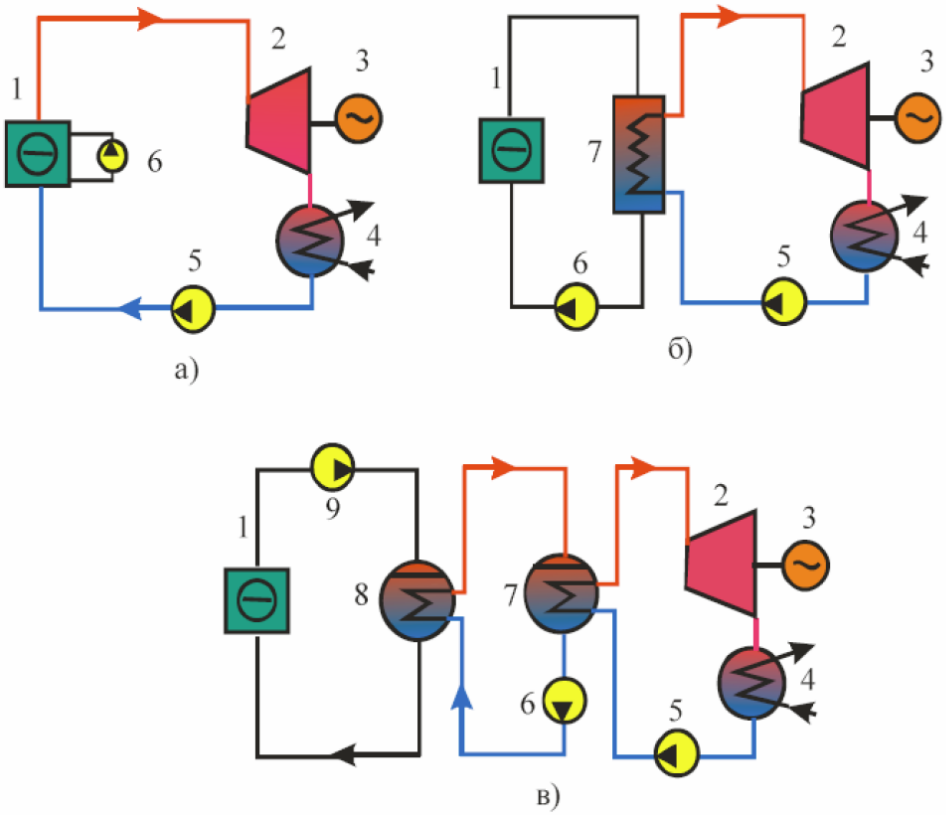


Рис. 1.16. Тепловые схемы АЭС:
а)- одноконтурная; б) – двухконтурная; в) – трехконтурная

АЭС с двух контурной тепловой схемой обычно оборудуются турбинами насыщенного пара. Однако имеются схемы, при которых пар на входе в турбину слабо перегрет,

Экономичность АЭС с двухконтурной тепловой схемой при прочих равных условиях всегда меньше, чем с одноконтурной. Следует отметить, что стоимость второго контура и парогенератора соизмеримы со стоимостью биологической защиты в одноконтурной схеме. Поэтому стоимости 1 кВт установленной мощности на АЭС одноконтурного и двух контурного типов примерно одинаковы. На АЭС предполагается широкое использование в качестве теплоносителя жидкого металла, что позволит понизить давление в первом контуре, получить высокий коэффициент теплоотдачи и уменьшить расход теплоносителя. Обычно в качестве теплоносителя применяют жидкий натрий, температура плавления которого 98°С. Однако применение жидкого натрия вызывает ряд эксплуатационных трудностей. Особенно опасен его контакт с водой, приводящий к бурной химической реакции, что может создать опасность выноса радиоактивных веществ из первого контура в обслуживаемые помещения. Во избежание этого создается дополнительный промежуточный контур с более высоким давлением, чем в первом, и тепловая схема такой АЭС называется трехконтурной (рис. 1.13, в). В первом контуре радиоактивный теплоноситель насосом 9 прокачивается через реактор 1 и промежуточный теплообменник 8, в котором он отдает теплоту также жидкометаллическому,

но не радиоактивному теплоносителю, прокачиваемому по промежуточному контуру теплообменник 8 - парогенератор 7. Контур рабочего тела аналогичен двухконтурной схеме АЭС (рис. 1.13, б).

Кроме приведенной классификации АЭС по числу контуров можно выделить отдельные типы АЭС в зависимости от следующих признаков: параметров и типов паровых турбин (например, АЭС на насыщенном и перегретом паре); способа перегрева пара (огневой или ядерный); параметров и типа теплоносителя; конструктивных особенностей и типа реактора и др.

Начальные параметры пара, сепарация и промежуточный перегрев на АЭС

Параметры пара. На АЭС с турбинами, работающими на влажном паре, начальные параметры характеризуются давлением p_0 (или температурой t_0) и степенью сухости пара $\boldsymbol{x_0}$**.** При использовании слабо перегретого пара под начальными параметрами понимают температуру t_0 и давление p_0 пара перед турбиной.

Известно, что увеличение начальных параметров заметно повышает экономичность турбинной установки. На рис. 1.7 представлена зависимость термического КПД цикла сухого насыщенного пара, широко применяемого на АЭС, от начальной температуры линия (с.н.п.).

Для турбин насыщенного пара увеличение термического КПД цикла происходит при повышении начальных параметров только до определенных значений. Максимум термического КПД цикла сухого насыщенного пара имеет место при начальной температуре пара около 350^0С и соответствующем ей начальном давлении пара 17 МПа. В настоящее время давление теплоносителя в реакторах не превышает 17 МПа, и поэтому начальное давление пара перед турбиной в основном определяется типом реактора.

Для одноконтурных АЭС на выбор начального давления пара перед турбиной оказывает существенное влияние интенсивность теплообмена в тепловыделяющем элементе (ТВЭл) реактора. Наибольшее значение коэффициента теплоотдачи от стенки ТВЭл к кипящей воде соответствует давлению насыщенного пара **7** МПа. При этом давлении температура оболочки ТВЭл, определяемая температурой кипения и коэффициентом теплоотдачи, находится в допустимых пределах. Применение более высокого начального давления пара приведет к росту температуры и уменьшению коэффициента теплоотдачи и заставит использовать более дорогостоящие материалы дня изготовления конструкций ТВЭл. Поэтому при работе турбины в составе одноконтурной АЭС давление в реакторе выбирают равным 7 МПа.

Для реактора одноконтурной АЭС, генерирующего насыщенный пар, кроме выбора давления и влажности важен выбор его активности. Для снижения активности пара после реактора применяют промывку и комплексную обработку воды реактора.

В простейшей тепловой схеме АЭС двух контурного типа, когда парогенератор не имеет экономайзера и пароперегревателя, разность температур теплоносителя на входе в парогенератор и пара на выходе из него составляет 45 - 60 °С. Поэтому давление воды на выходе из реактора должно быть на 8 - 11 МПа выше давления пара на входе в турбину, что усложняет конструкцию корпуса реактора и обеспечение его надежности, особенно при больших его размерах. В связи с этим давление пара на входе в турбину двухконтурной АЭС выбирают по предельным значениям давления и температуры, на которые может быть рассчитан корпус реактора. Для двухконтурной АЭС $p_0 \leq 6{,}0...7{,}3$ МПа, а трехконтурной - $p_0 \leq 4{,}2...7{,}2$ МПа.

Выбор **конечною давления** $p_к$ для АЭС принципиально не отличается от решения аналогичной задачи для ТЭС на органическом топливе. Однако вакуум в конденсаторе при низком начальном давлении пара и соответственно малом располагаемом теплоперепаде H_0 имеет большее значение, чем в паротурбинных установках на сверхкритические параметры пара. Вместе с тем из-за большого количества пара, поступающего в конденсатор, при углублении вакуума приходится усложнять конструкции ЦНД турбины.

Промежуточная сепарация и перегрев пара. В процессе расширения пара в турбине насыщенного пара (линия 1-2-3 на рис. 1.17). Если не принимать никаких мер по удалению влаги, влажность в последних ступенях настолько велика, что η_{oi} оказывается существенно ниже, чем при работе с перегретым паром, а эрозия лопаток при этом становится недопустимо большой. Считается, что влажность $y_к$ = 10% допустима при окружных скоростях па периферии лопаток $u_n < 400$ м/с, а $y_к$ = 16 % - при $u < 400$ м/с.

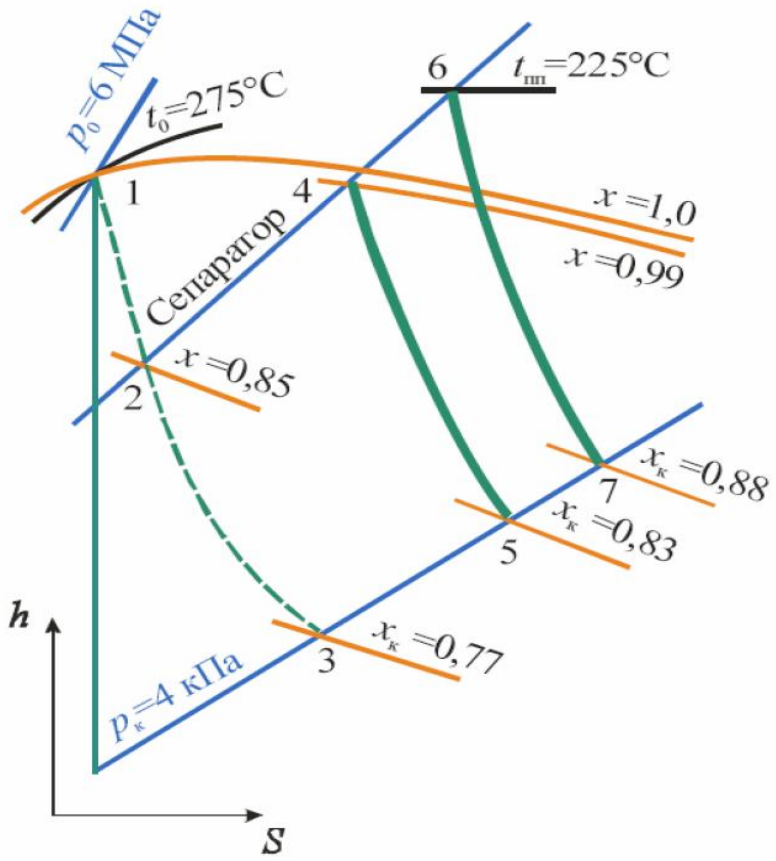


Рис 1. 17. Процесс расширения пара в турбинах насыщенного пара

В турбинах АЭС для снижения конечной влажности применяют промежуточную сепарацию влаги из пара (линия 2-4 на рис. 1.17), промежуточный перегрев пара либо сепарацию с последующим перегревом от сепарированного пара (линия 2-4-6 на рис. 1.17). Промежуточная сепарация влаги разделяется па внешнюю (когда удаление влаги происходит в сепараторах - С, установленных вне турбины) и внутриканальную в проточной части турбины.

Внешняя сепарация влаги связана с выводом из турбины всего потока пара в специальные устройства – сепараторы и последующим возвращением его в турбину. Наиболее просто это можно осуществить в местах деления турбины на части. Вместе с тем наибольший экономический эффект от внешней сепарации получается при определенных параметрах пара. Давление $p_{разд}$, при котором происходит сепарация или сепарация и промежуточный перегрев пара, называется *разделительным.* Давление $p_{разд}$ существенно влияет на показатели экономичности турбоустановки и параметры сепаратора.

Внешняя сепарация (рис. 1.18, а) может повысить сухость пара до x=0,99 ... 0,995 и одновременно уменьшить влажность в последующих ступенях турбины, что дает выигрыш в КПД установки и повышает эрозионную надежность работы последних ступеней турбины.

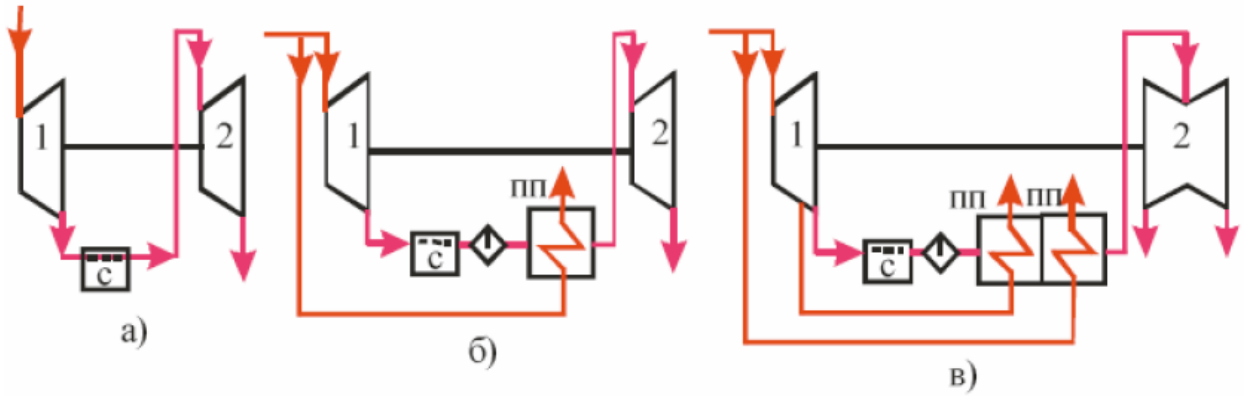


Рис. 1.18. Тепловые схемы турбин насыщенного пара с внешней сепарацией
а - без промежуточного перегрева пара; б - с промежуточным одноступенчатым перегревом свежим паром; в - с промежуточным двухступенчатым перегревом отборным и свежим паром; С - сепаратор; ПП - пароперегреватель; 1 - ЧВД; 2 – ЧНД

Оптимальное разделительное давление в схемах АЭС с одной ступенью сепарации составляет (0,1... 0,15) p_0.

На большинстве АЭС одновременно с внешней сепарацией применяется еще и промежуточный перегрев (рис. 1.18, б, в), Для промежуточного перегрева обычно используется пар, отбираемый из ЦВД, или свежий пар, чем и определяется максимальная температура перегрева (на 15 - 40 ^{0}С ниже t_0).

Перегрев свежим паром (рис. 1.18, б) снижает термический КПД цикла. Положительное влияние такого пароперегрева сказывается только на существенном снижении потерь от влажности в последующих ступенях, повышении внутреннего относительного КПД и надежности турбины. Паровой перегрев используют в том случае, когда путем сепарации нельзя достигнуть допустимого уровня влажности пара в конце расширения. Разделительное давление пара в схемах АЭС с промежуточным перегревом пара выше, чем в схемах АЭС с внешней сепарацией, и составляет $p_{разд}$=(0,18…0,23)p_0.

В некоторых случаях бывает выгодно применять двухступенчатый перегрев (рис. 1.19, в): сначала паром из отбора, а затем свежим, причем оптимальное повышение энтальпий пара приблизительно одинаково в каждой ступени. Часто допускают отступление от такой разбивки ступеней перегрева для удобства организации отбора пара. Выбор того или иного способа сепарации, а также параметров, при которых она осуществляется, зависит от принципиальной тепловой схемы турбоустановки, ее характеристик, конструктивных особенностей и проводится на основании технико-экономических расчетов,

Регенеративный подогрев питательной воды.

Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется на всех АЭС и имеет следующие особенности:

1) в области насыщенного пара подогрев питательной воды за счет отбираемого пара термодинамически более выгоден, чем в зоне перегрева;

2) отборы влажного пара дают возможность почти без потерь выводить из проточной части влагу, сконцентрированную у периферии рабочих колес, что повышает КПД и надежность последующих ступеней турбины;

3) из-за меньшей энтальпии отбираемого пара увеличивается его доля и, следовательно, уменьшается доля пара, поступающего в конденсатор, что, в свою очередь, приводит к разгрузке ступеней низкого давления. Все это увеличивает во влажно-паровых турбинных установках эффективность системы регенеративного подогрева питательной воды и выгоду от повышения ее температуры ($t_{пв}$).

1.2.4. Основные узлы и конструкции паровой турбины

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в механическую работу вращающегося ротора по преодолению сил сопротивления приводимой машины (электрического генератора, питательною насоса, компрессора, вентилятора и др.).

Всякая турбина состоит из неподвижных и вращающихся частей. Совокупность всех неподвижных частей принято называть *статором* турбины, а вращающихся - *ротором.* Рассмотрим типичную конструкцию одноцилиндровой конденсационной турбины К-50-90 мощностью 50 МВт с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С (рис. 1.19). В этой турбине применен комбинированный ротор. Первые 19 дисков, работающих в зоне высокой температуры, откованы как одно целое с валом турбины, последние три диска насадные. Применение насадных дисков в зоне высокой температуры, как правило, не допускается во избежание ослабления натяга их на валу из-за ползучести. Выполнение же трех последних дисков цельнокованными потребовало бы увеличения диаметра поковки ротора.

Совокупность неподвижной сопловой решетки, закрепленной в сопловых коробках или диафрагмах, со своей вращающейся рабочей решеткой, закрепленной на следующем по ходу пара диске, принято называть *ступенью турбины.* Проточная часть рассматриваемой одноцилиндровой турбины состоит из 22 ступеней, из которых первая называется *регулирующей,* вторая — *первой нерегулируемой,* а все остальные, кроме последней, — *промежуточными.*

В каждой сопловой решетке поток пара ускоряется в сопловых каналах специально выбранного профиля и приобретает необходимое направление для без-

ударного входа в каналы между рабочими лопатками. Усилия, развиваемые потоком пара на рабочих лопатках, вращают диски и связанный с ними вал, который передаст вращающий момент ротора турбины на приводимую машину (генератор, воздуходувку и др.).

По мере понижения давления пара при прохождении от первой к последней ступени удельный объем его сильно растет, что требует увеличения проходных сечений сопловых и рабочих решеток и соответственно высоты лопаток и среднего диаметра ступеней.

К переднему торцу ротора прикреплен приставной конец вала, на котором установлены бойки двух предохранительных выключателей (датчики автомата безопасности 22), воздействующие на стопорный и регулирующие клапаны, которые прекращают доступ пара в турбину при повышении частоты вращения ротора на 10 - 12 % по сравнению с расчетной.

Приставной конец вала с помощью гибкой муфты соединен с валом главного масляного насоса, корпус которого своим всасывающим патрубком прикреплен к приливу картера переднего подшипника.

Главный масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбины и генератора (при давлении 0,15 МПа) и в систему регулирования (при давлении 2 МПа), обеспечивающую автоматическое поддержание заданной частоты вращения ротора турбины. Датчиком частоты вращения является быстроходный упругий регулятор скорости, установленный на конце вала насоса. Со стороны выхода пара ротор турбины соединен полу гибкой муфтой с ротором генератора.

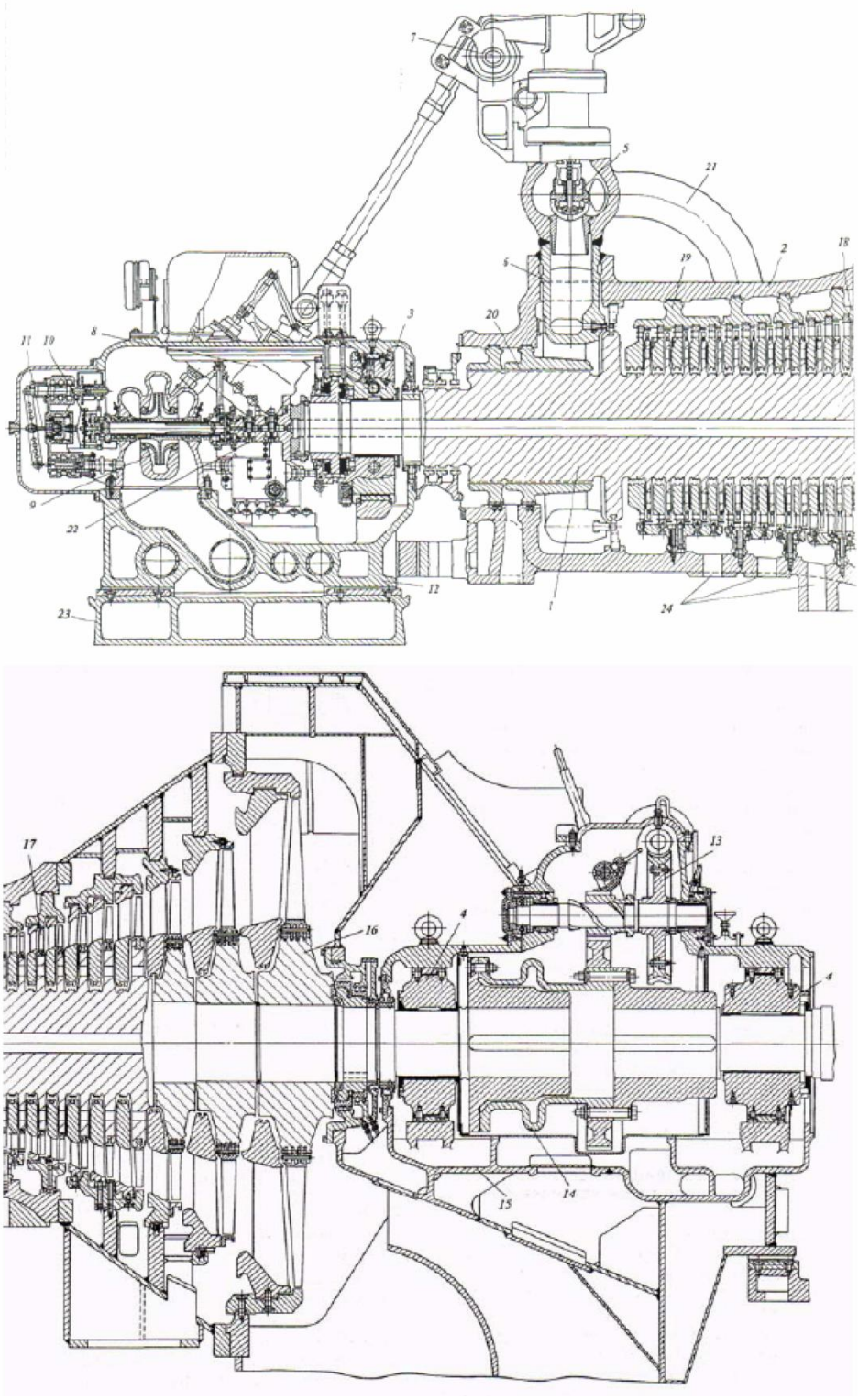


Рис. 1.19. Продольный разрез турбины К-50-90:

1 **- ротор турбины;** ***2*** **- корпус турбины;** ***3*** **- опорно-упорный подшипник;** ***4*** **- опорный подшипник; 5 - регулирующий клапан;** ***6*** **- сопловая коробка; 7 - кулачковый пал;** ***8*** **- сервомотор; 9 - главный масляный насос;** ***10*** **- регулятор скорости;** ***11*** **- следящий золотник;** ***12*** **- картер переднего подшипника;** ***13*** **- валоповоротное устройство;** ***14*** **- соединительная муфта;** ***15*** **- выхлопной патрубок турбины;** ***16*** **- насадные диски;** ***17*** **- рабочие лопатки;** ***18*** **- диафрагмы;** ***19*** **- обоймы диафрагм;** ***20*** **- обоймы переднего концевого уплотнения;** ***21*** **- перепускная труба (от стопорного к регулирующему клапану);** ***22*** **- датчики автомата безопасности;** ***23*** **- фундаментная плита;** ***24*** **- патрубки отборов пара на регенерацию**

Статор турбины состоит из корпуса, в который вварены сопловые коробки, соединенные с помощью сварки с клапанными коробками, установлены обоймы концевых уплотнений, обоймы диафрагм, сами диафрагмы и их уплотнения. Корпус этой турбины кроме обычного горизонтального разъема имеет два вертикальных разъема, разделяющих его на переднюю, среднюю части и выходной патрубок. Передняя часть корпуса — литая, средняя и выходной патрубок — сварные.

К неподвижным частям турбины относятся также картеры ее подшипников. В переднем картере расположен опорно-упорный подшипник, в заднем — опорные подшипники роторов турбины и генератора.

Передний картер установлен па фундаментной плите и при тепловом расширении корпуса турбины может свободно перемещаться по ней. Задний же картер выполнен заодно с выходным патрубком турбины, который при тепловых расширениях остается неподвижным благодаря его фиксации пересечением поперечной и продольной шпонок, называемым *фикспунктом,* или мертвой точкой.

Передняя часть корпуса турбины соединена с передним картером с помощью специальных лап, предусмотренных на корпусе, и поперечных шпонок, установленных на боковых приливах картера. Благодаря такому соединению тепловые расширения корпуса турбины при прогреве и тепловые укорочения его при остывании полностью передаются переднему картеру, который, скользя по фундаментной плите, с помощью упорного подшипника перемещает ротор на размер теплового удлинения или укорочения корпуса, что обеспечивает неизменность в допустимых пределах осевых зазоров в проточной части турбины между вращающимися и неподвижными элементами.

В заднем картере турбины расположено валоповоротное устройство, предназначенное для медленного вращения ротора при пуске и остановке турбины. Оно состоит из электродвигателя, к ротору которого присоединен червяк, входящий в зацепление с червячным колесом, насажанным на промежуточный валик. На винтовой шпонке этого валика установлена ведущая цилиндрическая шестерня, которая при включении валоповоротного устройства входит в зацепление с ведомой цилиндрической шестерней, сидящей па валу турбины. После подачи пара в турбину частота вращения ротора повышается, и ведущая шестерня автоматически выходит из зацепления из-за проворачивания ее по винтовой шпонке.

Основным назначением валоповоротного устройства является предотвращение теплового искривления ротора и нагрева баббитовой заливки подшипников при остывании и пуске турбины.

Устройства автоматического регулирования турбин и их маслоснабжения детально освещены в [1,2,3]. Здесь лишь перечислим основные узлы системы регулирования турбины К-50-90: четыре клапана, регулирующих подачу пара в турбину, распределительный кулачковый валик, поворачиваемый зубчатой рейкой

поршневого сервомотора, получающего импульс от регулятора скорости и открывающего или закрывающего клапаны. Профили кулачков выполнены таким образом, что регулирующие клапаны открываются поочередно один за другим. Такое последовательное открытие или закрытие их позволяет исключить дросселирование пара, проходящего через полностью открытые клапаны при сниженных нагрузках турбины, т.е. дросселируется лишь та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.

Эта система парораспределения называется *сопловой* в отличие от *дроссельной,* где все количество пара, как при полной так и при сниженных нагрузках проходит через один или несколько одновременно открывающихся клапанов и, дросселируясь, поступает к соплам первой ступени с пониженным давлением. Понижение давления приводит к уменьшению располагаемого теплоперепада и соответствующему снижению экономичности турбины.

Основная потеря теплоты в турбинной установке происходит в ее конденсаторе. Дня уменьшения этой потери в корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков регенеративных отборов, через которые пар отбирается из промежуточных ступеней на подогрев питательной воды, подаваемой в котел.

1.3. Течение пара в турбинных решетках

1.3.1. Основные уравнения движения сжимаемой жидкости

Преобразование энергии в ступени турбины происходит в результате обтекания паровым потоком сопловых неподвижных и рабочих вращающихся лопаток турбины. В потоке возникают потери, которые снижают КПД турбины. Задачей инженера, проектирующего турбину, является такая организация потока, при которой потери имеют наименьшую величину и тем самым обеспечивается высокий КПД турбины. Законы течения сжимаемой жидкости имеют большое значение для изучения тепловых процессов турбины, и они подробно излагаются в курсах газовой динамики [4].

В настоящей главе представлены некоторые основные уравнения, необходимые для теплового расчета турбины - определения ее размеров, КПД, а также для оценки явлений, возникающих в процессе изготовления и эксплуатации турбины. Чтобы получить достаточно простые формулы, применимые при инженерных расчетах, приходится вводить ряд упрощающих предположений. В частности рассматривается установившийся поток пара, т. е. предполагается, что параметры потока в любой точке сохраняются неизменными во времени и что их изменение возникает только при переходе от одного сечения к другому. Такое предположение не является точным.

В действительности в турбинной ступени поток подвергается периодическому возмущению - вращающиеся рабочие лопатки попеременно, то проходят мимо центральной части сопловых каналов, то пересекают след, образующийся за выходными кромками предыдущих лопаток. Таким образом, турбинная решетка обтекается потоком с периодически меняющимися параметрами, скоростью, ее направлением; меняется и усилие, создаваемое паром. В первом приближении предполагается, что процесс является установившимся, а искажающий эту картину течения эффект, вызванный такой периодической нестационарностью, учитывается отдельно. Условие стационарности не соблюдается также при колебаниях параметров и быстром изменении нагрузки турбины.

Дня многих практических задач, которые приходится решать при расчете турбины, можно использовать уравнения одномерного течения, выведенные в предположении, что изменения параметров и скорости потока в канале происходят в одном направлении. Двух- и трехмерный поток в ступени в данном ЭУМК не рассматривается, с соответствующими подходами можно познакомится в [1,2,4].

Там, где теоретический анализ пока не обеспечивает надежного определения истинного характера течения, на помощь приходит эксперимент, позволяющий сочетать упрощенный математический аппарат с экспериментальными коэффициентами и получать, таким образом, достаточно достоверный результат.

Для расчётов течения сжимаемой жидкости в дальнейшем используются следующие уравнения: уравнение состояния; уравнение неразрывности; уравнение количества движения; уравнение сохранения энергии.

Уравнение состояния

Из термодинамики известно, что *состояние вещества однотипно определено, если известны* ***два независимых*** *параметра.* Т.е. если известны два независимых параметра, то можно определить все другие.

Для идеального газа уравнение состояния имеет вид

$$pv = RT \tag{3.1}$$

где *R*- газовая постоянная.

Для перегретого пара это уравнение неточно, так как коэффициент R зависит от давления и температуры. Значительно точнее соблюдается зависимость

$$h = \frac{k}{k-1} pv + const \tag{3.2}$$

где k - показатель изоэнтропы: для перегретого водяного пара изменяется в пределах k= 1,26 ÷ 1,33 и в среднем принимается k=1,3; для сухого насыщенного пара k = 1,135. Из (2.2.) видно, что линии постоянной энтальпии отвечает постоянное произведение pv.

Недостаточная точность, которая получается, если пользоваться приведенными формулами, а также то обстоятельство, что при расширении пара процесс часто переходит из области перегретого в область влажного пара, когда расчет по этим формулам еще менее надежен, заставляют пользоваться таблицами водяного пара.

Широкое распространение при расчетах получили также различные диаграммы водяного пара, в особенности h,s-диаграмма. Вместе с тем следует помнить, что точность расчетов с помощью h,s -диаграммы зависит от масштаба, в котором она построена, и от пределов изменения состояния.

В настоящее время взаимозависимости термодинамических свойств водяного пара представлены формулами, обеспечивающими точность согласно таблицам водяного пара или аппроксимирующие зависимости, которые обычно запрограммированы в виде различных приложений.

Если предположить, что расширение пара происходит без потерь и без теплообмена с внешней средой, то этот процесс называется изоэнтропийным и изменение состояния пара подчиняется уравнению изоэнтропы.

$$pv_t^k = const \tag{3.3}$$

где индекс t характеризует в данном случае удельный объем пара при изоэнтропийном процессе, т. е. на линии $s = s_0 = const$ (рис. 1.20).

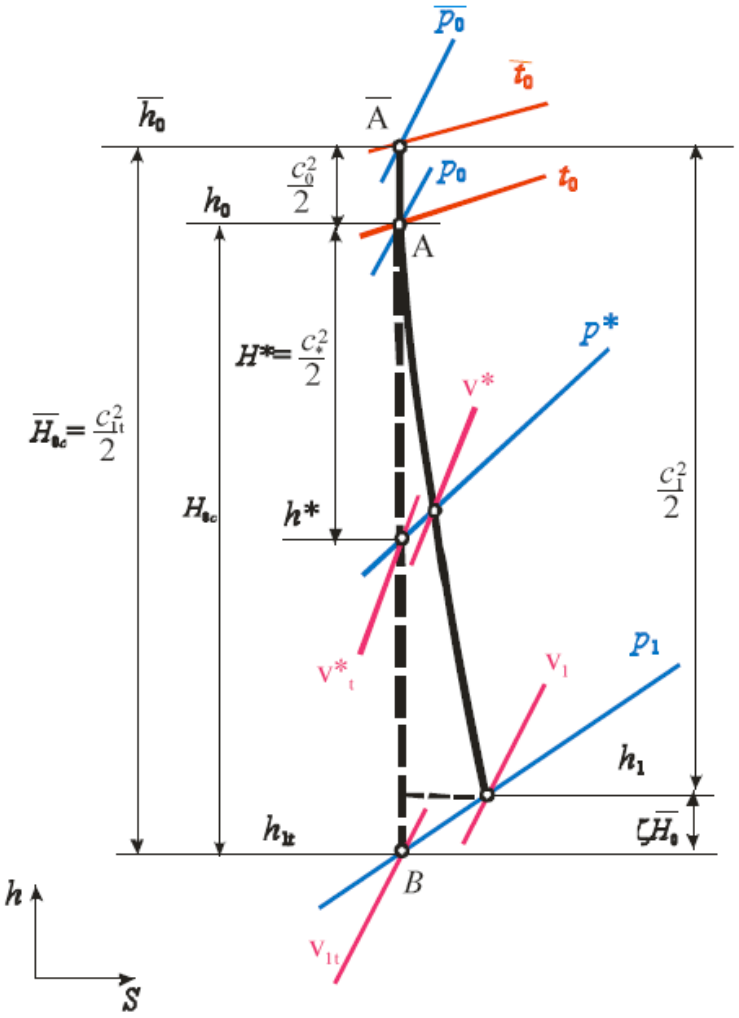


Рис. 1.20. Процесс расширения пара в канале, изображенный *h, s* –диаграмме

Уравнение неразрывности

Уравнение неразрывности построено на основе закона сохранения массы.

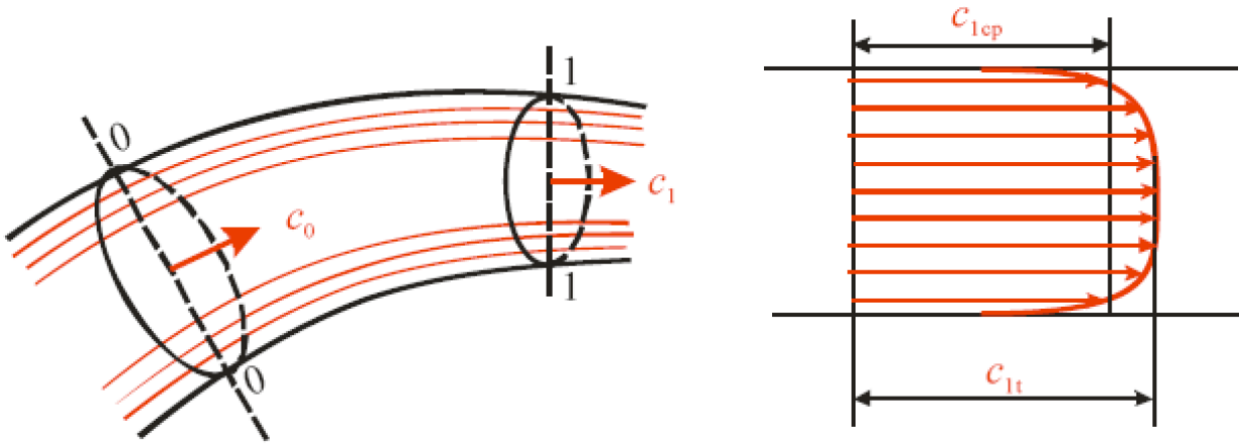


Рис.1.21 К выводу уравнения неразрывности

Рассмотрим канал, в котором движение сжимаемой жидкости можно считать одномерным и установившимся. Сечениями *0-0* и *1-1*, перпендикулярными направлению местной скорости потока, выделим участок канала (рис. 1.21, а). На основании закона сохранения массы и условия неразрывности течения для установившегося движения можно считать, что газа, поступившая в выделенный участок канала через сечение *0-0,* равна массе газа, вытекающей через сечение *1-1* в единицу времени, т.е. $G_0 = G_1$ [кг/с]. При нарушении этого равенства между сечениями *0-0* и *1-1* происходило бы накопление или уменьшение количества, газа и, следовательно, изменение параметров газа с течением времени, что противоречит условию установившегося движения. Расход массы газа за одну секунду в сечении *0-0* легко по дочитывается, если известны параметры потока в этом сечении - скорость c_0, удельный объем v_0, а также площадь поперечного сечения F_0, на основании тождественной записи объема газа, проходящео через сечение *0-0* за единицу времени: объемный расход $V_0 = G_0 v_0 = F_0 c_0$, откуда

$$G_0 = F_0 \frac{c_0}{v_0}$$

В реальных условиях скорость потока по сечению капала переменная вследствие ее изменения в пограничном слое (рис. 2.1, б), поэтому массовый расход надо определять путем интегрирования по площади канала, либо осреднив скорость и удельный объем по расходной составляющей:

$$G_0 = \int\limits_{(F)_0} \frac{c_0}{v_0} dF = F_0 \frac{c_{0\text{ср}}}{v_{0\text{ср}}}$$

В дальнейшем индекс осреднения будем опускать, полагая для реальных потоков, что c_1, и v_1 усреднены, а для идеальных потоков (без трения и, соответственно, без пограничного слоя) будем добавлять индекс *t*.

Аналогично вычисляется расход массы в сечении *1-1*;

$$G_1 = F_1 \frac{c_1}{v_1}$$

Из равенства массовых расходов в сечениях *0-0* и *1-1*следует

$$F_0 \frac{c_0}{v_0} = F_1 \frac{c_1}{v_1}$$

В общем виде для канала уравнение неразрывности записывается в виде

$$G = F \frac{c}{v} = const \qquad (3.4)$$

Если прологарифмировать данное выражение, а затем взять производную (по длине канала *G = const),* то в дифференциальной форме по уравнение принимает вид

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c} \qquad (3.5)$$

показывая, что приращение площади поперечного сечения канала определяется суммой приращения скорости потока и приращения удельного объема, которое зависит от термодинамического изменения состояния при истечении.

Если записывается уравнение неразрывности для канала, образуемого вращающимися рабочими лопатками, то в зависимости (2.4) - (2.5) вместо скорости *c* подставляется скорость в относительном движении (относительная скорость) *w*, т. е.

$$G = F\frac{w}{v} = const \qquad (3.6)$$

Уравнение количества движения

Уравнение количества движения является следствием второго закона Ньютона и формулируется как: **импульс силы, действующей на тело, равен изменению количества движения.** Импульс силы - произведение величины силы на время действия; количество движения - произведение массы на скорость. Равнозначно уравнение количества движения можно переформулировать: изменение количества движения происходит под действием импульса силы.

Для одномерного установившегося потока рассмотрим элемент жидкости, выделенный из потока двумя поперечными сечениями с площадями F и $F+dF$, расположенными на расстоянии dx вдоль оси потока (рис. 1.22). На этот элемент жидкости действуют следующие силы:

- в сечении F - сила давления pF, направленная слева направо;
- в сечении $F + dF$ – сила $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x}dx\right)(F + dF)$, направленная справа налево;
- на боковую поверхность элемента – сила $\left(p + \frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dF$, равная проекции сил давления, перпендикулярных этой поверхности, и направленная слева направо;
- сила сопротивления (трения) dS, направленная вдоль боковой поверхности элемента противоположно скорости потока.

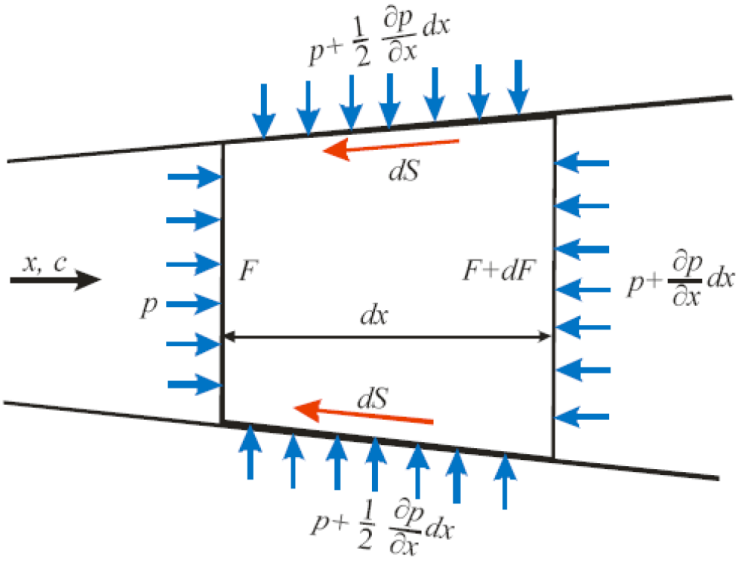


Рис.1.22 К выводу уравнения количества движения

Если на основании закона Ньютона приравнять сумму всех перечисленных сил произведению массы выделенного элемента потока $(F\,dx/v)$ на его ускорение (dc/dt), то после несложных преобразований можно получить уравнение количества движения для одномерного установившегося потока в окончательном виде:

$$c\,dc = -vdv - Sdx \qquad (3.7)$$

В курсе гидрогазодинамики получено это уравнение для трехмерного установившегося движении (уравнение Навье-Стокса), Однако, даже для одномерного движения в соплах решение этого уравнения представляет большую сложность, т.к. сила сопротивления *S* зависит от многих факторов, учесть которые затруднительно. Поэтому в теории и практике турбин обычно это уравнение для получения характеристик реальных потоков заменяют экспериментом.

При отсутствии сил сопротивления (трения) на боковой поверхности потока и при изоэнтропийном характере течения уравнение (3.7) легко интегрируется на конечном участке потока между сечениями *0-0* и *1-1* (см. рис. 1.22). Так как *S* = 0 , то

$$cdc + vdv = 0,$$

а условие постоянной энтропии позволяет найти удельный объем из уравнения изоэнтропы (3,3):

$$v = v_0 \frac{p_0^{\frac{1}{k}}}{p^{\frac{1}{k}}}$$

Обозначив скорость в сечении *0-0* c_0, а в сечении *1-1* c_{1t} (теоретическая скорость, так как процесс изменения состояния между сечениями изоэнтропийный), в

результате интегрирования получим уравнение количества движения (уравнение импульсов) для одномерных изоэптропийпых потоков в интегральной форме:

$$\int_{c_0}^{c_{1t}} cdc = -\int_{p_0}^{p_1} vdp$$

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = -\int_{p_0}^{p_1} vdp = p_0^{\frac{1}{k}} v_0 \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}}$$

и окончательно имеем:

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = \frac{k}{k-1}(p_0 v_0 - p_1 v_{1t}) \qquad (3.8)$$

Уравнение сохранения энергии

Рассмотрим установившийся поток пара или газа между сечениями *0-0* и *1-1* (рис. 1.23). Как известно из термодинамики, в сечении *0-0* каждый килограмм пара или газа в потоке обладает энергией, равной сумме энтальпии h_0 и кинетической энергии $c_0^2/2$, а в сечении *1-1* – энергией, равной сумме энтальпии h_1 и кинетической энергии потока $c_1^2/2$. Между сечениями *0-0 и 1-1* к каждому килограмму протекающего пара или газа подводится теплота q и отводится механическая работа L. Тогда в соответствии с законом сохранения энергии для установившегося режима количество подводимой к системе энергии должно быть равно количеству отводимой энергии:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + L \qquad (3.9)$$

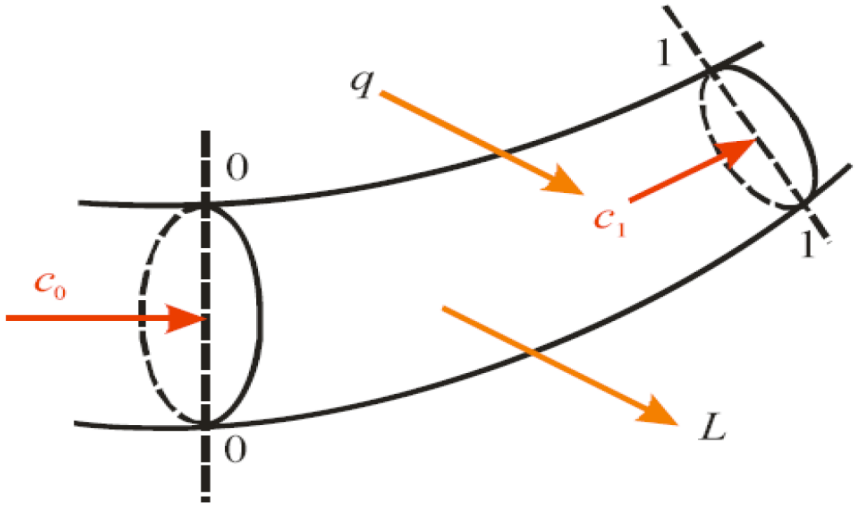


Рис. 1.23. К выводу уравнения сохранения энергии

Уравнение сохранения энергии (3.9) справедливо как для потоков с потерями механической энергии (за счет трения и других диссипативных процессов), так и для изоэнтропийных потоков, т.е. потоков без потерь механической энергии.

В дифференциальной форме уравнение сохранения энергии для потока имеет следующий вид:

$$dh + dc - dq + dL = 0 \qquad (3.10)$$

В турбинах процесс преобразования потенциальной энергии теплоты в механическую работу происходит без подвода теплоты извне. Для энергетически изолированных потоков, т.е. для потоков без подвода (отвода) теплоты и без совершения механической работы (в турбине - неподвижные направляющие каналы), уравнение (3.9) запишется в виде

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \qquad (3.9, а)$$

Тогда найдем приращение кинетической энергии при расширении пара:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1 \qquad (3.11)$$

Таким образом, изменение кинетической энергии потока пара определяется изменением энтальпии.

Учитывая равенство (3.2), формулу (3.11) можно написать как

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1}(p_0 v_0 - p_1 v_1) \qquad (3.12)$$

где для реального потока, в отличие от формул (2.8), выведенных в предположении изоэнтропийного течения, c_1 и v_1 соответствуют реальному состоянию пара в конце процесса расширения (рис. 2.1). Для того чтобы воспользоваться равенством (3.12), не обязательно знать закон изменения потерь $S = f(x)$ и изменения состояния $u = f(p)$, необходимо иметь лишь значения энтальпий в начале и конце процесса.

Для рабочих (вращающихся) каналов, где совершается механическая работа уравнение (3.9) будет в виде

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + L \qquad (3.9, б)$$

Таким образом, при отсутствии теплообмена с внешней средой (при адиабатическом течении) приращение кинетической энергии определяется лишь начальным и конечным состояниями пара и не зависит от закона изменения потерь (в процессе расширения).

Если энтальпия пара уменьшается в результате расширения, то кинетическая энергия струи возрастает, скорость c_1 при выходе из канала становится больше, чем скорость c_0 при входе в канал. Такое течение называется **конфузорным.**

Если при расширении пара энтальпия его не меняется, т. е. $h_1 = h_0$, что, например, имеет место при **дросселировании** пара, то скорость парового потока остается неизменной: $c_1 = c_0$. Наконец, возможен случай, когда энтальпия пара при выходе из канала больше, чем при входе. Рост энтальпии возможен (при отсутствии теплообмена с внешней средой), если скорость в конце процесса оказывается меньше, чем в начале. Такое течение называется **диффузорным.**

Решая уравнение (2.10) относительно c_1 находим

$$c_1 = \sqrt{(h_0 - h_1) + c_0^2}$$

где h - энтальпия, Дж/кг, а c - скорость, м/с.

Энтальпия h_0 подводимого пара находится непосредственно из h, s-диаграммы (рис. 2.1). Если энтальпия h_1 в конце процесса расширения также задана, что формула (3.12) позволяет найти скорость пара. Допустим, что течение происходит без потерь и теплообмена с внешней средой, тогда процесс расширения пара в канале протекает по изоэнтропе. Зная давление p_1 пара при выходе из канала и проведя в h, s-диаграмме (рис. 2.1) изоэнтропу *A-B,* найдем h_{1t}, а, следовательно, и скорость c_{1t}.

1.3.2. Характеристики потока при изоэнтропийном процессе расширения

Ускорение потока в канале

Капал, в котором поток плавно ускоряется, называется сопловым или просто соплом.

Согласно формуле (3.8)

$$\frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{k}{k-1}(p_0 v_0 - p_1 v_1) + \frac{c_0^2}{2}$$

Таким образом, кинетическая энергия потока определяется изменением термодинамических параметров и начальной кинетической энергией. Когда величина $c_0^2/2$ мала и ею можно пренебречь, скорость потока является лишь функцией тер-

модинамических параметров и формула (3.8) упрощается. Если начальной кинетической энергией пренебречь нельзя, то можно предположить, что она возникла в результате изоэнтропийного расширения пара от некоторых фиктивных параметров p_0, v_0, при которых начальная скорость равнялась нулю, до параметров перед соплом p_0, v_0. Иными словами параметры p_0, v_0 возникнут в том случае, если поток, текущий со скоростью c_0, изоэнтропийно затормозить до нулевой скорости. Отсюда принято называть параметры $\overline{p_0}, \overline{t_0}, \overline{h_0}, \overline{v_0}$параметрами изоэптропийно заторможенного потока, или **параметрами торможения**.

Тогда

$$\frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{k}{k-1}(\overline{p_0 v_0} - p_1 v_1) = \frac{k}{k-1}\overline{p_0 v_0}\left(1 - \frac{p_1 v_{1t}}{\overline{p_0 v_0}}\right)$$

Воспользуемся уравнением изоэнтропы $\overline{p_0 v_0}^k = p_1 {v_{1t}}^k$

$$\frac{v_1}{\overline{v_0}} = \left(\frac{\overline{p_0}}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}; \Longrightarrow \frac{p_1 v_{1t}}{\overline{p_0 v_0}} = \frac{p_1}{\overline{p_0}} \cdot \left(\frac{\overline{p_0}}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = \varepsilon \cdot \varepsilon^{-\frac{1}{k}}$$

где $\varepsilon = p_1/\overline{p_0}$ – отношение давления p_1 к давлению заторможенного потока $\overline{p_0}$. Подставив полученное отношение в предыдущую формулу, получим:

$$\frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{k}{k-1}\overline{p_0 v_0}\left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right) \qquad (3.12)$$

Давления p_0 и p_1 в отличие от давлений заторможенного потока (полных давлений) называются статическими.

Найти параметры торможения можно по-разному:

- если расчет ведется при помощи *h,s* -диаграммы (рис. 2.1), то, откладывая по изоэнтропе отрезок $AA' = c_0^2/2$ от точки, соответствующей начальным параметрам p_0 и t_0, находим в точке A' параметры заторможенного потока $\overline{p_0}, \overline{h_0}, \overline{t_0}$;
- если расчет ведется аналитически, то для определения p_0, v_0 (соотношение (2.13) должно быть дополнено уравнением изоэнтропы $p{v_t}^k$=*const:*
- если скорость c_0 невелика и не превышает 100-150 м/с, то для определения параметров торможения удобно пользоваться следующими приближенными формулами:

$$\overline{p_0} = p_0 + \frac{c_0^2}{2v_0};$$

$$\overline{v_0} = v_0 + \frac{c_0^2}{2kp_0};$$

Критические параметры потока

Для характеристики потоков важным являются понятия критической скорости потоков и критическою отношения давлений. Учитывая, что распространение звука происходит со скоростью

$$a = \sqrt{kpv}$$

можно, преобразовав формулу (3.8), привести ее к виду

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{a_1^2}{k-1} = \frac{a_0^{-2}}{k-1} \qquad (3.13)$$

где a_t -скорость звука при параметрах пара p_1v_1;
$\bar{a}_0 = \sqrt{k\overline{p_0}\overline{v_0}}$ – скорость звука при параметрах торможения.

Если разделить уравнение (3.13) на $a_1^2/_{k-1}$ и обозначить $M = c_1/_{a_1}$, то получим:

$$M_1^2 \frac{k-1}{2} + 1 = \frac{\overline{p_0 v_0}}{p_1 v_1},$$

M_1- скорость потока, выраженная в долях от местной скорости звука. Это отношение называется числом Маха.

В случае изоэнтропийпого расширения, используя (3.12), откуда $\overline{p_0 v_0}/_{p_1 v_{1t}} = \varepsilon^{\frac{1-k}{k}}$, получим

$$M_{1t} = \sqrt{\frac{2}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{1-k}{k}} - 1\right)} \qquad (3.14)$$

Если скорость потока в процессе расширения достигнет скорости звука $c_1 = a_1 = a^*$, то такую скорость и соответствующие ей параметры называют критическими и обозначают звездочкой. Очевидно, что при критической скорости M равно единице. Подставляя $M = 1$ в (3.14), находим критическое отношение давлений:

$$\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Таким образом, при изоэнтропном расширении критическое отношение давлении, т. е. отношение давлений, при котором скорость потока равна местной скорости звука, определяется только физическими свойствами вещества. Так для перегретого пара (k = 1,3) – ε^*, = 0,5457; для сухого насыщенного пара (k = 1,135) – ε^*, = 0,5774.

Определим, как должна изменяться площадь сечения сопла по мере расширения пара при изоэнтропийном процессе и заданном массовом расходе *G*. Для этого возьмем несколько промежуточных точек на изоэнтропе *A* -*B* (рис. 1.24, а) и, подсчитав по найденным тепло перепаду и удельному объему скорости (по уравнению 2.10) и площади сечения (по уравнению неразрывности —2.4), построим соответствующие зависимости. На рис. (1.24, б) по оси абсцисс отложен располагаемый теплоперепад $\overline{H_0} = \overline{h_0} - h_{1t}$, подсчитываемый от параметров торможения. Построены кривые изменения давления *p,* удельного объема v_t, скорости пара c_t, местной скорости звука a_t и площади *F* поперечного сечения сопла.

Последняя кривая показывает, что при определенной величине теплоперепада H_o***** площадь сечения сопла имеет минимум *F****** и что дальнейшее расширение пара требует постепенного увеличения площади сечения *F*. При изоэнтропийном течении минимальное сечение сопла, а также параметры пара, которые соответствуют этому сечению, совпадают с критическим, т. е. скорость потока c_t в минимальном сечении сопла достигает скорости распространения звука a_t и $c_t = a_t = a_t^* = c_t^*$.

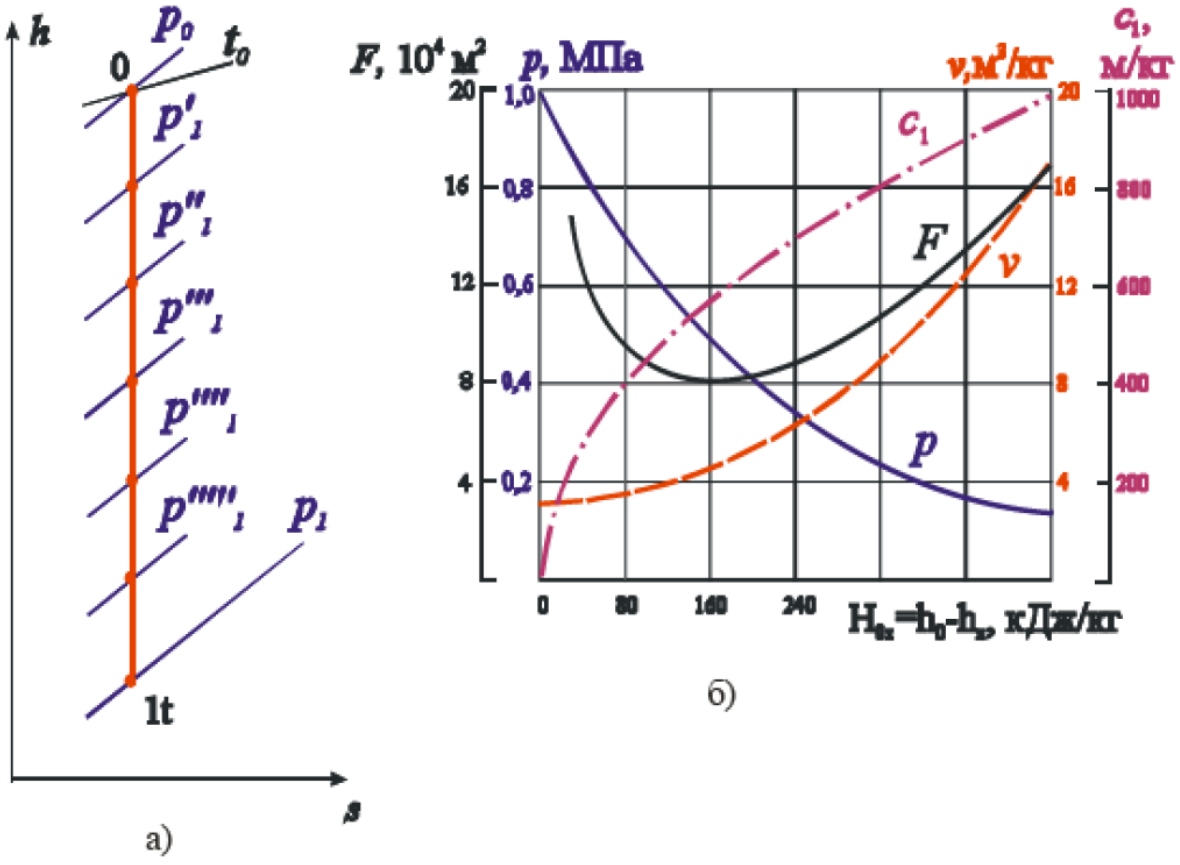


Рис. 1.24. Диаграмма изменения параметров пара p_1 и v_1, скорости потока c_t, и площади поперечного сечения сопла *F* в зависимости от изоэнтропийного теплоперепада $\overline{H_0}$

Для того чтобы наглядно показать причину, вызывающую сокращение площади поперечного сечения F в докритической зоне и рост ее в сверхкритической области, используем уравнение неразрывности в дифференциальной форме (3.5):

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}$$

Это выражение показывает, что приращение площади сечения канала имеет отрицательное или положительное значение в зависимости от того, какое из слагаемых правой части равенства больше по абсолютной величине. Нетрудно убедиться, что если в докритической области величина dc/c превышает dv/vc, что приводит к отрицательному dF/F, т.е к уменьшению площади проходного сечения, то при переходе в сверхкритическую область приращение объема пара в процессе расширения начинает преобладать над приращением скорости потока и проходное сечения канала увеличивается.

Необходимость перехода к расширяющимся соплам при сверхкритическом расширении пара была установлена Лавалем, который впервые применил расширяющиеся сопла в своей турбине. Поэтому расширяющиеся сопла часто называют соплами Лаваля.

Расход пара через суживающееся сопло

Рассмотрим такую задачу. Как будет изменяться расход через суживающееся сопло (задана площадь сопла на выходе F_1) при постоянных параметрах торможения на входе ($\bar{p}_0 = const, \bar{t}_0 = const$) и переменном давлении за соплом p_1.

Скорость потока на выходе может быть определена по уравнению (3.12)

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\bar{p}_0\bar{v}_0\left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)} \qquad (3.16)$$

а расход по уравнению неразрывности:

$$G_1 = F_1\frac{c_{1t}}{v_{1t}} \qquad (3.17)$$

Анализируя указанные формулы и процесс расширения в h,s - диаграмме, можно видеть, что при уменьшении p_1 (уменьшении ε) возрастают и скорость, и удельный объем. Расход через сопло, определенный по формуле вначале при снижении p_1 будет возрастать, т.к. вначале скорость нарастает быстрее, чем удельный объем, достигает максимума при $p_1 = p_1^*$ ($\varepsilon = \varepsilon^*$), а затем снижается, т.к. далее нарастание удельного объема происходит быстрее, чем скорости. Характер

изменения c_{1t} и v_{1t} в зависимости от $\overline{H_0}$ (что соответствует изменению p_1) хорошо видно на рис. 1.24. На рис. 1.25 приведен такой характер зависимости расхода от отношения давлений, полученный расчетным путем, в виде дуги, начинающейся в точке 1,0 и заканчивающейся в точке 0.

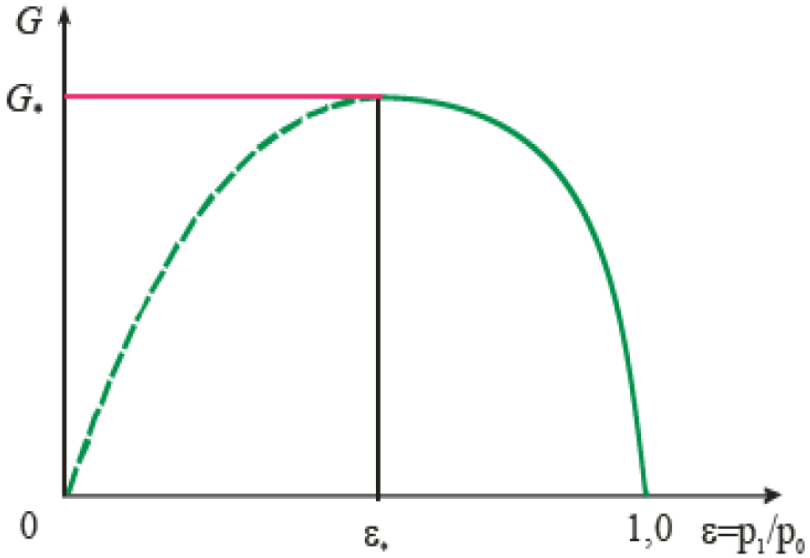


Рис. 1.25. Расход пара через сопло в зависимости от давления в выходном сечении сопла p_1 при p_0 = const

Зависимость (правая часть кривой на рис. 1.24) G от $\varepsilon = 1$ до ε^*, подтверждается результатами опытов. Однако, начиная от критического отношения давлений и ниже, фактический расход пара сохраняется постоянным и равен критическому G^*. Этот расход достигается при критическом отношении давлений ε^*, что объясняется тем, что при $\varepsilon<\varepsilon^*$ нельзя использовать уравнение неразрывности, подставляя для выходного сечения сопла конечные параметры. Как известно, распространение давления в упругой среде происходит со скоростью звука a. Если струя пара вытекает из сопла со скоростью c_1, то скорость распространения давления в направлении навстречу паровому потоку равна разности a_1 - c_1. Поэтому распространение давления навстречу потоку возможно лишь в том случае, когда $c_1<a_1$. При режимах, когда c_1, достигает скорости звука, т. е. становится равной критической скорости a^* (а также при $c_1>a_1$), состояние пара в любом сечении суживающегося сопла перестает зависеть от состояния пара за соплом, т. е. при снижении давления за соплом ниже p^* давление в выходном сечении суживающегося сопла остается равным p^* и расход не меняется. Таким образом, в реальных условиях зависимость расхода от отношения давлений на рис. 1.25 будет определяться сплошной линией.

Величину критического расхода можно получить, если совместно решить уравнения (3.16) и (3.17), подставить вместо ε ε^*, по формуле (3.15), выразить v^*

по уравнению изоэнтропы (3.3) через $\overline{p_0}$ и ε^* и провести некоторые преобразования, в виде

$$G_* = F_1 \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} k \frac{\overline{p_0}}{\overline{v_0}}}$$

или

$$G_* = \chi F_1 \sqrt{\frac{\overline{p_0}}{\overline{v_0}}}, \qquad (3.18)$$

где χ- коэффициент, зависящий от свойств пара, протекающего через сопло: для перегретого пара χ = 0,667; для сухого насыщенного пара χ = 0,635. Из формулы (3.18) видно, что критический расход определяется параметрами перед соплом.

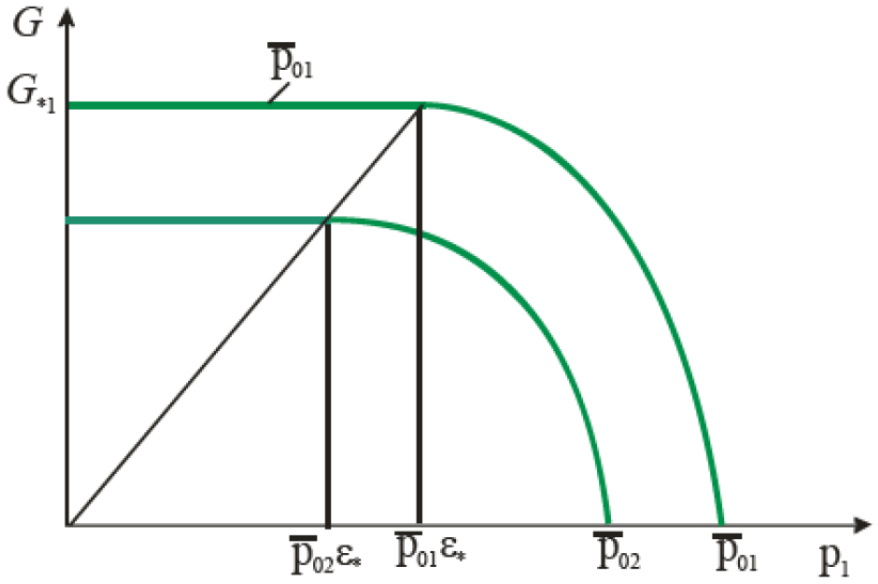


Рис. 1.26. Изменение расхода пара через сопло в зависимости от давления за соплом p_1 при различных давлениях торможения перед соплом p_0

Ветвь кривой правее ε^*, часто аппроксимируется уравнением дуги эллипса, которое с большой точностью заменяет истинное уравнение расхода:

$$\left(\frac{G}{G_*}\right) + \frac{(\varepsilon - \varepsilon_*)^2}{(1-\varepsilon_*)^2} = 1$$

или после преобразований

$$\left(\frac{G}{G_*}\right) = \sqrt{1 - \left(\frac{p - p_*}{\overline{p_0} - p_*}\right)^2} \qquad (3.19)$$

1.3.3 Реальное течение пара в каналах

При расчете реального процесса в отличие от изоэнтропийного использование рассмотренных в предыдущем параграфе уравнений (3.4), (3.7), (3.9), (3.11), (315) требует учета сил сопротивления, или коэффициентов трения, или коэффициентов потерь. Расчет каналов и характеристик потока без учета потерь может привести к результатам, существенно отличающимся от действительных. Это в свою очередь снизит эффективность турбины.

Физические причины потери располагаемой энергии

При обтекании паром стенки канала, и в частности при обтекании турбинной лопатки, влияние вязкости и вызванных ею сил трения обычно ограничивается небольшой зоной непосредственно около стенки. Скорость потока в этой зоне должна меняться от $c = 0$ на стенке, где поток как бы "прилипает" к стенке и полностью заторможен, до скорости $\boldsymbol{c}$ в так называемом ядре потока, где влияние сил трения практически уже не сказывается.

Узкая, прилегающая к стенке часть потока, где в данном сечении скорость течения возрастает от нуля до своего полного значения во внешнем потоке, называется пограничным слоем.

Теория пограничного слоя и результаты исследования подробно рассматриваются в специальных трудах, в общих и прикладных курсах гидроаэромеханики (см., например, [4]). Здесь кратко представлены только общие понятия и некоторые формулы, относящиеся к простым частным случаям.

В зависимости от режима течения различают ламинарный и турбулентный пограничные слои. Последний отличается интенсивным перемешиванием, образованием мелких вихрей, пульсаций скорости, наличием значительной поперечной скорости, тепло- и массообменом с внешним потоком.

В связи с плавным характером перехода пограничного слоя в ядро потока принято условно считать, что пограничный слой заканчивается при толщине δ, где скорость отличается от скорости внешнего потока на 1% (рис. 1.27).

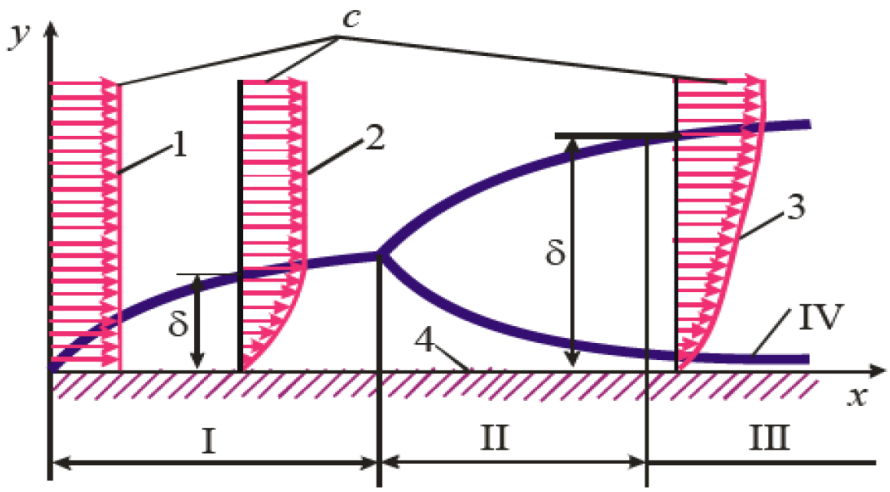


Рис. 1.27. Схема пограничного слоя при обтекании плоской стенки: I - ламинарный режим; II - переходная зона; Ш - турбулентный режим; IV- ламинарный подслой; 1 -эпюра скоростей идеального потока; 2 - то же в ламинарном слое; 3 - то же в турбулентном слое; 4 -обтекаемая стенка

По мере обтекания стенки с мало меняющейся скоростью внешнего потока толщина пограничного слоя δ увеличивается если вначале слой ламинарный (участок *I*), то при определенных условиях из-за образования и интенсификации пульсаций слой начинает гурбулизироваться. Участок *II,* где происходит этот процесс, называется переходным, а на участке *III* слой можно считать турбулентным. Однако и здесь между стенкой и турбулентным слоем находится тонкий ламинарный подслой.

Толщина турбулентного слоя заметно больше, чем предшествующего ему ламинарного слоя. Турбулентный слой имеет более полную эпюру скоростей, чем ламинарный (см. эпюры скоростей на рис. 1.27), что объясняется интенсивным перемешиванием внутри слоя.

Основным критерием, определяющим влияние вязкости и, в частности, режим пограничного слоя и его толщину, является безразмерное число Рейнольдса $Re = {cx}/{\nu}$, где c - скорость потока; x - характерный размер; ν - кинематическая вязкость.

Характеристики реального потока в соплах

Теория и основные зависимости пограничного слоя являются удобным аппаратом для расчета реального потока. При решении практических задач для большей части потока вне пограничного слоя можно использовать уравнения движения без учета сил трения, базирующиеся на уравнении изоэнтропы (3.3), а для узкой зоны пограничного слоя используются полуэмпирические зависимости, учи-

тывающие влияние сил трения. Ясно, что в среднем поток имеет скорость ниже, чем скорость, полученная при изоэнтропийном расширении (рис. 2.2).

Записав уравнение энергии (3.10) как для общего случая реального потока при отсутствии обмена энергии с внешней средой

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1$$

так и для частного случая изоэнтропийного процесса

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_{1t}$$

можно найти разность кинетических энергии теоретического и реального потоков:

$$\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_{1t} \qquad (3.20)$$

Здесь и далее индекс «с» показывает, что речь идет о соплах или сопловых решетках.

Относительная величина этой потери называется коэффициентом потерь и находится как

$$\zeta_c = \frac{\Delta H_c}{c_{1t}^2/2} = 1 - \left(\frac{c_1}{c_{1t}}\right)^2 \qquad (3.21)$$

Отношение действительной скорости к теоретической называется коэффициентом скорости

$$\varphi = c_1/c_{1t} \qquad (2.22)$$

Видно, что между этими коэффициентами жесткая связь:

$$\zeta_c = 1 - \varphi^2 \qquad (2.23)$$
$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c}$$

В практике расчетов турбин, в связи с трудностью расчетов реального течения вязкой жидкости в криволинейных каналах по уравнению количества движения, принято эти коэффициенты определять на основании обработки экспериментальных данных.

Таким образом, схематично методика расчета течения пара в каналах турбинных ступеней следующая: при заданных параметрах пара на входе в канал: p_0, t_0 и c_0, и конечном давлении p_1 определяются энтальпии пара: на входе в канал h_0 и на выходе при теоретическом (изоэнтропийном) расширении h_{1t} (рис 2.1). Далее рассчитывается теоретическая скорость пара на выходе из канала c_{1t}, по соответствующим зависимостям определяются коэффициент потерь и/или коэффициент скорости, с помощью которого можно определить действительную скорость на выходе из сопла c_1 и потерю располагаемой энергии в сопле ΔH_c. Понятно, что эта

энергия не исчезает, а переходит в теплоту, вследствие чего энтальпия пара на выходе будет $h_1 = h_{1t} + \Delta H_c$.

Другая характеристика реального процесса расширения определяется так называемым коэффициентом расхода. Его появление связано со следующим рассуждением. Если дополнительно задана площадь выходного сечения сопла, то при теоретическом процессе расширения через сопло проходил бы расход

$$G_1 = F_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}},$$

При действительном процессе расширения через сопло пройдет расход

$$G = F_1 \frac{c_1}{v_1}$$

Коэффициентом расхода называется отношение действительного расхода к теоретическому

$$\mu = \frac{G}{G_1} \qquad (3.24)$$

Если использовать предыдущие формулы, то нетрудно получить

$$\mu = \varphi \frac{v_{1t}}{v_1}$$

Коэффициент скорости всегда меньше единицы. Как видно из рис. 1.20 $v_1 > v_{1t}$. Таким образом $\mu<\varphi$, что в большинстве случаев справедливо, в частности, для всей области перегретого пара. Однако в некоторых случаях расширения в области влажного пара $v_1 < v_{1t}$, что связано со спецификой расширения двухфазной среды (переохлаждением пара), и возможно не только $p > \mu > \varphi$, но и $\mu > 1$.

В результате потерь процесс расширения отклоняется от изоэнтропы в сторону возрастания энтропии, как показано на рис. 2.1. Это отклонение тем больше, чем больше потери, возникающие в потоке. В предельном случае можно представить себе такое течение, при котором кинетическая энергия полностью переходит в теплоту. В этом случае разность энтальпий в начале и конце расширения обращается в нуль:

$$h_0 - h_1 = 0$$

Такой процесс называется дросселированием.

1.3.4. Турбинные решетки

Преобразование энергии в турбинной ступени происходит в каналах (соплах), которые в отличие от каналов, рассмотренных ранее, кроме ускорения потока должны обеспечивать и соответствующее его направление. При этом процесс расширения должен иметь минимально возможные потери располагаемой энергии. Эти задачи выполняются специально спрофилированными решетками.

В турбинных ступенях различают ***сопловые (направляющие)*** и ***рабочие решетки.***

Сопловая (направляющая) решетка — это совокупность неподвижных (направляющих) лопаток ступени, установленных в статоре турбины.

Рабочая решетка - это совокупность подвижных рабочих лопаток ступени, установленных на роторе турбины. Все лопатки сопловой решетки имеют одинаковый по форме профиль и расположены на одинаковом расстоянии друг от друга. Аналогично, все рабочие лопатки находятся на одинаковом расстоянии друг от друга и имеют одинаковый профиль.

В каждой решетке лопатки одинаковы, установлены под одним и тем же углом и расположены относительно друг друга на одинаковом расстоянии. Все турбинные решетки - кольцевые.

Геометрические характеристики турбинных решеток

Геометрическое представление о решетке дается меридиональным сечением и цилиндрическими сечениями - развертками - на одном или нескольких диаметрах. В связи с тем, что по высоте решетки могут меняться как профиль, представляющий цилиндрическое (в развертке) сечение лопатки, так и его установка, а в кольцевой решетке обязательно меняется шаг - расстояние между соседними лопатками, цилиндрические сечения всегда различны по радиусу.

Геометрическими параметрами кольцевой лопаточной решетки являются в меридиональной плоскости: диаметры, измеряемые по минимальному сечению канала (иногда - по выходному сечению): средний d, корневой $d_к$ и периферийный $d_п$; высота (длина) лопатки на входе l и выходе $l = d —d_к = d_п — d$, форма и наклон меридиональных обводов — корневого со средним углом $\nu_к$ и периферийного с углом $\nu_п$.

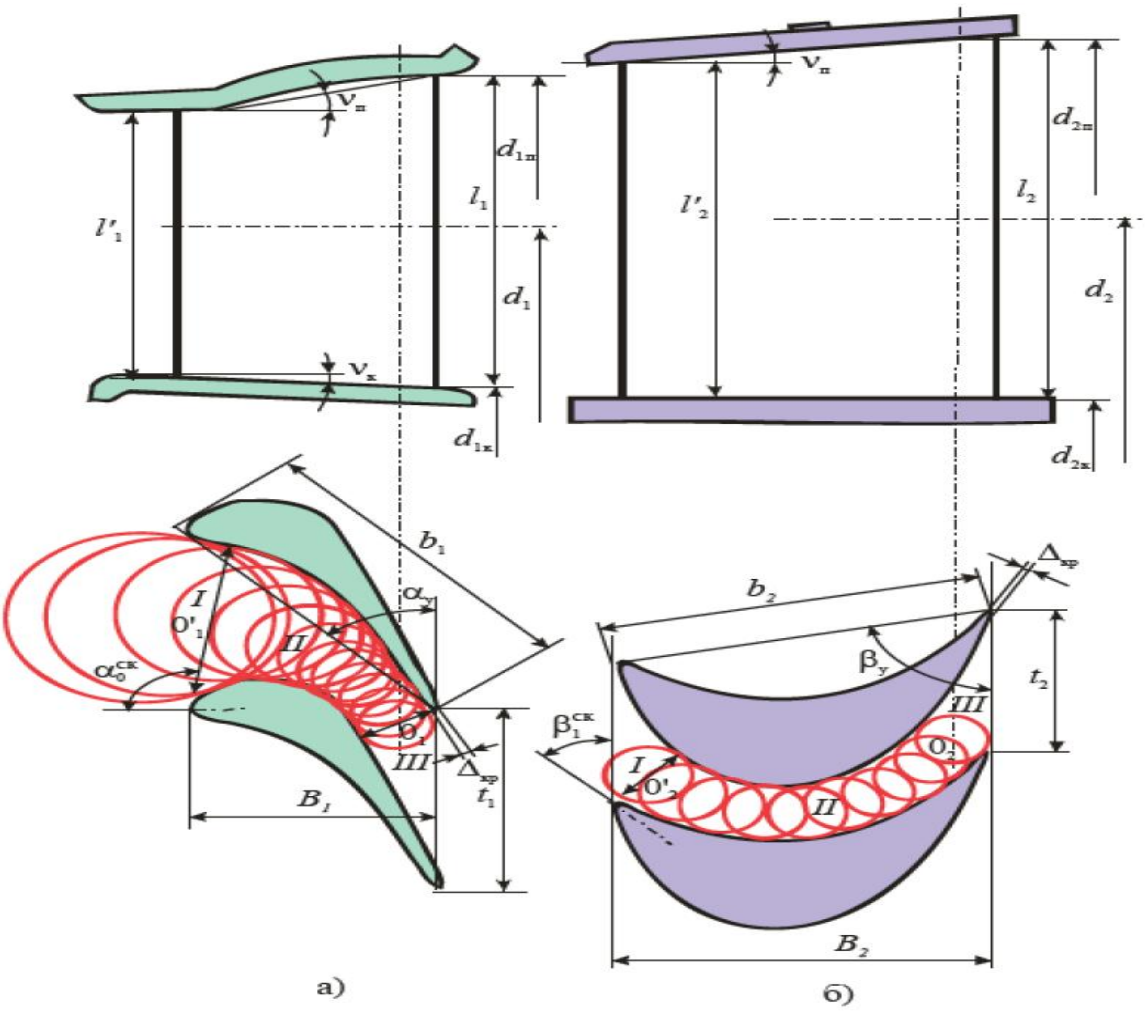


Рис. 1.28. Геометрические характеристики турбинных решеток - сопловой (а) и рабочей (б)

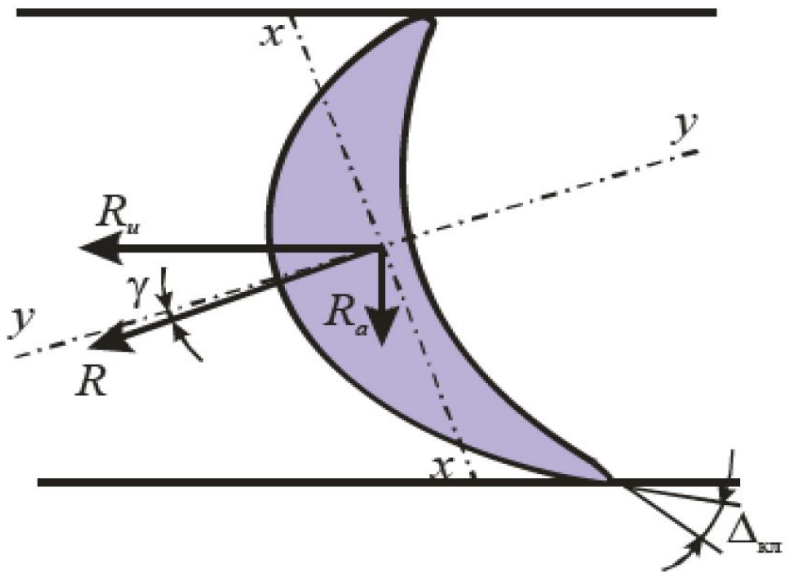


Рис. 1.29. Главные оси инерции профиля турбинной лопатки и направление усилии *R*, действующего на профиль ($\Delta_{кл}$ -угол клиновидности выходного участка)

Развертка цилиндрического сечения называется решеткой профилей, на выбранном диаметре характеризуемой формой и размерами самого профиля и канала, образуемого соседними профилями.

Характерные размеры профилей: хорда b, толщина выходной $\Delta_{кр}$ и $\Delta'_{кр}$ входной кромок, форма спинки профиля в выходной части: выпуклая, прямая, вогнутая или сложная.

Очертание профиля должно обеспечивать высокую эффективность обтекания и удовлетворять требованиям надежности. В некоторых случаях, например при изготовлении лопаток на фрезерных станках, профиль образуется несколькими дугами окружностей и прямыми, касательными к ним. Выбирая или заново проектируя профиль, определяют такие важные геометрические характеристики, как площадь профиля f, моменты инерции J и сопротивления W относительно главных осей инерции xx и yy (рис. 1.29).

Профили в количестве z располагаются относительно друг друга на расстоянии шага $t = \pi d/z$ и устанавливаются по отношению к линии выходных кромок под углом установки α_y (для рабочих лопаток β_y). Угол направления входной кромки (рис. 1.28) $\alpha_0^{ск}$ или $\beta_1^{ск}$ называется скелетным углом.

Канал, образуемый соседними профилями, делился на три участка: входной - от линий входных кромок до сечения O'; собственно, канал - от O' до расчетного выходного сечения O (в суживающихся решетках называемого горлом) и от выходного сечения O до линии выходных кромок (косой срез).

Выпуклая поверхность профиля называется спинкой или стороной разрежения, вогнутая поверхность - стороной давления. Принципиально сопловые и рабочие решетки не отличаются друг от друга, хотя во многих частных случаях между ними имеется большое различие. Все характеристики, относящиеся к входу в сопловую решетку, имеют индекс *0*, к выходу из сопловой решетки и входу в рабочую решетку - индекс *1*, к выходу из рабочей решетки индекс *2*. Абсолютные скорости, характеризующие обтекание сопловой решетки, обозначаются буквой c, а углы - буквой α; соответственно для относительного движения, определяющего обтекание рабочей решетки, обозначают скорости через w, а утлы - через β.

Поскольку в геометрически подобных каналах при одинаковых параметрах на входе и выходе характер потока сохраняется приблизительно одинаковым, не зависящим от абсолютных размеров решетки, целесообразно величины, определяющие форму канала, выражать в безразмерных относительных величинах, называемых относительными геометрическими параметрами.

Для кольцевой решетки этими параметрами являются веерность $l/d = 1/\Theta$ и относительная высота (длина) $\bar{l} = l/b$ решетки; для решетки профилей (т. е. для сечения на данном диаметре кольцевой решетки) - относительный шаг $\bar{t} = t/b$.

Поскольку поток в криволинейном канале имеет скорость, направленную по нормали к диаметрам вписанных окружностей (примерно так проходят изобары), то угол выхода скорости из решетки профилей можно определить как:

$$\alpha_{1эф} = arcsin\frac{O_1}{t_1}$$

$$\beta_{2эф} = arcsin\frac{O_2}{t_2}$$

Углы $\alpha_{1эф}$ и $\beta_{2эф}$ называются эффективными углами выхода.

Конфузорность канала, характеризующая изменение площади проходного сечения канала (для суживающегося канала отношение площади на входе к площади на выходе). Учитывая геометрические соотношения рис.2.6. конфузорность можно определить:

сопловой решетки профилей

$$\frac{O_1'}{O_1} \approx \frac{sin\alpha_0^{ск}}{sin\alpha_{1эф}}$$

и рабочей решетки профилей

$$\frac{O_2'}{O_2} \approx \frac{sin\beta_1^{ск}}{sin\beta_{2эф}}$$

Следует отметить, что, если поток не ускоряется в решетке (что имеет место в рабочих решетках чисто активной ступени), то площадь на выходе должна быть равна площади на входе и в соответствии с формулой $\beta_{2эф} \approx \beta_1^{ск}$.

Турбинные решетки можно разделить на несколько групп, классифицируя их по разным признакам. В зависимости от чисел M на выходе различают решетки: А - для дозвуковых скоростей (M<0,9), Б - для околозвуковых скоростей (*0,9*<M<1,1); В - для небольших сверхзвуковых скоростей (1,1<M<1,4); ВР- для больших сверхзвуковых скоростей (*M* > 1,4).

Профили группы А выполнены с обводами плавно меняющейся кривизны; межлопаточные каналы плавно суживаются к выходу. Профили группы Б выполнены с прямолинейными участками на спинке в косом срезе, каналы суживающиеся. Сопловые решетки группы В имеют вогнутую поверхность на выходном

участке спинки профиля, каналы — суживающиеся. Решетки группы ВР выполняются с суживающе-расширяющимися каналами.

Принята следующая система обозначения профилей. Первая буква указывает тип профиля: С - сопловая, Р - рабочая; первые две цифры обозначают расчетный угол входа, а вторые - угол выхода; последняя буква определяет тип решетки. Например, решетка С-9012А - сопловая, рассчитанная на угол входа $\alpha_0 \approx 90°$, угол выхода $\alpha_{1эф} \approx 12^0$ и на дозвуковые скорости.

Газодинамические характеристики решеток

Для расчета и проектирования турбинных ступеней прежде всего необходимо располагать достоверными сведениями об аэродинамических характеристиках решеток, к которым относятся коэффициенты потерь энергии (и соответствующие им коэффициенты скорости) в сопловых $\zeta_c\ (\varphi)$ и рабочих решетках $\zeta_p\ (\psi)$, коэффициенты расхода μ_1, и μ_2, средние утлы выхода потока за решетками α_1, и β_2 и др.

В связи со сложностью и трудоемкостью определения перечисленных характеристик расчетным путем с учетом вязкости, сжимаемости, влажности, нестационарности и неравномерности потока часто используются результаты опытных исследований.

В практике экспериментальных исследований принято потери в решетках подразделять на профильные и концевые.

Под профильными потерями $\zeta_{пр}$ понимают потери в плоских, бесконечной длины $(1 \to \infty)$ решетках, которые определяются в первую очередь трением в пограничном слое и вихрями за выходной кромкой.

Под концевыми потерями $\zeta_к$ понимают потери у торцевых стенок решеток, вызванные трением на стенках, ограничивающих канал по высоте, перетеканием газа в пограничном слое от вогнутой поверхности к спинке профиля, из-за перепада давления между ними и вихрями у концов лопаток.

Профильные и концевые потери включают волновые потери при сверхзвуковом обтекании, потери от нестационарности и взаимодействия решеток, от входной неравномерности (включая неравномерность по высоте), потери от влажности и т. п.

Как профильные, так и концевые потери в решетке зависят от угла поворота потока в ней, т.е. от значения $\Delta\beta = 180 - (\beta_1^{ск} - \beta_{2эф})$ для рабочих и $\Delta\alpha = 180 - (\alpha_0^{ск} - \alpha_{1эф})$ для сопловых. При больших углах поворота и соответственно малых углах выхода α_1 и β_2 увеличивается протяженность косого среза решетки и относительная толщина кромки (так как при прочих равных условиях уменьшается размер горла канала). Большая протяженность косого среза решетки обусловливает возрастание толщины пограничного слоя на спинке и соответственно повыше-

ние потерь трения, а большая относительная толщина выходной кромки - увеличение кромочных потерь энергии. С увеличением угла поворота возрастают также и концевые потери, так как повышается перепад давлений в канале решетки между вогнутой поверхностью и спинкой профиля.

Таким образом, с увеличением угла поворота потока суммарные потери энергии в решетке возрастают, а коэффициенты скорости соответственно уменьшаются.

Деление потерь на составляющие необходимо для выявления определяющих факторов их объяснение и поиск путей уменьшения потерь располагаемой энергии.

В результате теоретического, а чаще экспериментального исследования определяются аэродинамические характеристики различных решеток турбинных профилей.

Обобщенные характеристики турбинных решеток

Для расчета и проектирования турбинных ступеней необходимы достоверные данные по аэродинамическим характеристикам решеток, в частности по коэффициентам потерь, получаемым из опытов или сложными расчетами. Для предварительных, менее точных расчетов, а также для выбора решеток можно воспользоваться обобщенными зависимостями, взятыми на основании многочисленных исследований решеток различного типа.

На рис. 1.30*а*, приведены коэффициенты потерь при обтекании сопловых ζ_c и рабочих ζ_p решеток в зависимости от относительной высоты $\bar{l} = {}^{l}/_{b}$ при разных углах поворота потока $\Delta\alpha$ (или $\Delta\beta$). Эти графики построены для решеток типа А при M = 0,8, $Re = 7 \cdot 10^5$, α_1 (или β_2) = 18°, $\overline{t_{opt}}$, $(\alpha_0)_{opt}$ или $(\beta_1)_{opt}$. Учет влияния числа M, числа Re и угла выхода потока $\alpha_1(\beta_2)$ производится с помощью поправочных коэффициентов $k_M, k_{Re}, k_{\alpha(\beta)}$ представленных на рис. 2.11,б-г. Таким образом, суммарный коэффициент потерь для перегретого пара равен:

$$\zeta_c = \zeta_0 k_M k_{Re} k_\alpha$$

$$\zeta_p = \zeta_0 k_M k_{Re} k_\beta$$

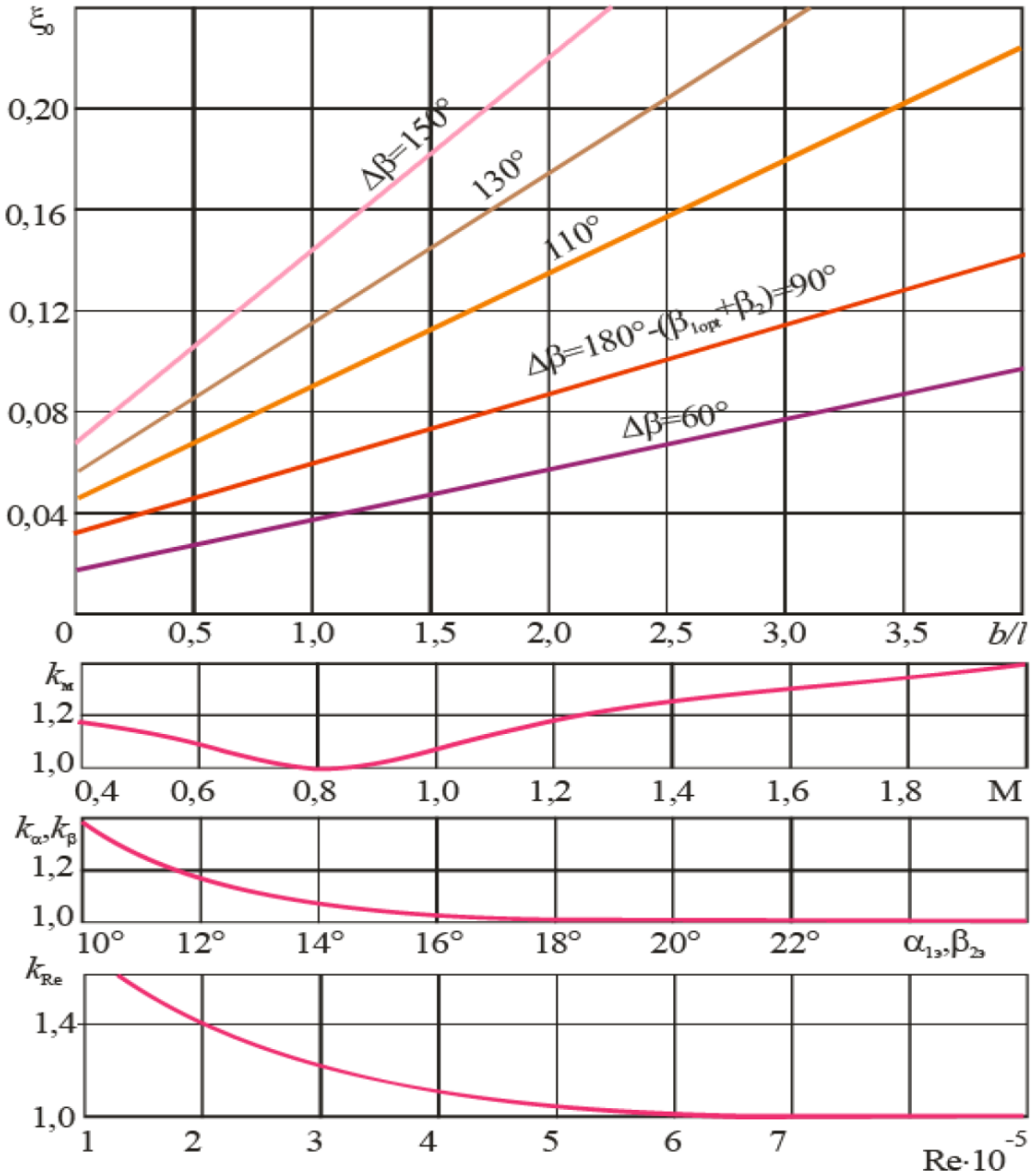


Рис.1.30 - Коэффициент потерь ζ_0 *(а)* и поправки (б, в, г), учитывающие влияние различных параметров на потери при обтекании дозвуковых (типа А) решеток

1.4. Турбинная ступень

В практике турбостроения используются ступени с различным направлением потока - осевые, когда частицы пара движутся по поверхностям, близким к цилиндрическим, а также радиально-осевые, диагональные и др. Однако в крупных энергетических паровых турбинах, за редким исключением, используются ступени осевые или с небольшим отклонением от строго осевого направления. Поэтому в дальнейшем рассматриваются только осевые ступени.

1.4.1 Преобразование энергии в осевой турбинной ступени

Термодинамический процесс в турбинной ступени. Степень реактивности. Годограф скоростей.

В ступени турбины работа расширения пара преобразуется в кинетическую энергию потока, а последняя - в механическую энергию. Рассмотрим это преобразование применительно к одной из ступеней осевой турбины, конструкция которой приведена на рис. 3.1.

Основное преобразование энергии происходит в каналах проточной части ступени (ПЧ): сопловых неподвижных, расположенных в диафрагме ступени, и рабочих вращающихся, расположенных на диске. Рассмотрим процесс расширения пара в ступени в *h,s* - диаграмме (рис. 1.32.). Перед ступенью пар имеет параметры: давление p_0, температуру t_0 и скорость на входе c_0 (этой скорости соответствуют параметры торможения $\overline{p_0}$ и $\overline{t_0}$**).** За ступенью давление p_2**.** В установившемся процессе расширения в каналах ПЧ в зазоре между соплами и рабочими лопатками установится давление p_1**.** Если рассматривать идеальный процесс расширения, то теплопрепад срабатываемый в ступни $\overline{H_0} = \overline{h_0} - h_{2t}$, разделится на две части: срабатывамый в соплах $\overline{H_0} = \overline{h_0} - h_{1t}$ и на рабочих лопатках $H_{op} = h_{1t} - h_{2t}$

Отношение теплового перепада H_{op} к теплоперепаду ступени от параметров торможения

$$\rho = \frac{H_{op}}{\overline{H_{oc}} + H_{op}} = \frac{H_{op}}{\overline{H_o}} \qquad (4.1)$$

называется степенью реактивности. Если степень реактивности ступени равна нулю и в каналах рабочих лопаток не происходит дополнительного расширения пара, то такая ступень называется чисто активной (что является некой абстракцией). Обычно активными ступенями принято считать ступени со степенью реактивности до 0,2- 0,25, причем иногда указывают, что это активная ступень с небольшой степенью реактивности. Если степень реактивности значительна (0,4-0,6), то ступень называется реактивной. Принципиально существуют ступени со степенью реактивности равной 1, но в энергетических турбинах такие ступени не применяются. Кроме того, следует отметить, что степень реактивности может быть меньше 0, тогда давление в зазоре между соплами p_1 и рабочими лопатками ниже давления за ступенью p_2 и в каналах рабочих решеток поток тормозиться. При этом в каналах рабочей решетки происходит повышение давления, теплоперепад H_{op} и степень реактивности ρ оказываются отрицательными. Отрицательная степень реактивности означает диффузорное течение в рабочей решетке, что приводит к увеличению потерь энергии ζ_p. Поэтому следует ее избегать. Чаще всего отрица-

тельная реактивность возникает в корневых сечениях рабочей решетки, а также при некоторых режимах, отличающихся от расчетного.

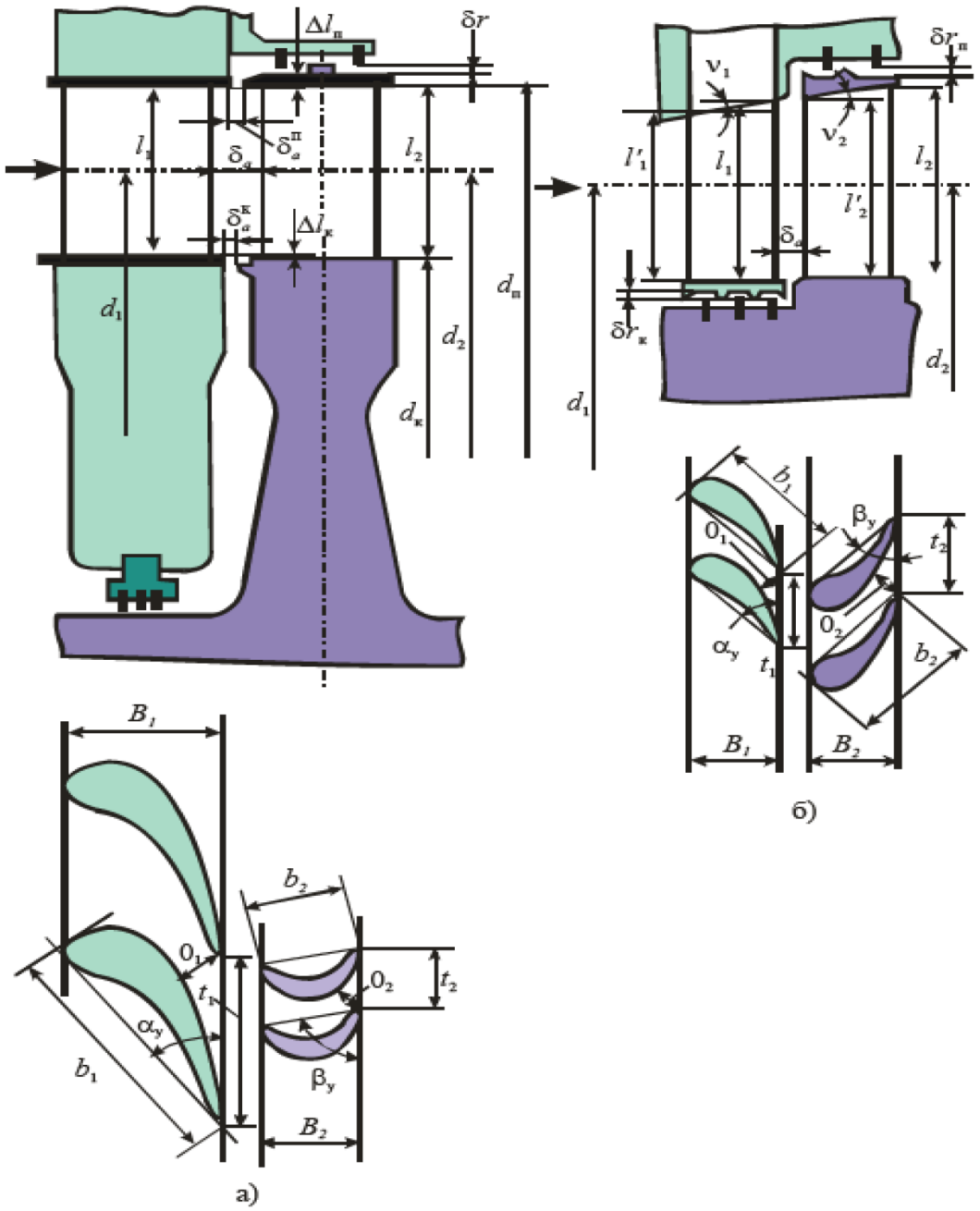


Рис. 1.31. Проточные части и профили решеток турбинной ступени: а) - активного типа; б) – реактивного типа

Поток пара расширяясь в сопловой решетке от давления p_0 до давления p_1, ускоряется и выходит со скоростью c_1 из сопловой решетки, проходит зазор δ_a, отделяющий неподвижные сопловые лопатки от рабочих, и вступает в каналы рабочей решетки (рис.1.31). Скорость c_1 направлена под углом α_1 к вектору окружной скорости u. Направление потока под углом задается соответствующей формой и установкой рабочих лопаток. Величина скорости c_1 определяется теплоперепадом, срабатываемым в соплах ($\overline{H_0} = \overline{h_0} - h_{1t}$), и коэффициентом скорости φ.

$$c_1 = \varphi\sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \varphi\sqrt{2\overline{H_0}} \qquad (4.2)$$

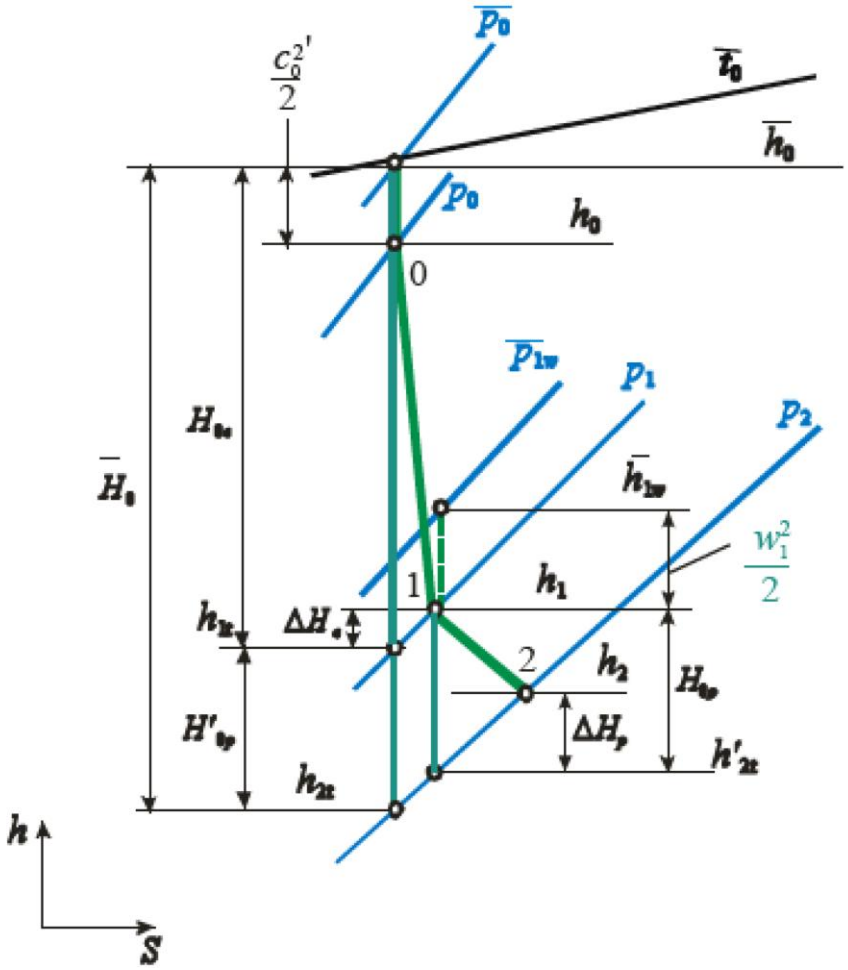


Рис 1.32 Процесс расширения пара в решетках ступени в *h, s* - диаграмме

Установленные на диске рабочие лопатки образуют рабочую решетку и вращаются вместе с диском с угловой скоростью ω. Таким образом, окружная скорость рабочей решетки составляет $u = \pi dn$ (где d - диаметр ступени). Выходящий из сопловой решетки со скоростью c_1, поток пара направляется в рабочую решетку, по отношению к которой обладает относительной скоростью w_1. Последняя определяется как разность векторов c_1 и u (рис. 3.3) и составляет угол β_1 с направлением окружной скорости u. Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом β_1, полученном в расчетном режиме.

Векторы абсолютной $\boldsymbol{c_1}$, относительной w_1 и окружной (которая иногда называется переносной) u скоростей образуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки.

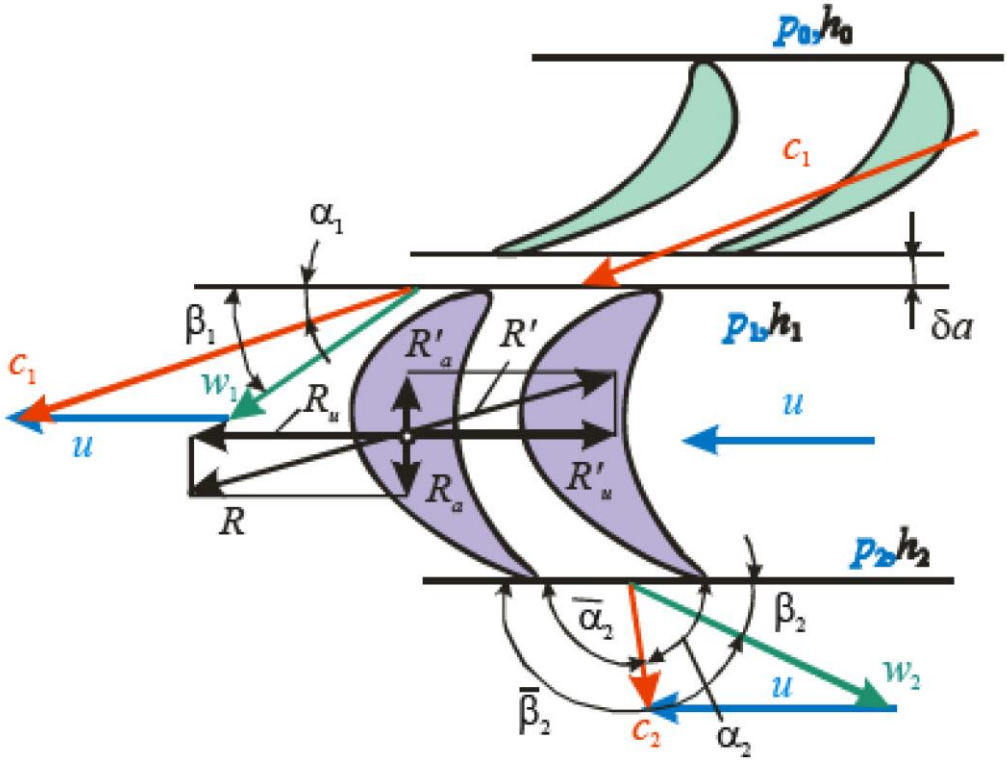


Рис. 1.33. Профили сопловой и рабочей решеток; треугольники скоростей ступеней активного типа

На выходе из каналов рабочих лопаток относительная скорость рабочего тела обозначается w_2 и определяется кинетической энергией в относительном движении на входе в каналы рабочей решетки и энергией при расширении рабочего тела от давления p_1 до давления p_2. Направление относительной скорости пара при выходе из лопаточного канала определяется углом β_2, значение которого определяется формой профиля рабочей лопатки и ее установкой на диске.

Относительная скорость w_2 может быть меньше или больше скорости w_1. Под влиянием расширения пара в рабочей решетке происходит ускорение парового потока в его относительном движении. С другой стороны, потери при обтекании рабочей решетки вызывают уменьшение скорости w_2. В чисто активной ступени при $\rho=0$ скорость w_2 всегда меньше w_1, поскольку пар не приобретает ускорения, а потери имеют место. Определение скорости w_2 было изложено выше.

Абсолютная скорость выхода пара из каналов рабочих лопаток c_2 определяется как сумма векторов относительной скорости w_2 и окружной скорости u. Треугольник скоростей, образованный векторами w_2, u и c_2, называется выходным (рис. 1.33).

Усилие, действующее па рабочую лопатку

Поворот и ускорение струи пара в криволинейных каналах рабочей решетки происходят под влиянием следующих усилий, действующих на паровую струю:

во-первых, струя пара испытывает реактивное усилие стенок канала, образованного рабочими лопатками; во-вторых, пар, заполняющий канал, испытывает разность давлений p_1 - p_2 при входе в канал и выходе из него. Если обозначить через R' равнодействующую тех усилий, с которыми лопатки действуют на паровую струю, то струя пара развивает на лопатках усилие R, равное, но прямо противоположное усилию R' (рис. 1.33).

При расчетах турбины обычно определяют проекции этого усилия на направление окружной скорости R_u и на перпендикулярное к ней осевое направление R_a. Такое разложение имеет глубокий смысл: работу создает проекция силы на направление движения (R_u), а перпендикулярная ей проекция стремится сдвинуть ротор в осевом направлении (R_a).

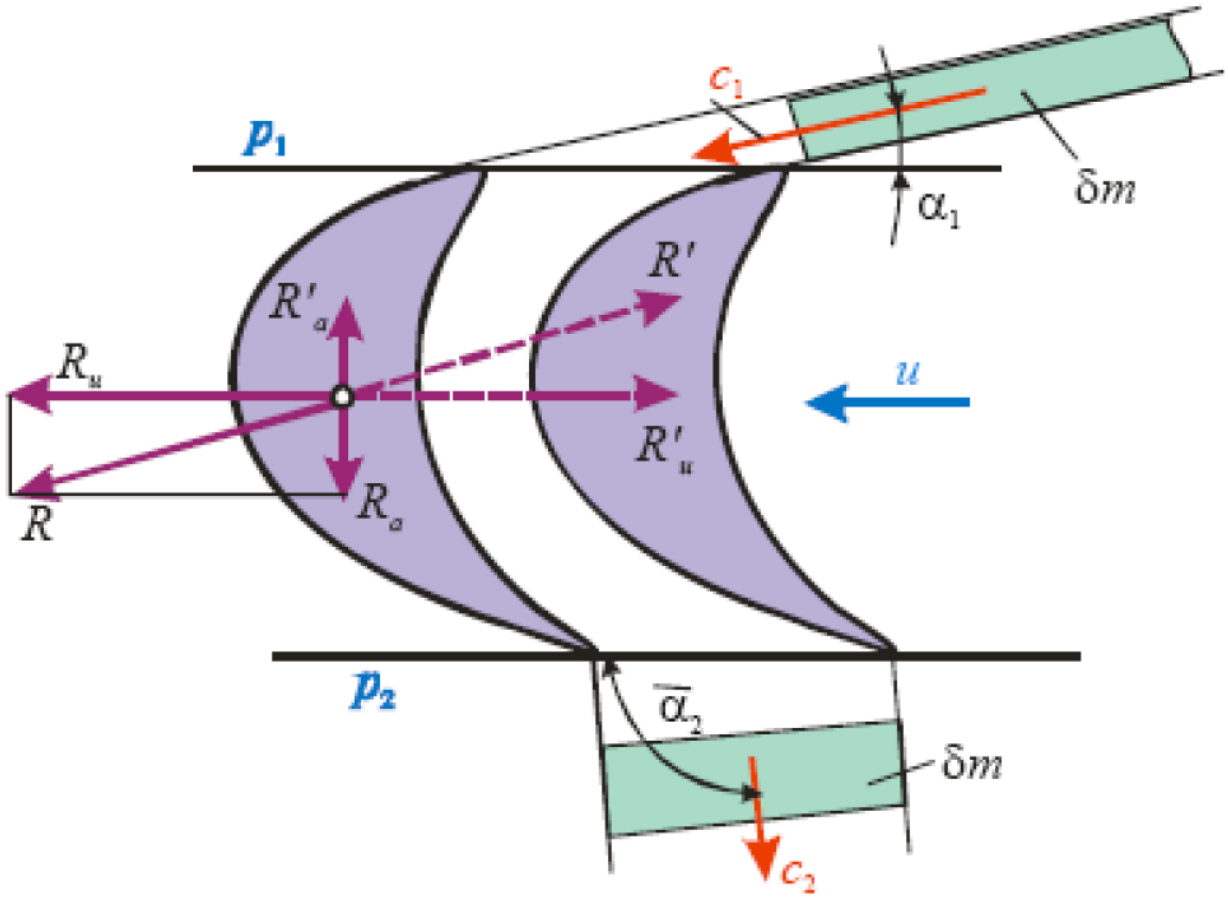


Рис. 1.34. К выводу уравнении окружного и осевого усилий на рабочую лопатку

Для того чтобы найти окружное усилие R_u, развиваемое потоком пара на лопатках ступени в направлении их движения, определим сначала равное, но противоположно направленное усилие R'_u, с которым лопатки действуют на струю протекающего пара.

Это усилие может быть найдено на основании уравнения количества движения, записанного в проекциях на ось u: за время $d\tau$ через лопатку пройдет масса

пара dm, при этом импульс силы со стороны лопатки вызовет изменение количества движения пара:

$$R'_u\, d\tau = dm\,(\overrightarrow{c_{2u}} - \overrightarrow{c_{1u}}) = dm\,(c_2 cos\overline{\alpha_2} - c_1 cos\alpha_1)$$

Т.к. $dm/d\tau = G$ и учитывая, что R_u = - R'_u, можно записать силу действия со стороны пара на рабочие лопатки в проекции на осевое направление:

$$R_u = G(c_1 cos\alpha_1 - c_2 cos\overline{\alpha_2}) \qquad (4.3)$$

Аналогично найдем усилие, действующее на рабочие лопатки в осевом направлении, - осевое усилие R_a. Для этого также воспользуемся уравнением количества движения в направлении оси a: при этом надо учитывать то, что изменение количества движения пара происходит как под действием импульса силы со стороны лопаток на пар, так и импульса силы за счет разности давлений пара на входе и на выходе из лопаток - p_1 - p_2 , действующих на кольцевую площадь рабочих лопаток $\Omega = \pi d_2 l_2$:

$$[R'_a + \Omega(p_1 - p_2)]d\tau = dm(\overrightarrow{c_{2a}} - \overrightarrow{c_{1a}}) = dm(c_2 sin\overline{\alpha_2} - c_1 sin\,\alpha_1)$$

Перейдя к силе, действующей со стороны пара на рабочие лопатки, получим:

$$R_a = G(c_2 sin\overline{\alpha_2} - c_1 sin\,\alpha_1) + \Omega(p_1 - p_2) \qquad (4.4)$$

В выражениях (4.3) и (4.4) α_1 и $\overline{\alpha_2}$- углы направления скоростей c_1, и c_2, отсчитанные от окружного направления (рис. 1.34).

В практике расчетов паровых турбин принято при построении треугольников скоростей парового потока совмещать вершины треугольников скоростей входа и выхода пара, как показано на рис. 1.35. Кроме того, утлы β_2 и α_2, между направлениями относительной (w_2) и абсолютной скоростей выхода пара (c_2) и направлением окружной скорости обычно отсчитывают по часовой стрелке. Так что между углами $\overline{\overline{\beta_2}}$ и $\overline{\alpha_2}$, входящими в уравнения (4.3) и (4.4), и углами β_2 и α_2, применяемыми в практике расчетов турбин, существует связь: $\beta_2 = \pi - \overline{\overline{\beta_2}}$ и $\alpha_2 = \pi - \overline{\alpha_2}$.Если принять эти новые обозначения углов, то формула (4.3) перепишется так:

$$R_u = G(c_1 cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2) = G(w_1 cos\beta_1 + w_2 cos\beta_2) \qquad (4.5)$$

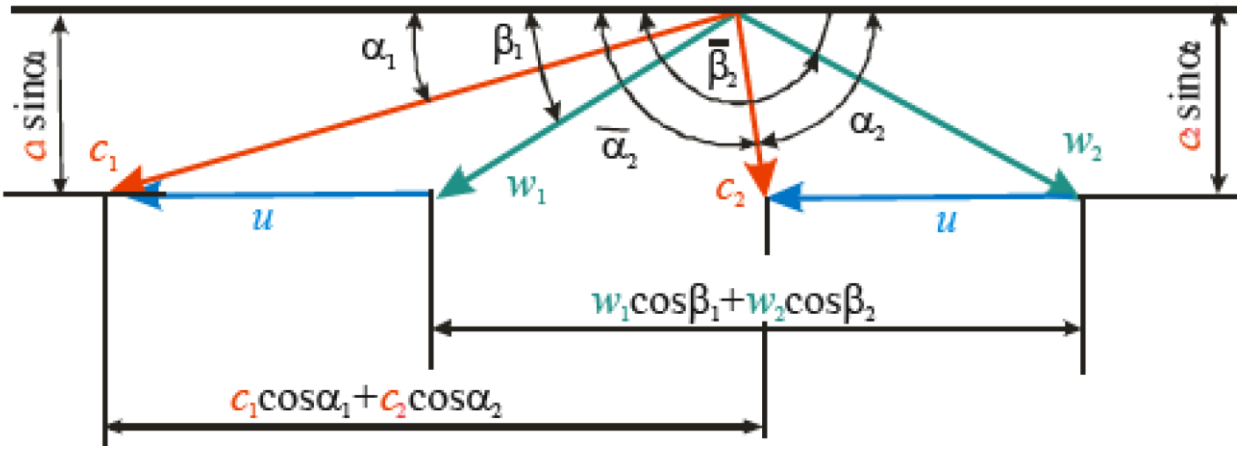


Рис. 1.35. Совмещенные треугольники скоростей турбинной ступени

Формула для осевой составляющей парового усилия не изменяется от подстановки в нее углов α_2 и β_2 перепишется таким образом:

$$R_a = G(c_1 sin\overline{\alpha_1} - c_2 sin\,\alpha_2) + \Omega(p_1 - p_2) = \\ = G(w_1 sin\beta_1 - w_2 sin\beta_2) + \Omega(p_1 - p_2) \qquad (4.6)$$

Входящие в (4.5) и (4.6) суммы проекций относительных и абсолютных скоростей пара могут быть непосредственно взяты из треугольников скоростей выполненных в масштабе, как это видно из рис. 1.35, или определены по формулам для косоугольных треугольников:

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 cos\alpha_1$$
$$c_2^2 = w_2^2 - u^2 - 2uc_2 cos\alpha_2$$

Результирующая сила, действующая на рабочую лопатку, определится как:

$$R = \sqrt{R_u^2 + R_a^2} \qquad (4.7)$$

Знание величины этой силы необходимо для прочностных расчетов лопаток (эта сила изгибает лопатку).

Мощность и удельная работа на рабочих лопатках по уравнению количества движения

Механическая работа определяется произведением сила на пройденный путь. Работа в единицу времени есть мощность. Мощность, развиваемая потоком пара на рабочих лопатках ступени, может быть найдена как произведение усилия R_u на окружную скорость рабочих лопаток u:

$$N_u = R_u u = G_u(c_1 cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2) \qquad (4.8)$$

Для расхода пара 1 кг/с запишем

$$L_u = N_u/G = u(c_1 cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2) = u(w_1 cos\beta_1 + w_2 cos\beta_2) \quad (4.9)$$

Используя формулы косоугольных треугольников можно получить:

$$uc_1 cos\alpha_1 = \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}$$

$$uc_2 cos\alpha_2 = \frac{-u^2 - c_2^2 + w_2^2}{2}$$

Тогда выражение удельной работы перепишется в виде

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (4.10)$$

Уравнение сохранения энергии для рабочих лопаток. Определение относительной скорости на выходе из рабочих лопаток

Общее уравнение сохранения энергии может быть применено и к потоку пара в рабочей решетке. Однако в этом случае при отсутствии теплообмена с внешней средой работа $L = L_u$ развиваемая потоком пара, не равна нулю, так как при протекании пара в рабочей решетке часть энергии пара преобразуется в механическую работу (в отличие от сопловой решетки, в которой механическая работа не совершается т.к. нет перемещения).

Применяя обозначения рис. 1.32 и 1.35 и учитывая, что в рабочей решетке пар расширяется от давления p_1 до давления p_2, напишем уравнение сохранения энергии при отсутствии внешнего теплообмена:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + L_u$$

Используя соотношение (4.10), найдем для G=1кг/с:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (4.11)$$

Откуда следует:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = h_1 - h_2 \quad (4.12)$$

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2}$$

$$w_2 = \sqrt{2H_{op} + w_1^2} = \sqrt{2H_{op}}$$

Т.е. ускорение потока на рабочих лопатках происходит в относительном движении. Исходя из принятой методики, когда вначале рассматривается теоретический процесс расширения (без потерь располагаемой энергии) относительная скорость на выходе определяется по формуле:

$$w_2 = \psi\sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \psi\sqrt{2H_{op} + w_1^2} \qquad (4.13)$$

Формулу (4.13) можно получить и другим путем, если ввести условные параметры торможения в относительном движении (см.$\overline{p_{1w}}$и $\overline{h_{1w}}$ на рис. 1.32):

$$w_2 = \psi\sqrt{2\left(\overline{h_{1w}} - h_{2t}\right) + w_1^2} \qquad (4.14)$$

Работа на рабочих лопатках по уравнению сохранения энергии. Потеря с выходной скоростью

Если принять течение пара в ступени без потерь, то работа в ступени была бы равна располагаемой энергии.

$$L_{ut} = \overline{H}_0 = \overline{H}_{0c} + H_{op}$$

В действительности не вся располагаемая энергия превращается в работу на лопатках ступени: часть располагаемой энергии затрачивается на потери в соплах(ΔH_c) и на рабочих лопатках (ΔH_p) (физические причина возникновения этих потерь рассмотрены ранее), а также часть располагаемой энергии остается в потоке пара, покидающего рабочие лопатки, в виде кинетической энергии. Кинетическую энергию выходящего из рабочих лопаток пара принято считать потерей с выходной скоростью ($\Delta H_{вс}$). Потерей она будет, потому что не перейдет в работу, а на ее получение затрачена часть располагаемой энергии.

Учитывая ранее определенные понятия потерь располагаемой энергии в соплах и на рабочих лопатках и определение кинетической энергии можно записать:

$$\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1t}^2}{2}(1 - \varphi^2), \qquad (4.15)$$

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_{2t}^2}{2}(1 - \psi^2), \qquad (4.16)$$

$$\Delta H_{\text{вс}} = \frac{c_2^2}{2} \qquad (4.17)$$

Тогда по закону сохранения энергии можно записать:

$$L_u = \overline{H_0} - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{\text{вс}} \qquad (4.18)$$

В правильности того, что учтены все потери, можно убедиться, если провести следующие преобразования:

$$\overline{H_0} = \overline{H_{0c}} + H_{op} = \frac{c_{1t}^2}{2} + \frac{w_{2t}^2 - w_1^2}{2} \qquad (4.19)$$

а также используя выражения (3.15-3.17), можно формулу (3.18) переписать в виде:

$$L_u = \frac{c_{1t}^2}{2} + \frac{w_{2t}^2 - c}{2} - \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} - \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_2^2}{2}$$

Получено такое же выражение, как ранее было получено по уравнению количества движения (4.10). Таким образом, в уравнении работы на рабочих лопатках по закону сохранения энергии учтены все потери располагаемой энергии.

1.4.2. Относительный лопаточный КПД

Определение относительного лопаточного КПД

Для оценки эффективности преобразования энергии в проточной части ступени вводится понятие относительного лопаточного КПД ступени $\eta_{ол}$. Этот КПД характеризует совершенство проточной части ступени и представляет из себя отношение мощности, развиваемой на лопатках турбины, к располагаемой мощности:

$$\eta_{\text{ол}} = N_u / N_o \qquad (4.19)$$

Если записать мощности как произведения расхода рабочего тела через ступень на соответствующие удельные энергии: $N_u = GL_u$ и $N_0 = G\overline{H_0}$, то выражение для относительного лопаточного КПД будет иметь вид:

$$\eta_{\text{ол}} = L_u / \overline{H_0} \qquad (4.20)$$

Используя различные представления работы на лопатках ступени можно записать:

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{L_u}{\overline{H_0}} = \frac{\overline{H_0} - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{\text{вс}}}{\overline{H_0}} = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_{\text{вс}} =$$
$$= \frac{u(c_1 cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2)}{\overline{H_0}} = \frac{u(w_1 cos\beta_1 + w_2 cos\beta_2)}{\overline{H_0}} =$$
$$= \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_2^2}{2\overline{H_0}} \qquad (4.21)$$

Здесь коэффициентами ξ обозначены относительные величины потерь. При этом следует отличать потери в решетках ζ_c и ζ_p, рассмотренные в гл. 2 и отнесен-

ные к располагаемой энергии данной решетки, от потерь ξ_c и ξ_p, отнесенных к располагаемой энергии всей ступени $\overline{H_0}$.

Используя формулы (3.9) и (3.19), находим

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{2u(c_1 cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2)}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} = \frac{2u(w_1 cos\beta_1 + w_2 cos\beta_2)}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} \qquad (4.22)$$

Эта формула показывает, что в общем случае КПД находится в довольно сложной зависимости от скоростей парового потока и их направлений.

Выражение для КПД можно написать в иной форме, представив располагаемый тепдоперепад ступени в виде кинетической энергии:

$$\overline{H_0} = {c_\text{ф}^2}\Big/{2}$$

где c_ϕ - некоторая фиктивная скорость.

Тогда можно написать

$$\eta_{\text{ол}} = 2\frac{u}{c_\text{ф}}\frac{(c_1 cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2)}{c_\text{ф}} = 2\frac{u}{c_\text{ф}}\frac{(w_1 cos\beta_1 + w_2 cos\beta_2)}{c_\text{ф}} \qquad (4.23)$$

Подставив во вторую часть равенства (4.23) выражения для скоростей:

$$c_1 = \varphi\sqrt{2\overline{H_{0c}}} = \varphi\sqrt{2(1-\rho)\overline{H_0}} = \varphi c_\text{ф}\sqrt{(1-\rho)}$$

$$w_1 cos\beta_1 = c_1 cos\alpha_1 - u$$

$$w_2 = \psi\sqrt{2H_{op} + w_1^2} = \psi\sqrt{2\rho\overline{H}_o + w_1^2} = \psi\sqrt{\rho c_\text{ф}^2 + w_1^2}$$

$$w_1^2 = \varphi^2(1-\rho)c_\text{ф}^2 + u^2 - 2u\varphi\, cos\alpha_1 c_\text{ф}\sqrt{(1-\rho)}$$

получим

$$\eta_{\text{ол}} = 2\frac{u}{c_\text{ф}}\Bigg[\varphi\, cos\alpha_1\sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_\text{ф}} + \psi\, cos\beta_2\sqrt{\varphi^2(1-\rho) + \left(\frac{u}{c_\text{ф}}\right)^2 - 2\frac{u}{c_\text{ф}}\varphi\, cos\alpha_1\sqrt{1-\rho} + \rho}\Bigg] \qquad (4.24)$$

Таким образом, относительный лопаточный КПД является сложной функцией отношения скоростей $\frac{u}{c_ф}$, степени реактивности ρ коэффициентов скорости φ и ψ и углов выхода потока из решеток α_1 и β_2.

В некоторых частных случаях выражение л ля КПД принимает более простую форму.

Относительный лопаточный КПД активной ступени

Рассмотрим активную ступень со степенью реактивность равной нулю (ρ = 0). Возьмем выражение (4.23) для относительного лопаточного КПД и преобразуем следующим образом:

$$\eta_{ол} = 2\frac{u}{c_ф}\frac{(w_1 cos\beta_1 + w_2 cos\beta_2)}{c_ф} = 2\frac{u}{c_ф}\frac{w_1 cos\beta_1}{c_ф}\left(1 + \frac{w_2 cos\beta_2}{w_1 cos\beta_1}\right) =$$
$$= 2\frac{u}{c_ф}\frac{(c_1 cos\alpha_1 - u)}{c_ф}\left(1 + \frac{w_2 cos\beta_2}{w_1 cos\beta_1}\right)$$

Принимая во внимание, что при ρ = 0 $c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi c_ф$ и $w_2 = \psi\sqrt{2\rho\bar{H}_o + w_1^2} = \psi w_1$, а также обозначив $x_ф = u/c_ф$, получаем

$$(\eta_{ол})_{\rho=0} = 2x_ф\left(\varphi\, cos\alpha_1 - x_ф\right)\left(1 + \psi\frac{cos\beta_2}{cos\beta_1}\right) \qquad (4.25)$$

Если в первом приближении принять, что в рассматриваемой чисто активной ступени ρ = 0= *const,* проектируемой при различных $x_ф$**,** характеристики решеток φ , ψ, α_1 и $cos\beta_2/cos\beta_1$ остаются неизменными, то видно, что $(\eta_{ол})_{\rho=0} = f(x_ф)$ и эта зависимость параболическая.

Можно найти такое значение отношения скоростей, называемое оптимальным $(x_ф)_{опт}$, при котором $\eta_{ол}$, имеет максимум. Для этого вычислим производную $d\eta_{ол}/dx_ф$ приравняем ее нулю и получим

$$\left(x_ф\right)_{opt}^{\rho=0} = \frac{\varphi\, cos\alpha_1}{2} \qquad (4.26)$$

Подставив это выражение в (4.25) определяем максимальное значение относительного лопаточного КПД чисто активной ступени:

$$(\eta_{\text{ол}}^{max})_{\rho=0} = \frac{\varphi^2 \cos^2\alpha_1}{2}\left(1 + \psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right) \qquad (4.27)$$

Следует обратить внимание на тот факт, что чем меньше угол α_1, тем больше значение $\eta_{\text{ол}}^{max}$. Надо отметить, что в ступени с $\rho = 0$ $\beta_2 \approx \beta_1$, т.к. в рабочих решетках нет ускорения потока и, следовательно, площадь каналов на входе должна быть примерно равна площади на выходе, а в криволинейных цилиндрических каналах это возможно только при равенстве углов входа и выхода.

Найденное параболическое протекание кривой КПД определяется изменением отдельных потерь в зависимости от $x_ф$. Очевидно, что зависимость $\eta_{ол}$ может быть получена по формуле (4.21) непосредственно путем подсчета потерь в решетках и потери с выходной скоростью при разных $x_ф$ и при соблюдении принятых ранее допущений. Выражая потери в долях располагаемой энергии и вычитая сумму потерь из единицы, мы должны получить ту же кривую для КПД ступени, что и по формуле (4.25).

Проведенный таким образом расчет позволяет построить кривые изменения отдельных потерь в зависимости от $x_ф$ (рис.1. 36).

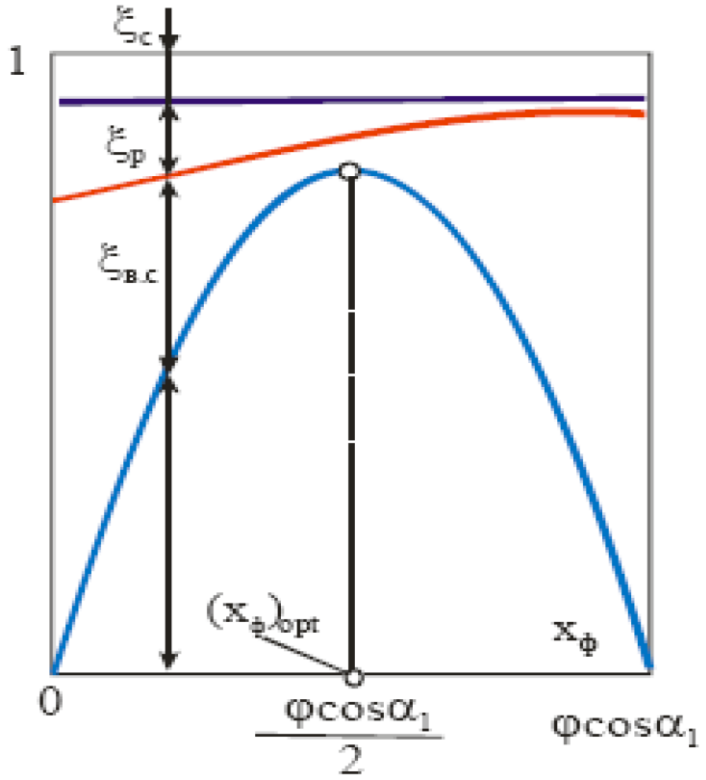


Рис. 1.36. Зависимость потерь при обтекании сопловой (ξ_c) и рабочей ($\xi_р$) решеток, потери с выходной скоростью ($\xi_{вс}$) и относительного лопаточного КПД ($\eta_{ол}$) от отношения скоростей $x_ф = \frac{u}{c_ф}$ для активной ступени ($\rho = 0 = const$) (Принято $\varphi = const, \psi = const$)

Проанализируем, как изменяются отдельные составляющие потерь энергии в зависимости от отношения скоростей $x_ф$ для ступени со степенью реактивности $\rho = 0$.

Относительные потери энергии в соплах могут быть представлены в виде

$$\xi_c = \frac{\Delta H_c}{\overline{H_o}} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{c_{1t}^2} = 1 - \varphi^2$$

Таким образом, при условии $\varphi = const$ в чисто активной ступени потери энергии в соплах не зависят от отношения скоростей, и поэтому на рис. 1.36 потери ξ_c постоянны по значению.

Относительные потери энергии в рабочих лопатках могут быть представлены в виде

$$\xi_p = \frac{\Delta H_p}{\overline{H_o}} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{c_{1t}^2} = \left(\frac{w_1}{c_{1t}^2}\right)^2 (1 - \varphi^2)$$

так как для $\rho = 0$ $w_{2t}=w_1$.

Если считать, что $\psi = const$, то зависимость $\xi_p = f(x_ф)$ полностью определяется характером изменения отношения w_1/c_{1t}.

Так как зависимость $(\eta_{ол})_{\rho=0} = f(x_ф)$ опрелелена при любом изменении $x_ф$, рассмотрим такую задачу: при неизменных располагаемой энергии ступени $(\overline{H_o})$ и угле выхода потока из сопловой решетки (α_1) будем изменять окружную скорость (u), т.е. $c_ф = const$, а $x_ф$ переменная из-за изменения u. При этом делается допущение, что геометрические углы рабочей решетки β_1 и β_2 следуют за их изменением в треугольниках скоростей. Приняв в первом приближении $\psi = 1$, можно построить треугольники скоростей при различных окружных скоростях, которые приведены на рис. 3.7. Поскольку в этом случае $w_2 = w_1$, а $\beta_2 = \beta_1$, для наглядности выходные треугольники повернуты относительно осевой координаты на 180°. Отсюда видно:

• во-первых, при увеличении u (соответственно увеличении $x_ф$) отношение w_1/c_{1t} вначале уменьшается, достигая минимального значения при β_1 =90°, а затем возрастает. Таким же образом ведут потери энергии ξ_p;

• во-вторых, потеря с выходной скоростью $\xi_{вс} = {c_2^2}/{2}$ однозначно определяется величиной абсолютной скорости потока на выходе из рабочих решеток, которая в соответствии *с* рис. 3.7. вначале уменьшается, принимая минимальное значение при α_2 = 90°, а затем увеличивается;

• в- третьих, из рис. 1.36. видно, что наиболее сильно от $x_ф$ зависят потерн с выходной скоростью и что максимум КПД получается примерно при том отношении скоростей $x_ф$, где потери с выходной скоростью имеют наименьшую величину, а из рис. 1.37. следует, что минимум потери с выходной скоростью будет, когда α_2 = 90°, при этом проекция абсолютной скорости на выходе из сопловых решеток на окружное направление c_{1u}, равна двум значениям окружной скорости u. В свою очередь $c_{1u} = c_{1t}\,\varphi cos\,\alpha_1 = c_ф\,\varphi cos\,\alpha_1$. Тогда можно записать: $c_ф\,\varphi cos\,\alpha_1 = 2u$, т.е. доказана справедливость формулы 4.26.

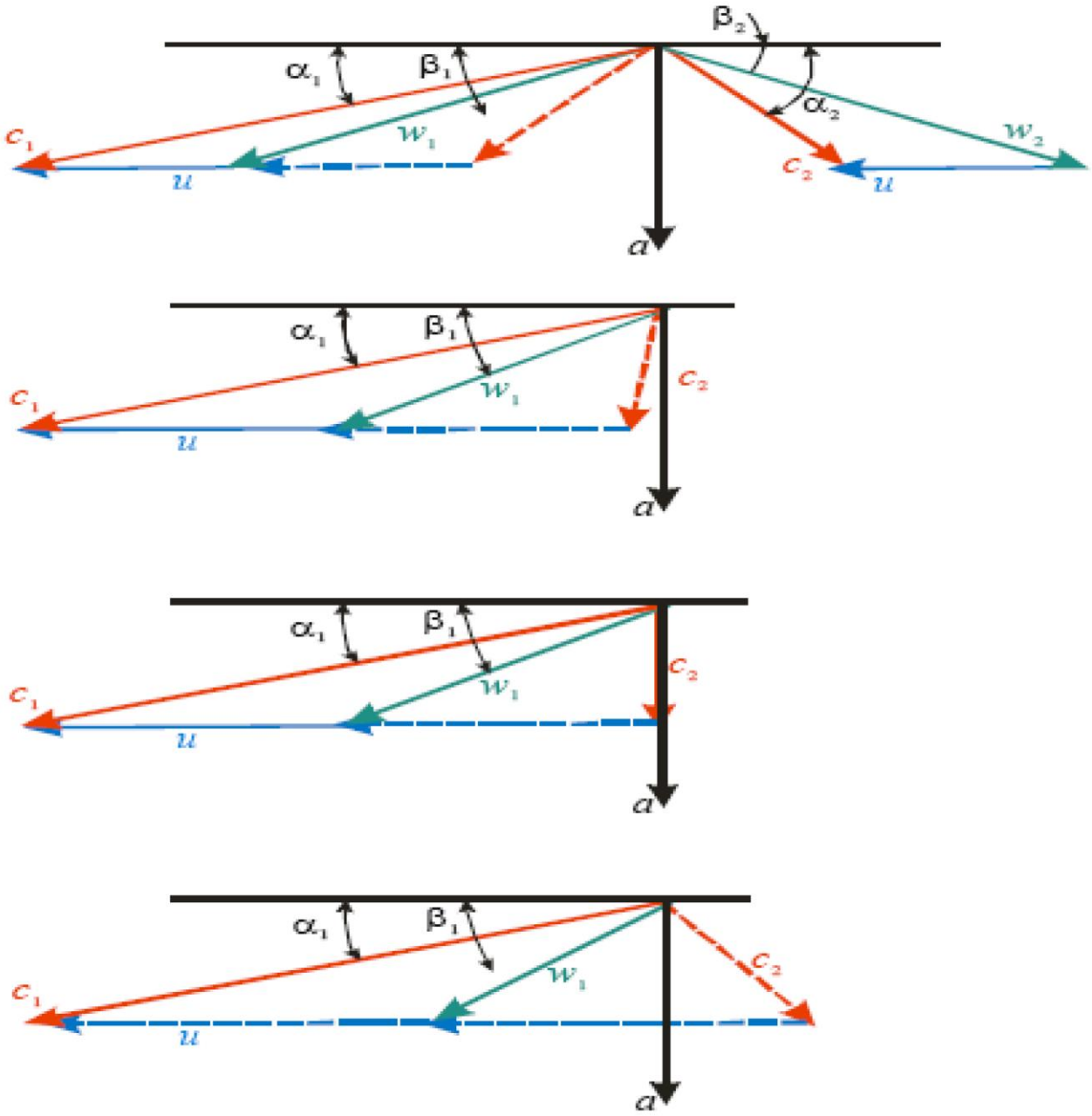


Рис. 1.37. Треугольники скоростей активной ступени (ρ = 0) при различных окружных скоростях. (Принято $\overline{H_o}$ = const, α_1 = const, ψ = 1)

Оптимальное отношение скоростей при любом значении степени реактивности

Приняв ряд допущений можно аналитически получить формулу для определения оптимального отношения скоростей для ступени при любом значении ρ. В данном пособии этот вывод не приводится и его можно найти в [1. 2 и др.]. В итоге из вывода следует, что

$$(x_ф)_{opt} = \frac{\varphi\ cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \qquad (4.28)$$

На рис.1.38 зависимость $\eta_{ол}$ и потерь располагаемой энергии в ступени со степенью реактивности ρ = 0,5 от отношения скоростей $x_ф$.

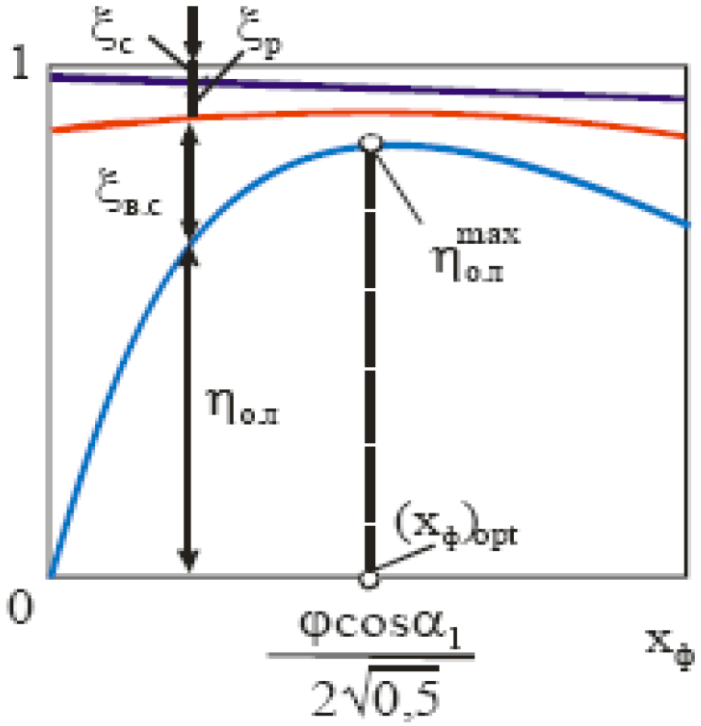


Рис. 1.38. Зависимость потерь и $\eta_{ол}$ от отношения скоростей $x_ф$ при φ=ψ = *const* для реактивной ступени (ρ = 0,5 = *const*)

Оптимальное отношение скоростей для этой ступени в соответствии с (4.28) равно $\varphi\ cos\alpha_1/\sqrt{2}$. Сравнивая ступеней с ρ = 0 и ρ = 0,5. замечаем, что во втором случае оптимальное отношение скоростей в $\sqrt{2}$ раз больше.

Следует отметить, что справедливость полученных зависимостей и их физическое объяснение подтверждается многочисленными экспериментами.

Оптимальный располагаемый теплоперепад ступени

Как следует из выше изложенного, экономичность проточной части ступени определяется величиной безразмерного отношения скоростей $x_ф = \frac{u}{c_ф}$ и при постоянной угловой скорости вращения зависящей от соотношения диаметра (d) и срабатываемого теплоперепада ($\overline{H_o}$). Наибольшая эффективность будет в том случае, если отношение скоростей равно оптимальному, величина которого хорошо известна по формуле (4.28). Установим связь между диаметром ступени и теплоперепадом, при котором КПД ступени будет максимальным, для чего распишем формулу 4.28:

$$(x_ф)_{opt} = \left(\frac{u}{c_ф}\right)_{opt} = \left(\frac{\pi d\omega}{\sqrt{2(\overline{H_o})_{opt}}}\right)_{opt} = \frac{\varphi\, cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$$

Откуда можно получить:

$$(\overline{H_o})_{opt} = \frac{\pi^2 d^2 \omega^2 4(1-\rho)}{\varphi^2 cos^2\alpha_1} \qquad (4.29)$$

Для активной ступени (ρ = 0) и при α_1 =13^o, φ=0,97, ω=50с$^{-1}$ имеем $(\overline{H_o})_{opt}$=52,2d^2, в кДж/кг

Сравнивая ступени с ρ = 0 и ρ = 0,5, замечаем, что при прочих равных условиях оптимальный располагаемый теплоперепад первой ступени в 2 раза больше чем второй.

Следует отметить, что задача может быть решена в обратном направлении: какой должен быть оптимальный диаметр ступени при заданном срабатывемом теплоперепаде.

1.4.3. Ступени скорости

Назначение ступеней скорости и принцип их работы

Как рассмотрено в предыдущем параграфе, в активной ступени при оптимальном отношении скоростей срабатываются относительно небольшие теплоперепады $\overline{H_o}$ = 30 ...100 кДж/кг. Ограничение срабатываемого теплоперепада обусловлено допустимыми окружными скоростями рабочих лопаток, условиями прочности диска или технологией изготовления ротора турбины.

В некоторых же случаях требуется переработать в ступени значительно больший теплоперепад при умеренной окружной скорости и одновременно при

высоком КПД. Для того чтобы найти удовлетворительное решение этой задачи, обратимся к диаграмме на рис. *3.6,* где приведен баланс потерь для единичной ступени в зависимости от отношения скоростей $x_ф = u/c_ф$. Этот график наглядно показывает, что с уменьшением $x_ф < (x_ф)_{opt}$ особенно интенсивно растет потеря с выходной скоростью или, другими словами, увеличивается потеря кинетической энергии, с которой пар покидает ступень.

Для того чтобы использовать эту кинетическую энергию, можно после первого ряда рабочих лопаток расположить неподвижный поворотный аппарат, т.е решетку, в которой потоку (с выходной скоростью c_2) придается иное направление. Выходящий из этой поворотной решетки поток пара поступает во вторую рабочую решетку, где кинетическая энергия парового потока преобразуется в работу на ободе диска (рис. 1.39). Если за вторым рядом рабочих лопаток паровой поток все еще обладает значительной кинетической энергией, то могут быть поставлены вторая поворотная решетка и третья рабочая решетка.

Такого типа ступени, где при одной сопловой решетке преобразование кинетической энергии производится в нескольких рабочих решетках, называются ступенями скорости.

Чем больше перерабатываемый тепловой перепад при заданной окружной скорости, тем целесообразнее применять большее число венцов, т. е. число рядов рабочих лопаток в ступени скорости.

Однако, как будет показано ниже, наибольший КПД, который может быть достигнут в ступени, уменьшается по мере увеличения числа венцов и, следовательно, числа решеток. Поэтому практически в современных турбинах применяются только двухвенечные ступени скорости. В небольших вспомогательных турбинах, где экономичность не имеет первостепенного значения, применяют также трехвенечные ступени скорости. Есть примеры пятивенечных ступеней скорости.

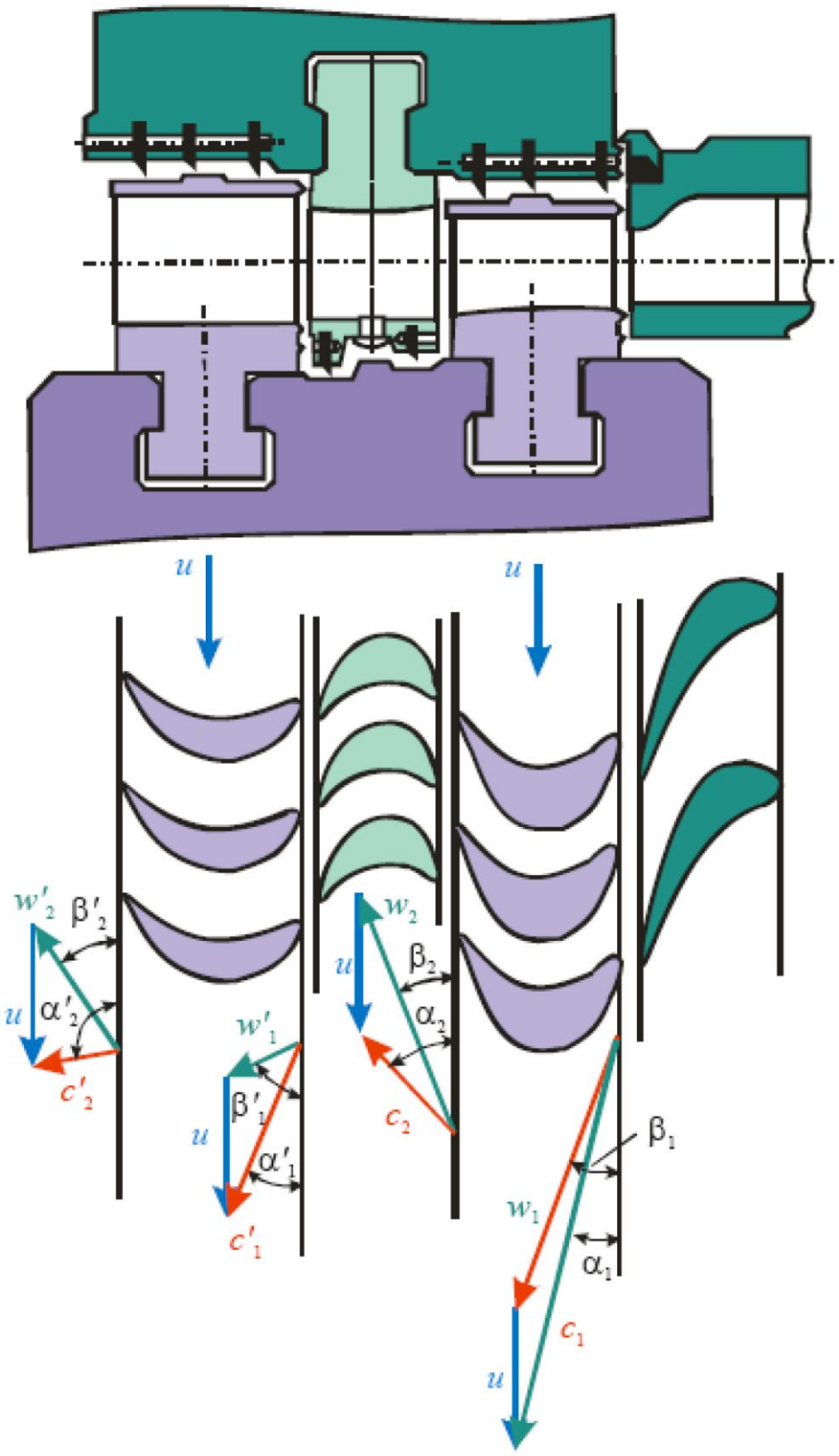


Рис. 1.39 Двухвенечная ступень скорости:
а) проточная часть; б) профили лопаток, треугольники скоростей

Таким образом, ступени скорости предназначены для срабатывания больших теплоперепадов при относительно небольших диаметрах ступеней.

Треугольники скоростей двухвенечной ступени и усилия на лопатках ступени

На рис. 1.39, где показаны проточная часть и решетки двухвенечной ступени скорости, одновременно изображены треугольники скоростей. Обозначения скоростей и углов между векторами скоростей и направлением окружной скорости первого ряда рабочих решеток сохраняются те же, что и для одновенечной ступени (см. ранее). Угол входа парового потока в первый ряд поворотной решетки равен углу α_2, под которым направлена абсолютная скорость потока пара, покидающего первую рабочую решетку. Для второго венца, состоящего из поворотной и второй рабочей решеток, скорости пара и углы векторов скоростей обозначаются так же, как и для первого венца, но с дополнительным значком штрих.

Усилие, приложенное к диску ступени, складывается из усилия на рабочих лопатках первого венца (R_{u1}) и второго (R_{u2}) и может быть определено по уравнению количества движения:

$$R_u = R_{u1} + R_{u2} = G[(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2) + (c_1' cos\alpha_1' + c_2' cos\alpha_2')] \quad (4.30)$$

Удельная работа, которую развивает 1 кг пара, протекающего через двухвенечную ступень скорости, будет:

$$L_u = L_{u1} + L_{u2} = u[(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2) + (c_1' cos\alpha_1' + c_2' cos\alpha_2')] \quad (4.31)$$

По уравнению сохранения энергии этаже работа определится как:

$$L_u = \overline{H_0} - \Delta H_c - \Delta H_{p1} - \Delta H_н - \Delta H_{p2} - \Delta H_{вс} \quad (4.32)$$

где ΔH_c, ΔH_{p1}, $\Delta H_н$, ΔH_{p2} − потери располагаемой энергии при движении потока пара в сопловых, рабочих первого венца, направляющих (поворотных) и рабочих второго венца каналах, соответственно; $\Delta H_{вс} = {c_1'}^2/2$ потери располагаемой энергии с выходной скоростью их ступени.

Относительный лопаточный КПД ступени скорости

Относительный лопаточный КПД ступени скорости определится, если полученную на лопатках работу разделить на располагаемую энергию:

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{L_u}{\overline{H_0}} = \frac{u[(c_1 cos\alpha_1 + c_2 cos\alpha_2) + (c_1' cos\alpha_1' + c_2' cos\alpha_2')]}{\overline{H_0}}$$
$$= \frac{\overline{H_0} - \Delta H_c - \Delta H_{p1} - \Delta H_{\text{н}} - \Delta H_{p2} - \Delta H_{\text{вс}}}{\overline{H_0}} =$$
$$= 1 - \xi_c - \xi_{p1} - \xi_{\text{н}} - \xi_{p2} - \xi_{\text{вс}} \qquad (4.33)$$

где $\xi_c = \Delta H_c/\overline{H_0}$, $\xi_{p1} = \Delta H_{p1}/\overline{H_0}$ – и т.д. - отдельные потери, выраженные в долях располагаемой энергии ступени. Так как обтекание поворотной решетки подобно обтеканию рабочих решеток, то и коэффициент скорости ψ_n принимается по соответствующим данным для рабочих решеток.

На рис. 1.40 построены кривые изменения отдельных потерь и $\eta_{ол}$ в зависимости от $x_{\text{ф}} = u/c_{\text{ф}}$ для одновенечной активной ступени и для двух- и трехвенечных ступеней скорости. Во всех случаях предполагаются чисто активные ступени, у которых степень реактивности $\rho = 0$.

Потери ξ_c в сопловой решетке при неизменной степени реактивности и $\varphi = const$ не зависят от $x_{\text{ф}}$ и сохраняются постоянными как для одновенечной ступени, так и для ступеней скорости. Также можно принять, что для любого из рассматриваемых типов ступеней потеря ξ_p в рабочей решетке первого ряда изменяется в зависимости от $x_{\text{ф}}$ по закону, общему для любого типа рассматриваемых ступеней. Рост этих потерь при уменьшении $x_{\text{ф}}$ объясняется увеличением относительной скорости $w_{2t} = w_1$**.** Таким образом, потери и ξ_c и ξ_p ограниченные в диаграмме на рис. 3.10 кривой *aa',* сохраняются общими как для одновенечной ступени, так и для ступеней скорости.

В одновенечной ступени область, ограниченная кривыми *aa'* и *bb'* представляет собой потери $\xi_{\text{вс}}$ с выходной скоростью парового потока. Как отмечалось выше, эти потери достигают минимума при отношении $x_{\text{ф}}$ 0,46 ÷ 0,48. при уменьшении $u/c_{\text{ф}}$ существенно возрастает $\xi_{\text{вс}}$, вызывая резкое падение КПД. Применяя второй венец, т.е. ступень скорости, можно часть потерь с $\xi_{\text{вс}}$ превратить в полезную работу и, таким образом, повысить КПД в области малых $x_{\text{ф}}$.

Потери в поворотной решетке и в рабочей решетке второго ряда изменяются по общему закону как для двухвенечной, так и для трехвенечной ступеней скорости. Область, ограниченная кривыми *cc'* и *dd',* представляет собой потерн $\xi_{вс}'$ выходной скоростью для двухвенечного диска, а область между кривыми *dd'* и *bb'* - выигрыш в КПД двухвенечной ступени по сравнению с КПД одновенечной ступени.

Как видно из диаграммы, максимум КПД на лопатках активной двухвенечной ступени скорости достигается при значениях $x_{\text{ф}}$ от 0,23 до 0,27 и в основном также определяется законом изменения потерь с выходной скоростью $\xi_{вс}$. Значи-

тельные потери с выходной скоростью, которые возникают в двухвенечной ступени при отношениях $u/c_ф$, меньших, чем 0,16. можно частично использовать, применяя вторую поворотную и третью рабочую решетки, т. е. трехвенечную ступень скорости.

Кривые потерь и КПД для этого типа ступени скорости приведены на той же диаграмме на рис. 1.40 в области изменения $x_ф$ от 0 до 0.18. Достигаемый в результате применения третьего венца выигрыш в КПД незначителен. Максимум КПД трехвенечной ступени скорости получается при значениях $x_ф$ ≈0,12 ÷ 0,18. однако при абсолютной величине КПД трехвенечного диска при $x_ф$ =0,17 в рассматриваемом примере значительно ниже максимального КПД двухвенечной ступени скорости.

На основании диаграммы на рис. 1.40 можно заметить, что применение ступеней вызывает увеличение КПД только при низких значениях $x_ф$. Абсолютные значения максимальных КПД уменьшаются с увеличением числа венцов, и поэтому применять ступени скорости следует лишь в том случае, когда требуется переработать значительный теплоперепад в одной ступени.

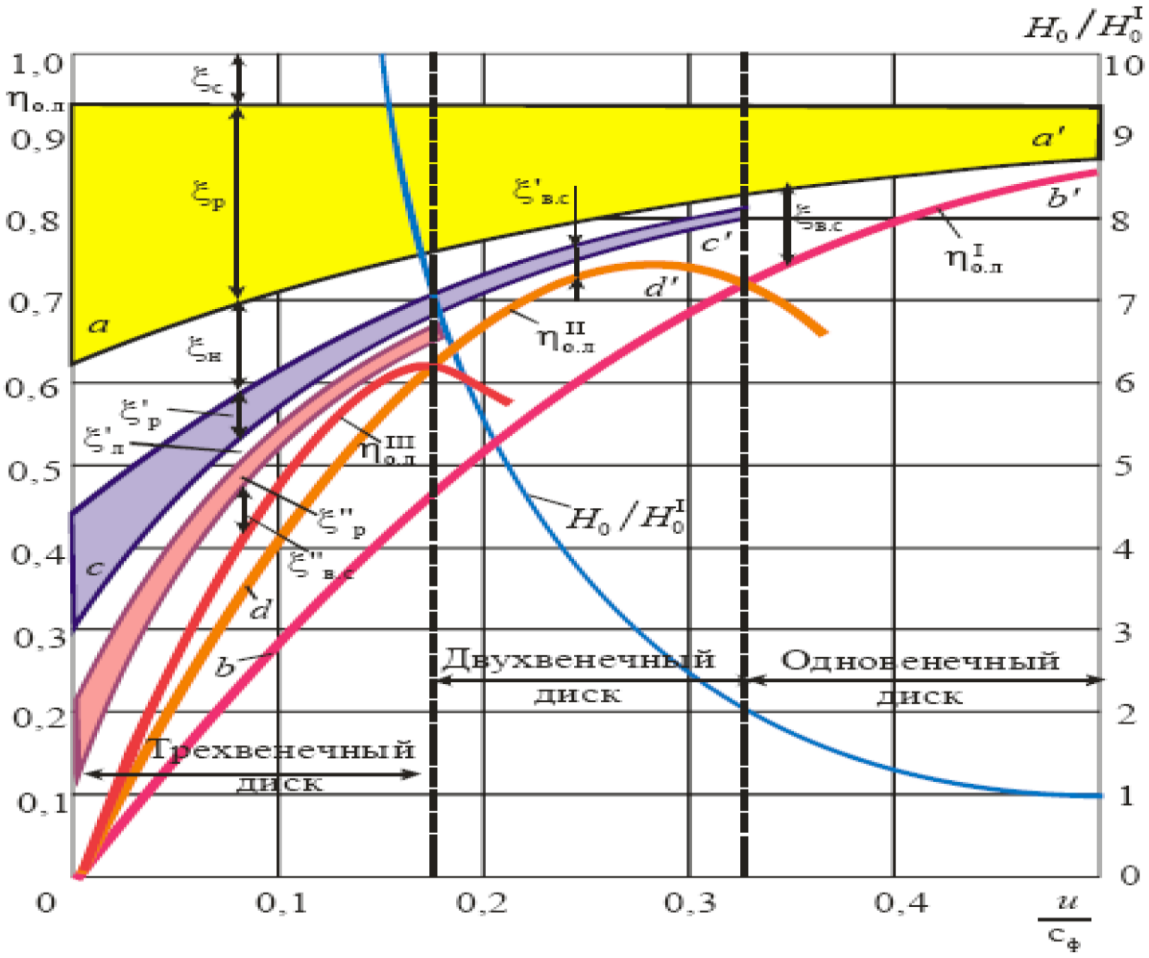


Рис 1.40 Кривые относительного лопаточного КПД $\eta_{ол}$ и потерь энергии $\xi_i = \Delta H_i/\overline{H_0}$ в одновенечной активной ступени и ступенях скорости в зависимости от $x_ф = u/c_ф$

Если допустить, что при изменении $x_ф$ окружная скорость u во всех вариантах, приведенных на рис. 1.40, сохраняется постоянной и что, следовательно, изменение $x_ф$ достигается в результате изменения располагаемого теплоперепада, то можно нанести кривую располагаемого теплоперепада, который перерабатывается одновенечной ступенью или ступенями скорости при одинаковой окружной скорости u. Такая кривая построена на рис. 1.40. Теплоперепад, перерабатываемый одновенечной ступенью при $x_ф$ = 0,47, принят за единицу, и кривая H_0/H_0^I показывает относительный рост располагаемого теплоперепада.

Если изобразить треугольники скоростей: для двух- и трехвенечнъгх ступеней скорости в несколько идеализированном виде, а именно при $c_1 sin\alpha_1 = c_2 sin\alpha_2 = c_1' sin\alpha_1' = c_2' sin\alpha_2' = \cdots$ и углах $\beta_2 = \beta_1$, $\alpha_1' = \alpha_2, \ldots$ то очевидно, что обеспечение осевого направления выходной скорости из последней рабочей решетки (α_2'=90° для двухвенечных и α_2'' = 90° для трехвенечных ступеней) и, следовательно, наименьшего значения потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ требует по сравнению с однвенечной ступенью уменьшения окружной скорости u соответственно в 2 и 3 раза (рис. 1.41).

Таким образом, оптимальное отношение скоростей $(x_ф)_{opt}$ для m-венечной ступени скорости должно быть в m раз меньше, чем для одновенечной ступени, т.е. в случае активной ступени

$$(x_ф)_{opt} = \frac{\varphi \cos\alpha_1}{2m} \qquad (4.34)$$

где m- число венцов (рядов рабочих лопаток) в ступени скорости.

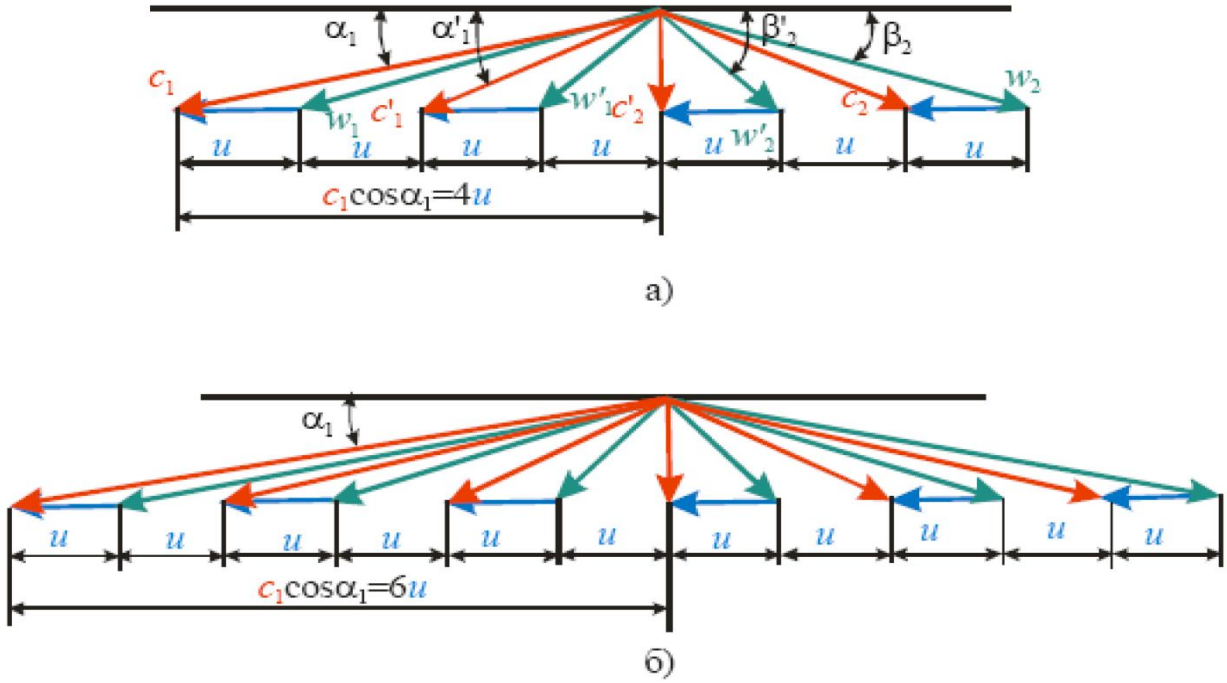


Рис.1.41. Идеализированные треугольники скоростей для ступеней скорости: а) -двухвенечной: б) – трехвенечной

Соответственно при одинаковой окружной скорости наивысший лопаточный КПД ступени скорости достигается при четырехкратном по сравнению с одновенечной ступенью располагаемом теплоперепаде $\overline{H_0}$ в двухвенечной ступени скорости и при девятикратном – в трехвенечной ступени скорости.

1.4.4. Относительный внутренний КПД турбинной ступени

Относительный внутренний КПД и дополнительные потери

При рассмотрении процесса расширения пара в турбинной ступени были учтены потери энергии, связанные с протеканием пара в решетках ступени, и потери с выходной скоростью. Коэффициент полезного действия ступени, учитывающий эти потери, называется относительным лопаточным КПД – $\eta_{ол}$.

Однако кроме перечисленных, в ступени имеются так называемые дополнительные потери. Этими потерями могут быть:

- потерн от трения поверхности диска, барабана и лопаточного бандажа $\Delta N_{тр}$ $(\xi_{тр})$;
- потерн от перетечек в ступени, когда часть пара проходит помимо одной из решеток ступени $\Delta N_{у}$ $(\xi_{у})$;
- потерн от парциального подвода пара в ступени $\Delta N_{парц}$ $(\xi_{парц})$;
- потерн от влажности, имеющие место в ступенях, процесс расширения в которых частично или полностью протекает в области влажного пара $\Delta N_{вл}$ $(\xi_{вл})$.

Кроме того, возможно снижение мощности ступени и тем самым ее экономичности в связи с отборами пара и влагоудалением, а также при специальном охлаждении лопаток.

Коэффициент полезного действия, учитывающий все эти потери, называется относительным внутренним η_{oi}:

$$\eta_{oi} = \frac{N_i}{N_0} = \frac{N_u - \sum \Delta N_{\text{доп}}}{N_0} = \eta_{\text{ол}} - \sum \xi_{\text{доп}} = \eta_{\text{ол}} - \xi_{\text{тр}} - \xi_{\text{у}} - \xi_{\text{парп}} - \xi_{\text{вл}} \quad (4.35)$$

Следует отметить, что перечисленный выше перечень потерь энергии в ступени весьма условен, так как потери взаимосвязаны. Так, например, перетечка пара нарушает характер обтекания решеток, а потери от влажности включают изменение характеристик решеток. Те или иные дополнительные потери в зависимости от типа ступени, размеров решеток и параметров пара могут существенно снижать экономичность ступени, быть незначительными или вообще отсутство-

вать. Дополнительные потери влияют также на оптимальные характеристики ступени.

Потери от трения диска и лопаточного бандажа.

Вращение диска, на котором укреплены рабочие лопатки, в камере, заполненной паром, требует затраты мощности. Мощность, расходуемая на преодоление трения при вращении диска, заимствуется из полезной мощности, развиваемой паром на лопатках, так что получаемая на валу турбины внутренняя мощность меньше мощности N_u, развиваемой потоком пара на лопатках турбинной ступени, на величину мощности $\Delta N_{тр}$, затрачиваемой на трение диска.

Физическая причина возникновения затрат мощности на преодоление сил трения и сопутствующих ему дополнительных явлений состоит в следующем:

-При вращении диска пар, заполняющий камеру ступени, также приводится во вращение. Допустим, что распределение скорости пара в камере может быть представлено диаграммой на рис. 1.42. Скорость частиц пара, прилегающих к диску, равна местной окружной скорости диска (зависящей от диаметра, на котором рассматривается эпюра скоростей), скорость частиц пара, прилегающих к стенке корпуса, равна нулю. Средняя скорость $c_{ср}$ в промежуточных точках камеры зависит от шероховатости поверхности диска и размеров камеры. Таким образом, между слоями пара, двигающимися с различной скоростью, существует трение и на преодоление сил трения затрачивается мощность.

-Аналогичная затрата мощности возникает в зазоре между вращающимся лопаточным бандажом и неподвижным корпусом.

-Помимо вращения вокруг оси турбины пар, наполняющий камеру, приобретает вихревое движение в меридиональном сечении, как показано на рис. 1.42. Этот вихревой поток пара возникает от того, что частицы пара, прилегающие к диску, испытывают центробежные силы, которые вызывают движение пара от центра к периферии вблизи диска и от периферии к центру вблизи неподвижной поверхности камеры ступени. Вихревой поток в меридиональной поверхности увеличивает затрату мощности на вращение диска.

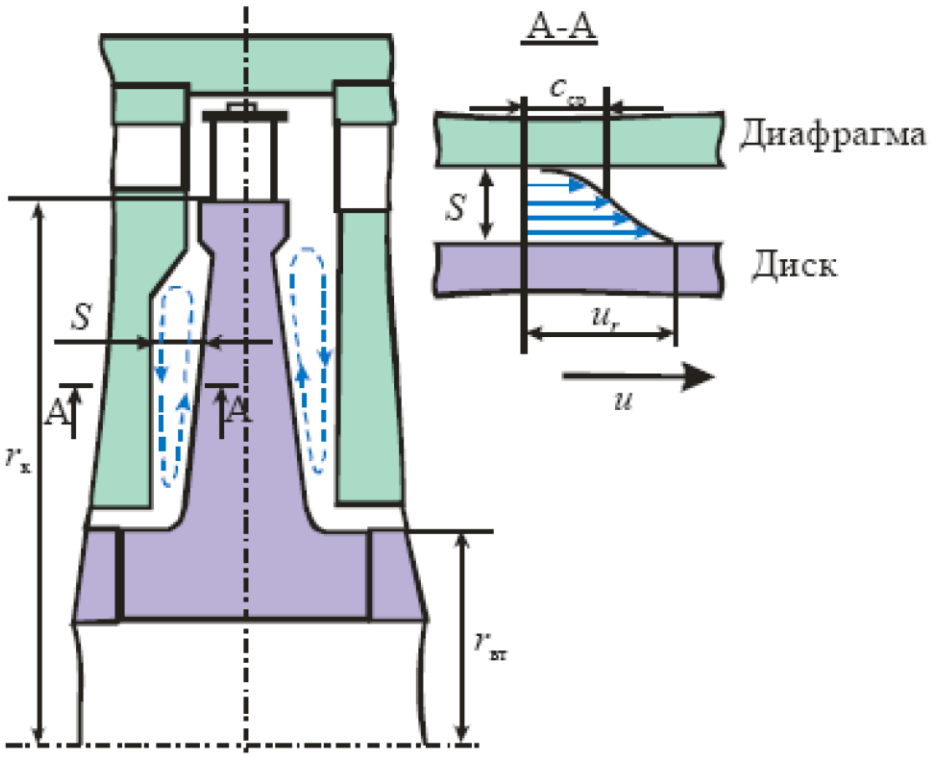


Рис. 1.42. Схема потока в зазоре между диском и диафрагмой и эпюра скоростей в камере ступени.

-Еще более сложный характер в камере между диафрагмой и диском будет иметь течение пара в часто встречающемся случае выполнения диска с разгрузочными отверстиями (см., например, рис. 1.42)

Для определения потери на трение обычно используется формула, которая может быть получена аналитически с учетом эмпирического коэффициента:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{k_{\text{тр}}}{\pi}\frac{d_k}{el_1 sin\alpha_1}\left(\frac{u}{c_{\text{ф}}}\right)^3 \qquad (4.36)$$

где k_{mp} – коэффициент, зависящий от относительной ширины зазора (s/r) и числа Рейнольдса $(Re = ur/v)$. Для ступеней паровых турбин обычно k_{mp}=(0,45…0,8)·10^{-3}.

Абсолютную величину потери на трение можно найти как

$$\Delta N_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} N_0 = \xi_{\text{тр}} G\overline{H_0} \quad \text{или } \Delta H_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}}\overline{H_0} \qquad (4.37)$$

Потери от утечек. Лабиринтовые уплотнения

Потери от утечек рабочего тела (пара или газа) связаны с протечками через зазоры помимо сопловых или рабочих лопаток. Эти протечки не совершают полезной работы в ступени, поэтому энергия пара или газа протечки является поте-

рянной для ступени. Потери от утечек имеют место, как в ступени, так и в турбине в целом.

Протечки в ступени — это потоки через зазоры: между диафрагмой и валом (рис. 1.43) G_y, между бандажом рабочих лопаток и статором (диафрагмой или корпусом) $G_б$, между диафрагмой и диском у корня рабочих лопаток $G_к$, а также через разгрузочные отверстия $G_{отв}$.

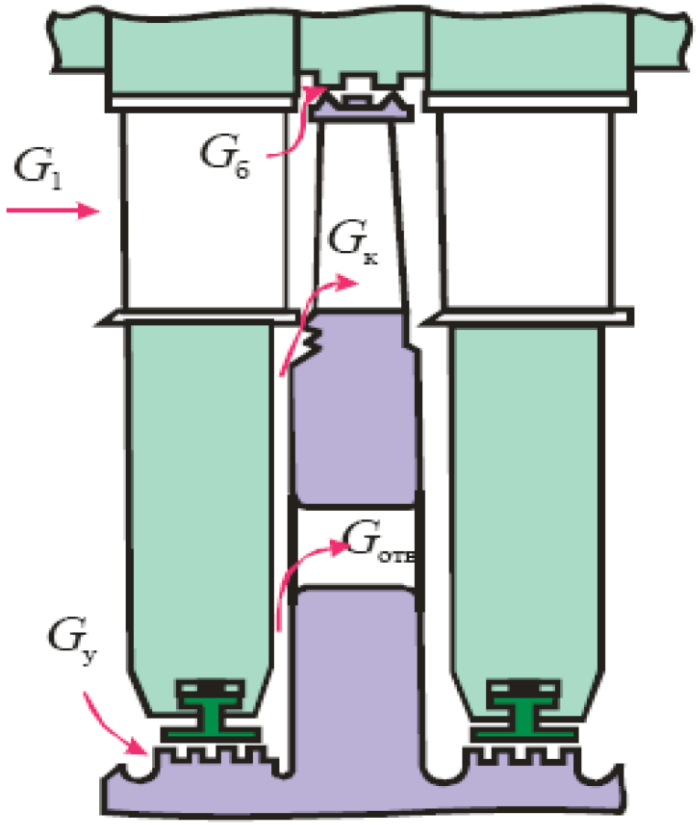


Рис.1.43 Схема протечек в турбинной ступени.

Протечки в турбине - это потоки через зазоры концевых уплотнений между валом турбины и ее корпусом (см. рис. 1.3). В корпусах ЦНД конденсационных турбин - это дополнительный расход пара, который подводится к концевым уплотнениям для того, чтобы предотвратить подсос воздуха из атмосферы в конденсатор.

Протечки также могут возникать из-за недостатков конструкции в различных стыках между деталями, например в разъеме половин диафрагм, по посадочным поверхностям диафрагмы, а также обойм диафрагм и уплотнений в корпусе.

Для уменьшения протечек через зазоры между статором и ротором турбины применяются лабиринтовые уплотнения, представляющие собой последовательный ряд сужений для потока протечки. Используют лабиринтовые уплотнения ступенчатого или прямоточного типа (рис. 1.44). Здесь сужения (щели) образованы гребнями, расположенными на статоре, и поверхностью ротора. В ступенча-

том уплотнении щели располагаются на выступе и впадине ротора, в прямоточном уплотнении гладкий ротор не имеет выступов и впадин. Для исключения возможности местного разогрева ротора и его искривления при задеваниях в лабиринтовом уплотнении часто гребни располагаются на роторе, выступы и впадины - на статорных деталях.

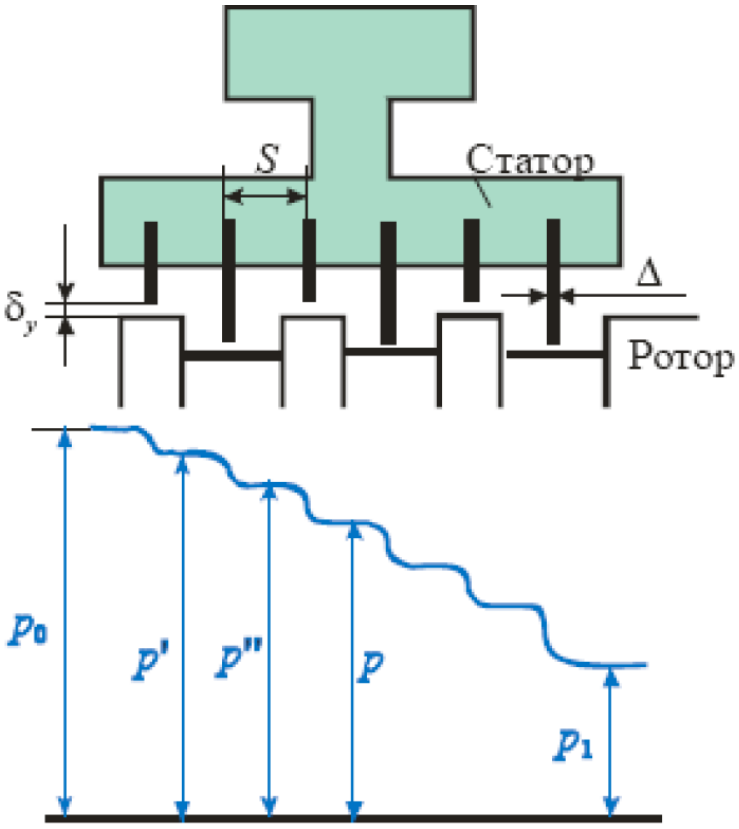


Рис 1.44. Схема ступенчатого лабиринтового уплотнения и изменения давления по длине уплотнения

Рассмотрим процесс течения пара в лабиринтовом уплотнении. В щели поток ускоряется до сравнительно большой скорости $c_щ$, в камере за щелью уплотнения ступенчатого типа, он тормозится практически до нулевой скорости. Торможение в камере идет без восстановления механической энергии, изобарически, с полной диссипацией кинетической энергии потока, которая расходуется на нагрев пара в камере. Давление в камере устанавливается ниже давления перед щелью. В следующих щелях и камерах процессы повторяются. Таким образом, давление от камеры к камере по потоку уменьшается, а энтальпия пара во всех камерах остается неизменной, так как теплота от пара в уплотнении не отводится.

Рассмотрим процесс течения в уплотнении с помощью *h,s*-диаграммы (рис. 1.45. а). Состояние пара перед первой щелью характеризуется точкой o^I. Отрезок $o^I a^I$ соответствует расширению пара в первой щели, точка a^I характеризует состояние пара в первой щели.

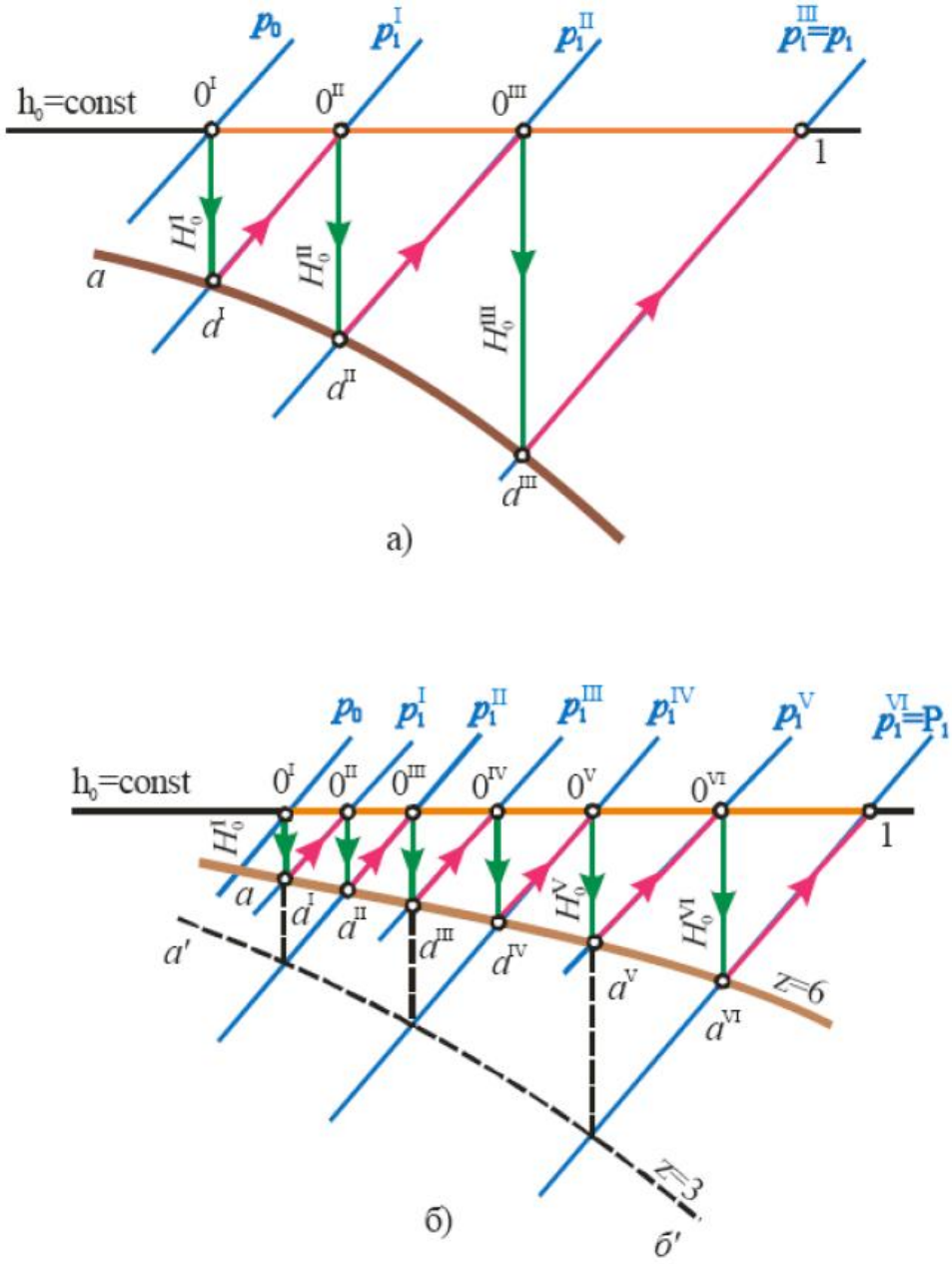


Рис.1.45. Процесс изменения состояния пара в *h,s*-диаграмме в лабиринтовом уплотнении ступенчатого типа с числом гребней, равным трем (а) и шести (б)

Кинетическая энергия потока в первой щели $c_{щ1}^2/2$ равна располагаемому теплоперепаду $\overline{H_0}$. В процессе изобарного торможения в камере за первой щелью (отрезок $a^I\ o^{II}$) кинетическая энергия потока переходит в теплоту. В результате этого энтальпия пара перед второй щелью (точка o^{II}) становится равной энтальпии перед первой щелью h_0. Во второй и третьей щелях и соответствующих им камерах процессы повторяются. При этом располагаемые теплоперепады, приходящиеся па каждую последующую щель, увеличиваются, так как скорости пара воз-

растают от щели к щели по потоку. Увеличение скоростей в щелях вдоль уплотнения объясняется с помощью уравнения неразрывности

$$c_{\text{щ}}^{i} = \frac{G_y v_{\text{щ}}^{i}}{F_y}$$

Для уплотнения с постоянным диаметром d_y и зазором δ_y площади всех щелей одинаковы: $F_y = \pi d_y \delta_y$, расход пара также не изменяется от щели к щели *(G_y = const),* а удельные объемы пара $v_{\text{щ}}^{i}$, как следует из *h,s*-диаграммы, увеличиваются (с возрастанием номера щели *i*). Поэтому скорости $c_{\text{щ}}^{i}$ в щелях вдоль уплотнения возрастают, наибольшая скорость достигается в последней щели. Таким образом, состояние пара в камерах уплотнения характеризуется точками o^{II}, o^{III}, o^{IV}, которые располагаются на линии h_0= *const,* соответствующей процессу дросселирования. Состояние пара в сужениях (щелях) уплотнения характеризуется точками a^{II}, a^{III} , a^{IV} , расположенными на линии *аб,* которая соответствует процессу течения пара с трением в трубе постоянного сечения и называется линией Фанно.

Так как процесс течения в уплотнении по состоянию пара в камерах уплотнения аналогичен процессу дросселирования, температура пара вдоль уплотнения изменяется незначительно. Поэтому в переднем концевом уплотнении турбины температура за первым отсеком уплотнения близка к температуре пара за первой ступенью турбины.

На рис. 1.45, б показан процесс течения пара в уплотнении, состоящем из шести щелей, в сравнении с аналогичным процессом в уплотнении, состоящем из трех щелей, при одинаковых параметрах пара перед и за уплотнением в обоих случаях, а также при одинаковых размерах щелей. Удвоение числа щелей в уплотнении приводит к уменьшению теплоперепада, приходящегося на одну щель, приблизительно в 2 раза. Следовательно, скорость в щелях и расход пара через уплотнение уменьшается в $\sqrt{2}$ раз. Обобщая эти рассуждения для любого числа гребней, можно сделать вывод, что расход пара через уплотнение обратно пропорционален корню квадратному из числа гребней *z*, т.е. $G_y \sim 1/\sqrt{z}$

Расход пара через ступенчатое уплотнение с заданным числом гребней и их геометрией может быть определен совместным решением уравнения неразрывности и сохранения энергии:

$$G_y = \mu_y F_y \sqrt{\frac{\overline{p_0}}{\overline{v_0}}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z}} \qquad (4.38)$$

где μ_y- коэффициент расхода щели уплотнения; F_y - площадь зазора в уплотнении; $\overline{p_0}$, $\overline{v_0}$ - давление и удельный объем перед уплотнением: $\varepsilon = p_1/\overline{p_0}$ - отношение давлений за уплотнением и перед ним.

Формула (4.38) соответствует течению пара в ступенчатом уплотнении (см. рис. 1.45). При больших температурных удлинениях ротора относительно статора в месте расположения уплотнения приходится отказываться от уплотнения ступенчатого типа, так как в этом случае расстояния между гребнями уплотнения становятся очень большими, и заменять ело более компактным уплотнением прямоточного типа. Течение пара в прямоточном уплотнении отличается тем, что в камерах между гребнями поток тормозится не полностью. Кинетическая энергия струи пара из предыдущей щели только частично переходит в теплоту в результате неполного торможения, другая часть ее расходуется на ускорение потока в последующей щели. Поэтому расход пара через щель прямоточного уплотнения существенно больше, чем ступенчатого, и формула (4.38) при этом записывается следующим образом:

$$G_y = k_y \mu_y F_y \sqrt{\frac{\overline{p_0}}{\overline{v_0}}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z}} \qquad (4.38\,a)$$

где k_y - поправочный коэффициент, зависящий от расстояния между гребнями и величиной зазора.

Приведенные формулы и описание процессов течения в уплотнениях относятся как к уплотнениям в ступени, так и к концевым уплотнениям цилиндров турбины.

Рассмотрим влияние утечек в ступени на ее КПД. Как указывалось, в ступени различают четыре вида утечек. Пар проходит через диафрагменное уплотнение мимо сопловой решетки и не совершает полезной работы. Поэтому полезная энергия всего потока пара активной ступени G уменьшается на величину $\boldsymbol{G_y}\overline{H}_0\eta_{\text{ол}}$. Чтобы получить относительные потери энергии в ступени от этих утечек, необходимо потерянную с утечкой энергию разделить на располагаемую энергию ступени $G\overline{H}_0$, т.е.

$$\xi_{\text{у}}^{\text{д}} = \frac{G_{\text{у}}}{G}\eta_{\text{ол}} = \frac{k_y \mu_y F_y}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}}\eta_{\text{ол}} \qquad (4.39)$$

Утечка пара через зазоры по бандажу рабочих лопаток также не совершает работы и зависит от размеров зазоров и степени реактивности у периферии рабочих лопаток ρ_n. Относительная величина потери от протечки через периферийные зазоры ступени:

$$\xi_{\text{у}}^{\text{д}} = \frac{\pi d_n \delta_{\text{э}}}{F_1} \sqrt{\rho_{\text{ср}} + 1{,}8 \frac{l}{d} \eta_{\text{ол}}} \qquad (4.40)$$

где d_n - диаметр по периферии рабочих лопаток; $\delta_э$ - эквивалентный зазор периферийного уплотнения, который зависит конструкции надбандажных уплотнений и наличия бандажа; F_1 - площадь на выходе из сопловых лопаток; ρ - степень реактивности на среднем диаметре; l - высота лопаток; d - средний диаметр ступени.

Потери от влажности

Потери от влажности возникают в ступенях турбины, через которые течет влажный пар. Для конденсационных турбин тепловых электростанций - это последние сступени, для турбин атомных электростанций, работающих па насыщенном или слабоперегретом паре - это практически все ступени турбины.

Влажный пар в отличие от перегретого является двухфазной средой, т.е. в сухом насыщенном паре (газовая фаза) взвешены частицы влаги (жидкая фаза). Размеры частиц находятся в приделах ($l0^{-8}$... 10^{-4}) м. Течение влажного пара в турбинной ступени сопровождается рядом явлений, которые не наблюдаются при течении перегретого пара. Потери энергии от влажности в турбинной ступени включают следующие основные составляющие:

1) потери от удара капель влаги со стороны спинки рабочих лопаток как результат тормозящего действия частиц влаги на вращающийся ротор;
2) потери от переохлаждения пара;
3) потери от разгона капель влаги паровым потоком - трение на границе раздела фаз;
4) потери в пограничном слое, связанные с образованием жидкой пленки на поверхностях проточной части;
5) потери от увеличения размеров кромочного следа за счет дробления пленки при сходе ее с выходной кромки лопаток.

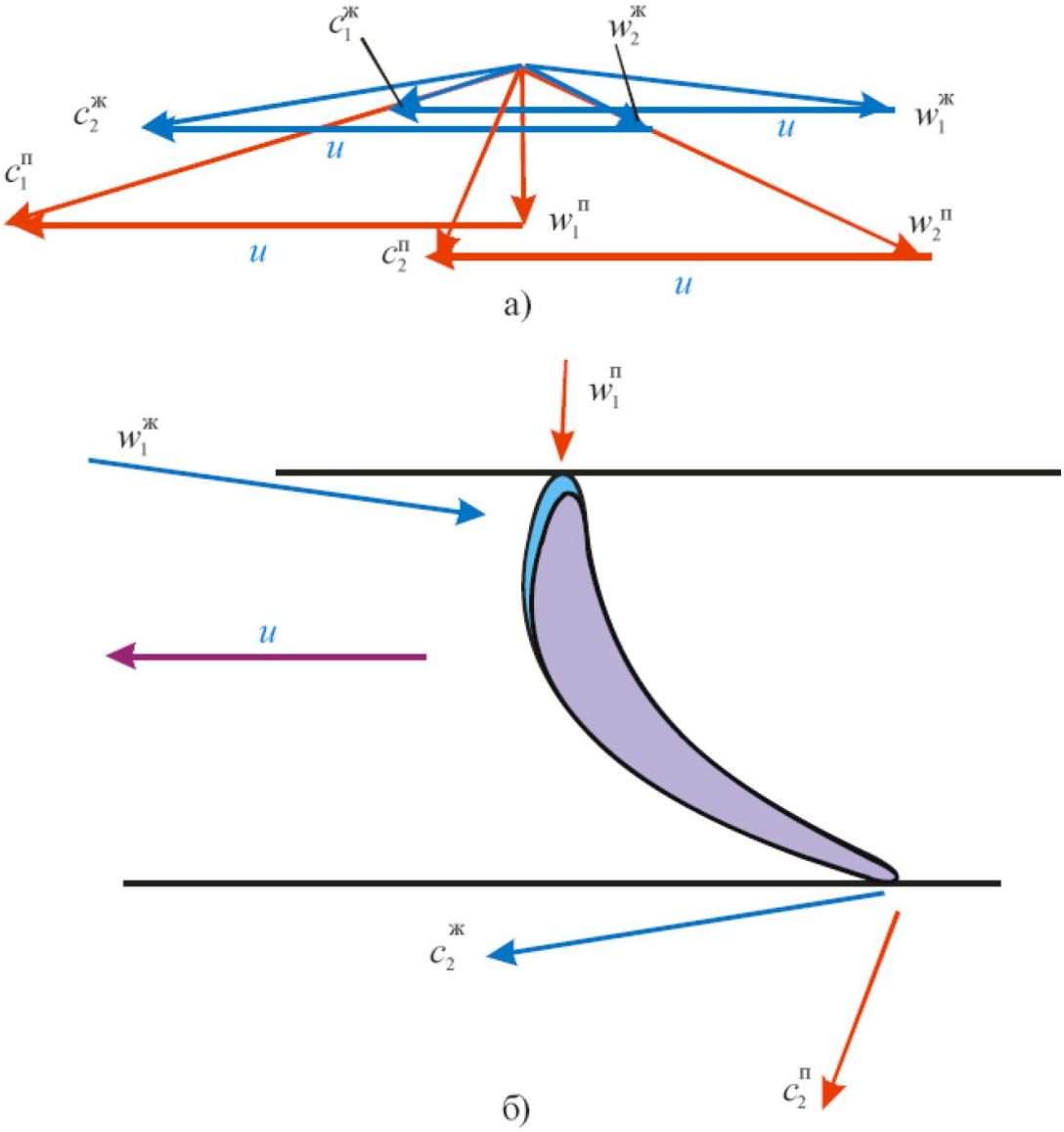


Рис.1.46. Взаимодействие частиц влаги с рабочими лопатками: а – треугольники скоростей для пара (c_1^n и w_1^n) и капель влаги ($c_1^ж$ и $w_1^ж$); б – направление потоков пара (w_1^nи c_2^n) и капель влаги ($w_1^ж$и $c_2^ж$) относительно профиля рабочей лопатки

Рассмотрим физическую причину возникновения первой составляющей потери от влажности, т.к. она имеет значение и для работы турбины с точки зрения надежности. В сопловой и рабочей решетках относительно крупные частицы влаги движутся с отставанием от паровой фазы, скорость капель влаги существенно меньше скорости пара. Отношение скорости капель влаги к скорости пара $c_1^ж/c_1^n$ называется коэффициентом скольжения. Для потока в турбинной ступени при течении влажного пара можно построить треугольники скоростей, как для паровой фазы, так и для капель влаги (рис. 1.46). Так как скорость капель влаги на выходе из сопловой решетки в абсолютном движении мала, относительная скорость капель на входе в рабочие лопатки направлена под большим углом к входной кромке рабочей лопатки и относительно большая по значению. При ударе ка-

пель влаги о входную кромку лопатки со стороны ее спинки создается тормозной момент па роторе и, следовательно, возникают потери энергии в ступени. При ударе капель влаги о входную кромку в материале лопаток возникает разрушение, называемое эрозионным износом.

Сложность явлений при течении влажного пара не позволяет разработать методику точного расчета потерь энергии от влажности пара. Основными факторами, влияющими на потери от влажности в ступени, являются влажности перед ступенью $y_0 = 1 - x_0$ и за ступенью $y_2 = 1 - x_2$, отношение скоростей $\frac{u}{c_ф}$, а также дисперсность влаги.

В практике расчетов широко используется приближенная формула оценки потерь от влажности:

$$\xi_{вл} = a\frac{y_0 - y_2}{2} \qquad (4.41)$$

$$\xi_{вл} = 2\frac{u}{c_ф}[0{,}9y_0 + 0{,}35(y_2 - y_0)]$$

Как показывают опыты, коэффициент *a* в этой формуле изменяется в широких пределах - от 0,4 до 1,4 и более в зависимости от конструкции, параметров и условий работы ступени. Для предварительных расчетов коэффициент *a* принимают равным 0,8 - 0,9.

Потери, связанные с парциальным подводом пара в ступени

В ступенях паровых турбин с малым объемным пропуском пара *Gv,* когда выходные площади решеток малы, применяется парциальный подвод пара. Парциальный подвод пара характерен также для регулирующих ступеней турбин. Парциальный подвод означает, что в ступени пар проходит через решетки не по всей окружности. Доля окружности, занятой каналами сопловых лопаток, через которые проходит пар, называется степенью парциальности:

$$e = \frac{L}{\pi d_1} = \frac{z_c t_1}{\pi d_1}$$

где L - длина дуги, занятая соплами; z_c - число сопловых каналов; t_1 - шаг сопловых решеток.

Расположение сопловых лопаток не по всей окружности, а по части ее накладывает отпечаток на работу ступени и соответственно на потери располагаемой энергии. Обычно потери, связанные с парциальным подводом пара в ступени, рассматривают состоящими из двух составляющих:

- потери от вентиляции на неактивной дуге - $\xi_в$;

•потери на концах дуг подвода пара, называемые сегментными потерями - $\xi_{сегм}$.

В ступенях с парциальным подводом пар на рабочие лопатки поступает не по всей окружности, а только по некоторой ее части *e*. При этом на части дуги окружности *1-e* в каналах рабочих лопаток отсутствует активный поток пара, эти каналы заполняются «застойным» паром из камеры, в которой вращается диск. Вследствие вращения пар, заполняющий эти каналы, под воздействием центробежных сил перемещается от корня рабочих лопаток к их периферии; при этом возможно движение пара с одной стороны лопаток на другую, как показано на рис. 1.47. Работа, связанная с перемещением пара в каналах неактивной части дуги рабочих лопаток, отводится от диска. Следовательно, полезная энергия ступени уменьшается на потери энергии, связанные с перемещением (вентиляцией) пара в этих каналах.

Относительные потери энергии от вентиляции в парциальной одновенечной ступени могут быть определены по формуле:

$$\xi_{в} = \frac{N_{в}}{N_0} = \frac{k_{в}}{sin\alpha_1}\frac{1-e}{e}\left(\frac{u}{c_{ф}}\right)^3 \qquad (4.42)$$

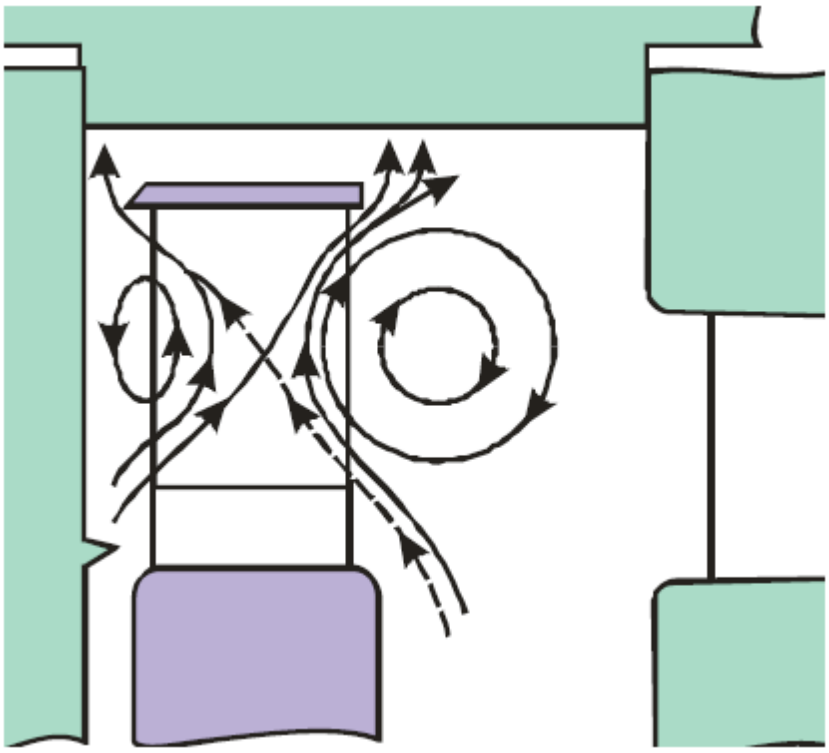


Рис.1.47 Схема вентиляционных потоков парциальной ступени

Коэффициент $k_в$ в этой формуле принимается равным 0,065. Для уменьшения вентиляционной потери часто на неактивной дуге применяют защитный кожух, тем самым сокращая количество вентилируемого пара. Формула (4.42) может

быть представлена в более общем виде с учетом влияния части дуги, занимаемой защитным кожухом $e_{кож}$, и числа венцов рабочих лопаток ступени скорости *m,* в каждом из которых возникают потери от вентиляции:

$$\xi_{в} = \frac{k_{в}}{sin\alpha_1} \frac{1 - e - 0{,}5e_{кож}}{e} \left(\frac{u}{c_{ф}}\right)^3 m \qquad (4.43)$$

Другой составляющей являются потери па концах дуг подвода пара (на краях сопловых сегментов). Для выяснения природы этих потерь рассмотрим схему течения пара в парциальной ступени (рис. 1.48). На правом конце дуги подвода застойный пар межлопаточного канала при движении его на границе активного потока вытесняется струей активного пара (на границе *C);* при этом в канале возникают вихревые течения. На выталкивание застойного пара и образование вихрей расходуется энергия активного пара. Кроме того, на правом конце дуги подвода из зазора между диафрагмой и рабочими лопатками эжектируется застойный пар (поток *A),* на что также расходуется дополнительная энергия пара. На левом конце дуги подвода при выходе межлопаточного канала из-под активной струи пара в канал подсасывается застойный пар из зазора за счет инерционного воздействия оставшегося в канале активного пара, отделяемого от подсасываемого пара границей *D.* Кроме того, на левом конце из крайнего соплового канала возникают утечки активного пара в зазор между диафрагмой и рабочими лопатками вследствие прилипания струи пара крайнего соплового канала к стенке диафрагмы (поток *B).* Как на подсасывание, так и на утечку расходуется энергия активного пара. Для снижения утечек пара в зазоры в парциальной ступени расчетная степень реактивности выбирается небольшой *(ρ* = 0,02...0,06). Кроме перечисленных составляющих сегментные потери включают в себя и потери энергии в крайних сопловых каналах, течение в которых искажается краевыми эффектами в соплах.

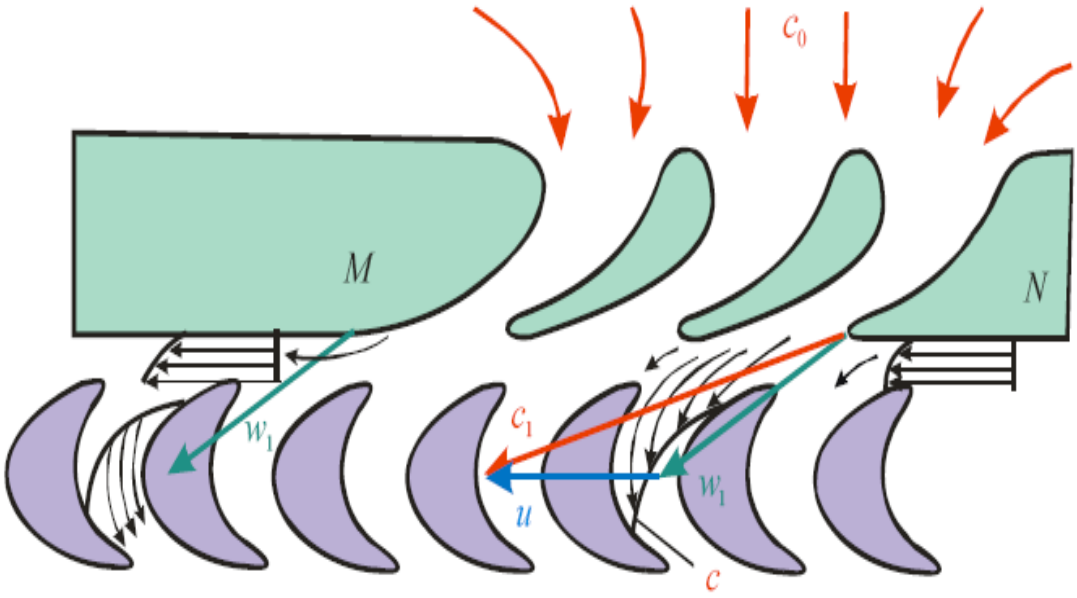


Рис. 1.48. Механизм возникновения сегментных потерь энергии

Таким образом, сегментные потери энергии в парциальной ступени определяются рядом взаимосвязанных между собой явлений на концах сопловых сегментов. Эти потери пропорциональны количеству выталкиваемого и подсасываемого застойного пара, т.е. пропорциональны ширине и высоте рабочих лопаток B_2 и l_2; на сегментные потери влияет также отношение скоростей $u/c_ф$, число пар концов сопловых сегментов (не сомкнутых) i, КПД $\eta_{ол}$. Наиболее распространена следующая формула для подсчета сегментных потерь:

$$\xi_{сегм} = 0{,}25\frac{B_2 l_2}{F_1}\frac{u}{c_ф}\eta_{ол} i \qquad (4.44)$$

Для двух венечной ступени в числителе произведение $B_2 l_2$ заменяется па сумму произведений ширины на высоту первого и второго рядов рабочих лопаток $B_2 l_2 + 0{,}6 B_2' l_2'$.

Потери or вентиляции и сегментные потери составляют потери от парциального подвода:

$$\xi_{парц} = \xi_в + \xi_{сегм} \qquad (4.45)$$

1.4.5. Внутренний относительный КПД и оптимальное отношение скоростей

Рассмотрим внутренний относительный КПД ступеней, работающих на перегретом паре:

$$\eta_{oi} = \eta_{\text{ол}} - \xi_{\text{тр}} - \xi_{\text{у}} - \xi_{\text{парц}}$$

На рис. 1.49 показаны графики зависимостей $\eta_{\text{ол}} = f(x_{\text{ф}}), \eta_{oi} = f(x_{\text{ф}}), \sum \xi_{\text{доп}} = f(x_{\text{ф}})$ для активной ступени. Из графиков видно, что потери парциального подвода, потери от утечки и потери от трения диска, уменьшая КПД ступени, изменяют также и оптимальное отношение скоростей $(x_{\text{ф}})_{opt} = \left(\frac{u}{c_{\text{ф}}}\right)_{opt}$, при котором достигается максимальное значение внутреннего относительного КПД, по сравнению с оптимальным отношением скоростей для относительного лопаточного КПД. Такой же характер влияния дополнительных потерь будет при любых значениях степени реактивности. Таким образом, при выборе расчетного теплоперепада ступени следует ориентироваться на x_{ϕ} по внутреннему относительному КПД, поскольку эффективность ступени определяется суммой всех потерь располагаемой энергии в ступени. Это оптимальное отношение скоростей тем меньше, чем больше дополнительные потери.

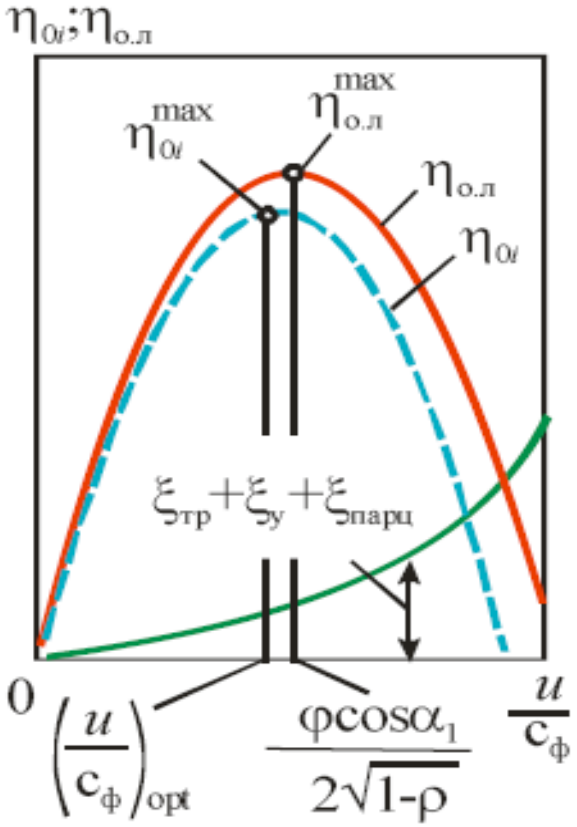


Рис. 1.49. Графики зависимостей $\eta_{\text{ол}} = f(x_{\text{ф}}), \eta_{oi} = f(x_{\text{ф}}), \sum \xi_{\text{доп}} = f(x_{\text{ф}})$ для активной ступени

1.5. Многоступенчатые паровые турбины

1.5.1. Тепловой процесс в многоступенчатой паровой турбине

Активные и реактивные многоступенчатые турбины

В современных паротурбинных установках ТЭС и АЭС располагаемый теплоперепад турбины составляет 1000 - 1600 кДж/кг. Создать экономичную одноступенчатую турбину при таких теплоперепадах и достигнутом в настоящее время уровне прочности металлов невозможно. Действительно, скорость пара на выходе из сопл одноступенчатой турбины в этих условиях составит 1500 - 1700 м/с. Для экономичной работы одноступенчатой турбины необходимая окружная скорость лопаток на среднем диаметре при оптимальном отношении скоростей $u/c_{\text{ф}}$ должна составить 1000 - 1100 м/с. Обеспечить прочность ротора и лопаток при таких окружных скоростях практически невозможно. Кроме того, число M в потоке пара в этом случае составит 3,0 - 3,5, что приведет к большим волновым потерям энергии в потоке. Поэтому все крупные паровые турбины для энергетики и другого назначения выполняют многоступенчатыми. В этих турбинах пар расширяется в последовательно включенных ступенях, причем теплоперепады таких ступеней составляют небольшую часть располагаемого теплоперепада всей турбины. Поэтому окружные скорости лопаток в ступенях многоступенчатой турбины составляют 120 - 250 м/с для большинства ступеней ЧВД и ЧСД турбины и достигают 350 - 450 м/с для последних ступеней конденсационных турбин при стальных лопатках и 600 м/с при титановых лопатках. Числа M в потоке для большинства ступеней меньше единицы.

Рассмотрим схематический чертеж проточной части многоступенчатой турбины со сравнительно высоким давлением за турбиной (рис. 1.50). Как указывалось ранее, совокупность одного ряда сопловых и одного ряда рабочих лопаток образует ступень турбины. В данном примере турбинная ступень выполнена камерной, т.е. между диафрагмами образована камера, в которой располагается диск ротора с рабочими лопатками. В камерных ступенях, как правило, на рабочих лопатках допускается небольшое расширение пара, т.е. камерная ступень выполняется со сравнительно небольшой степенью реактивности, а в основном расширение пара осуществляется в сопловой решетке.

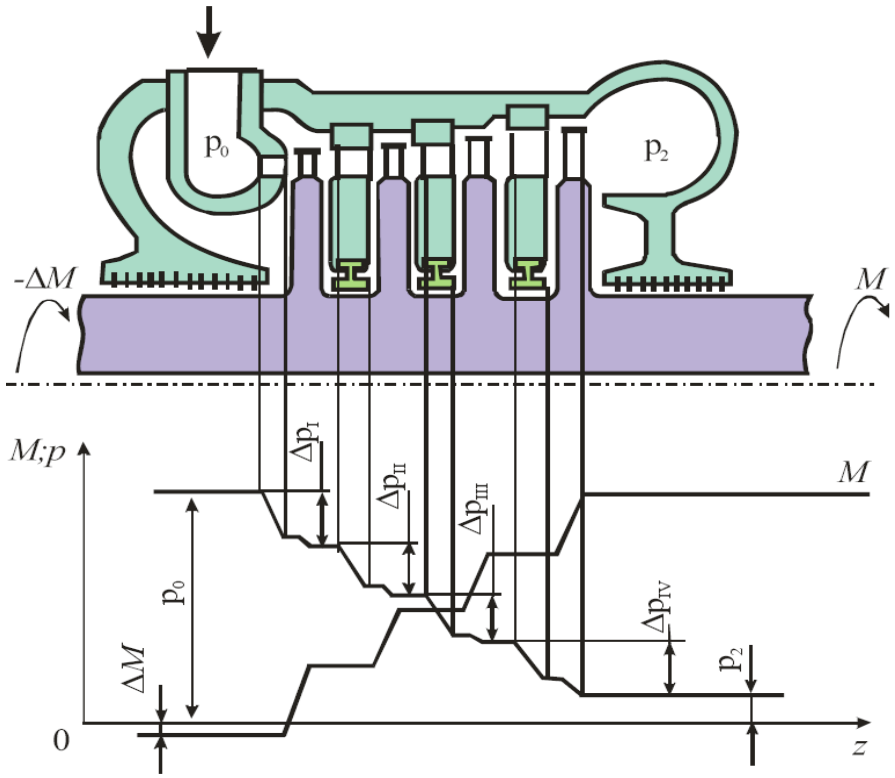


Рис.1.50. Схема проточной части турбины и распределение вдоль оси турбины давления и крутящего момента

На входе в турбину свежий пар поступает к соплам первой ступени, установленным в сопловой коробке. Рабочие лопатки первой и последующих ступеней расположены па дисках, откованных заодно с валом. После рабочих лопаток первой ступени пар поступает к соплам второй ступени, расположенным в диафрагме. Диафрагмы второй, третьей и четвертой ступеней установлены в пазах корпуса турбины. Для уменьшения протечек пара через зазор между валом и диафрагмой в паз расточки диафрагмы устанавливается диафрагменное уплотнение. На рис. 1.50 показано также распределение вдоль оси турбины давления p и крутящего момента M_T на валу. Давление пара уменьшается в каждой ступени немного. В активных ступенях это снижение давления осуществляется в сопловых лопатках. Крутящий момент на валу от ступени к ступени увеличивается за счет суммирования крутящих моментов, создаваемых паровым потоком в каждой ступени. Через правый конец вала от турбины к приводимой машине передается мощность, определяемая моментом M_T на валу и угловой скоростью ротора ω.

Через левый конец вала передается небольшой крутящий момент ΔM для привода масляного насоса, если он расположен в корпусе переднего подшипника, и на преодоление момента трения в этом подшипнике.

Процесс расширения пара в h,s -диаграмме для турбины, состоящей из четырех активных ступеней, представлен на рис. 1.51.

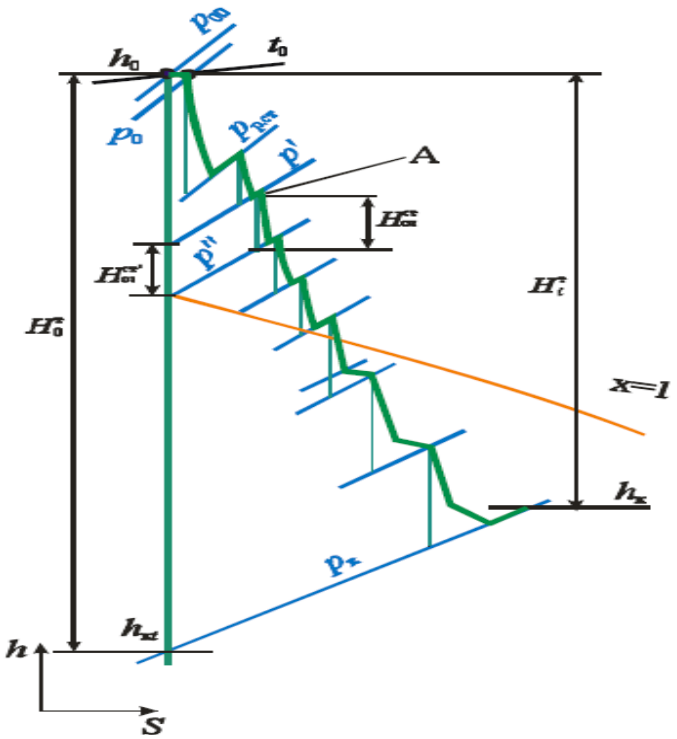


Рис 1.51. Процесс расширения пара в *h,s* –диаграмме для многоступенчатой турбины

По мере расширения пара от ступени к ступени давление его уменьшается, а удельный объем увеличивается. В результате этого длина сопловых и рабочих лопаток вдоль проточной части также увеличивается. Интенсивность возрастания высоты лопаток определяется значениями соответствующих чисел *M* для ступени. С увеличением числа *M* интенсивность возрастания высот лопаток повышается. При числах *M*, близких к нулю (приближение к условиям течения несжимаемой жидкости), высоты лопаток практически не изменяются вдоль проточной части.

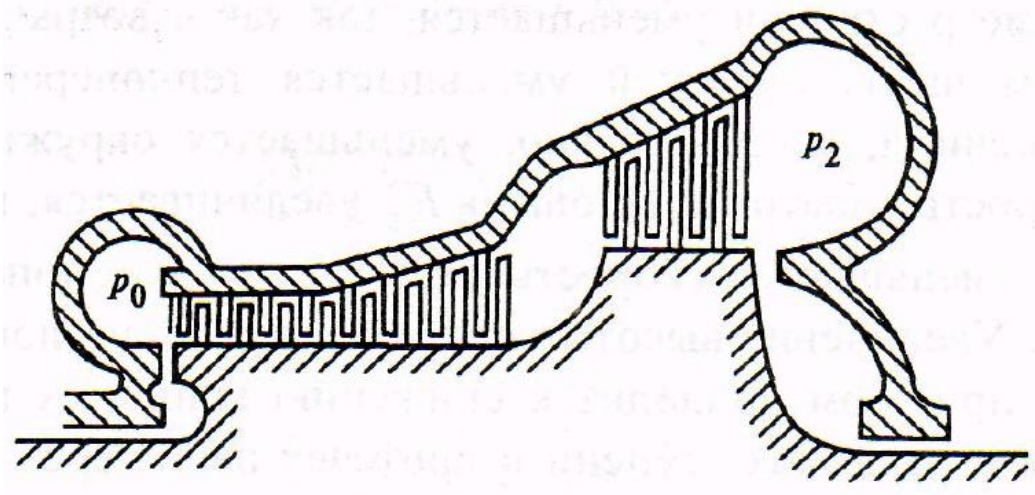


Рис. 1.52. Схема проточной части реактивной многоступенчатой турбины

Если многоступенчатая турбина составляется из реактивных ступеней, то сопловые лопатки располагаются непосредственно в корпусе турбины (рис. 1.52). Применение в этом случае диафрагменной конструкции привело бы к большим осевым усилиям на диски ротора и затруднило бы уравновешивание этих усилий на роторе, в особенности в условиях переменного режима работы турбины и износа диафрагменных уплотнений и уплотнений рабочих лопаток.

Второй отличительной особенностью турбин реактивного типа является увеличение числа ступеней по сравнению с турбинами активного типа при одинаковом располагаемом теплоперепаде H_0.

При большом числе ступеней в турбине конструктивно не удается разместить их в одном корпусе. Поэтому современные конденсационные турбины большой мощности выполняют в нескольких корпусах.

Преимущества многоступенчатых турбин

Основные преимущества многоступенчатой турбины перед одноступенчатыми заключаются в следующем:

1. В многоступенчатой турбине за счет уменьшения теплоперепада, приходящегося на одну ступень, легко получить оптимальное отношение скоростей $u/c_ф$, а, следовательно, высокий КПД. Чем больше ступеней в турбине, тем меньше теплоперепад на каждой ступени, меньше и скорости $c_ф$ и u. Очевидно, что с увеличением числа ступеней уменьшаются безразмерные скорости потока M в решетках ступени.

2. Уменьшение теплоперепада и связанное с этим уменьшение диаметра ступени (при заданной частоте вращения) приводит к увеличению высот сопловых и рабочих лопаток или к увеличению степени парциальности в тех ступенях, которые работают с малыми объемными расходами пара, как, например, ступени, расположенные в области значительных давлений пара, где удельные объемы пара невелики. В связи с этим даже при мощностях турбины 4000-6000 кВт и частоте вращения n= 50 $с^{-1}$ во всех ступенях турбины, за исключением регулирующей, обычно удается обеспечить степень парциальности, равную единице, и достаточную высоту сопловых и рабочих лопаток.

В регулирующей ступени степень парциальности не достигает единицы, так как наличие стенок, отделяющих одну сопловую группу от другой, заставляет сохранять промежутки между сопловыми группами, уменьшающие степень парциальности. Даже если пар в регулирующей ступени подводится по всей окружности, степень парциальности в ней составляет не более 0,8-0,96.

Достижение полной парциальности и достаточной высоты лопаток нерегулируемых ступеней многоступенчатых турбин является существенным фактором повышения КПД турбины.

3. При удачном очертании проточной части кинетическая энергия потока пара, покидающего ступень турбины, может быть частично или даже полностью использована в последующей ступени. Таким образом, увеличивается располагаемый теплоперепад $\overline{H_0} > H_0$большинства ступеней. Выходная скорость полностью теряется обычно лишь в регулирующей и в последних ступенях турбины и ее отдельных цилиндров.

4. Потери энергии в каждой ступени турбины, как это видно из h,s -диаграмм на рис. 1.51, вызывают повышение температуры пара перед последующими ступенями. Это обстоятельство приводит к тому, что фактический располагаемый теплоперепад для какой-либо промежуточной ступени, например, теплоперепад H^{III} для третьей ступени (рис. 1.51), взятый между изобарами p' и p'' несколько превышает теплоперепад $(H^{III})'$ между теми же изобарами, взятый по основной изоэнтропе. Это повышение теплоперепадов, как известно, вызывается расхождением изобар в h,s -диаграмме в направлении увеличения энтропии. Таким образом, потери в предыдущей ступени вызывают увеличение теплоперепада в последующих ступенях и могут быть в них частично использованы.

В результате сумма располагаемых теплоперепадов в многоступенчатой турбине больше, чем располагаемый теплоперепад, взятый для всей турбины по основной изоэнтропе $\sum_{i=1}^{z} H_0^i > H_0^T$. Возможность частичного использования в последующих ступенях потерь при течении в предыдущих ступенях также является существенным преимуществом многоступенчатой турбины.

Если взять разницу суммы располагаемых теплоперепадов ступеней и теплоперепада турбины по основной изоэнтропе, то полученная величина будет определять возвращенную теплоту потерь энергии ступеней, которая увеличивает располагаемую энергию ступеней многоступенчатой турбины по сравнению с одноступенчатой:

$$\sum_{i=1}^{z} H_0^i - H_0^T = Q$$

Подсчитаем внутренний относительный КПД многоступенчатой турбины в предположении, что она состоит из ступеней с одинаковым КПД $\eta_{oi}^{\text{СТ}}$:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{\sum_{i=1}^{z} H_0^i}{H_0} = \frac{\sum_{i=1}^{z} H_0^i \eta_{oi}^{\text{СТ}}}{H_0} = \eta_{oi}^{\text{СТ}} \frac{H_0 + Q}{H_0}$$

или

$$\eta_{oi} = \eta_{oi}^{\text{СТ}}(1 + q) \qquad (5.1)$$

где $q = Q/H_0$ - коэффициент возврата теплоты.

Таким образом, формула (5.1) показывает, что относительный КПД всей многоступенчатой турбины больше, чем средний КПД ее отдельных ступеней.

Для приближенной оценки коэффициента возврата теплоты можно пользоваться такой удобной формулой:

$$q_t = k_t(1-\eta_{oi})H_0\frac{z-1}{z} \qquad (5.2)$$

в которой коэффициент k_t для турбин, работающих только в области перегретого пара, следует принимать равным $4{,}8\cdot10^{-4}$; если вся линия процесса лежит в области влажного пара, $k_t = 2{,}8\cdot10^{-4}$, а для турбин, у которых процесс расширения переходит из области перегретого в область влажного пара, $k_t = (3{,}2...4{,}3)\cdot10^{-4}$. В формуле (5.2) размерность H_0 в кДж/кг.

5. В многоступенчатой турбине могут быть выполнены отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды, что позволяет существенно повысить экономичность теплового цикла, т. е. КПД турбоустановки.

Перечисленные положительные факторы позволяют достигнуть в многоступенчатой турбине и во всей турбоустановке повышенной экономичности. Наряду с этим в многоступенчатой турбине возникают дополнительные потери, которых нет в одноступенчатых турбинах или которые не имеют в этих турбинах существенного значения. Так, например, потери от перетекания пара, которыми можно пренебрегать в одноступенчатых турбинах, в многоступенчатых турбинах сказываются иногда довольно сильно.

Поскольку в камере регулирующей ступени давление выше атмосферного, часть пара, вышедшего из сопловых групп регулирующей ступени, вытекает через уплотнение из камеры ступени и не принимает участия в работе последующих ступеней. Кроме того, утечки пара происходят также через уплотнение промежуточной диафрагмы, так что не все количество пара, идущего к последующим ступеням турбины, проходит через сопла диафрагмы; возникают также утечки пара через радиальные зазоры рабочих лопаток. Наличие этих утечек может привести к значительному снижению КПД ступени, особенно в тех ступенях, которые работают с небольшими объемными пропусками пара. При правильном выборе конструкции удается снизить эти добавочные потери и обеспечить в многоступенчатой турбине высокий КПД.

Однако следует иметь в виду, что многоступенчатые турбины являются сложными и дорогостоящими машинами, применение которых оправдывается достижением необходимой экономичности.

Если для турбин большой мощности выигрыш в повышении КПД при их выполнении многоступенчатыми существеннее удорожания конструкции, то для турбин малой мощности, применяемых для привода различных агрегатов, вопрос о том, выполнять ли турбину одно- или многоступенчатой, решается на основе

технико-экономических расчетов. В транспортных установках выбор числа ступеней связан также с ограничением массы и габаритов турбины.

1.5.2. Концевые уплотнения турбин

В местах выхода вала из корпуса турбины устанавливаются концевые уплотнения. В областях высоких давлений уплотнения ограничивают выход пара из турбины, а в областях, находящихся под давлением ниже атмосферного, препятствуют подсосу атмосферного воздуха в турбину и конденсатор, обеспечивая их нормальную работу.

Лабиринтовые концевые уплотнения принципиально не отличаются от рассмотренных выше лабиринтов диафрагменных уплотнений. Главное отличие состоит в разности давлений, действующих на уплотнение. Отношение давлений в диафрагменном уплотнении обычно составляет $p_1/p_0 = 0.85 \div 0.9$, в то время как для концевого уплотнения оно в сотни раз меньше. Поэтому концевые уплотнения обеспечивают малую утечку лишь при достаточно большом числе гребешков, достигающем несколько десятков. При этом часть длины вала, занятая концевыми и промежуточными уплотнениями, может составлять 40 % и более длины вала.

Концевое уплотнение организуется так, чтобы исключить попадание пара в машинный зал даже в самых малых количествах, так как при этом теряется не только рабочее тело, которое надо восполнять на водоподготовительных установках, но и повышается влажность в машинном зале, появляется опасность попадания пара в корпуса стоящих рядом подшипников и обводнения масла.

Схема переднего концевого уплотнения для части цилиндра, работающей под давлением, показана на рис. 1.53. Все уплотнение разделяется на отдельные камеры. В предпоследние камеры подается уплотняющий пар с регулируемым давлением, несколько большим атмосферного. Из последней камеры пар отсасывается с помощью эжектора, и в ней создастся давление, меньшее атмосферного. Таким образом, из последней камеры отсасывается пар, поступающий из предпоследней камеры, и воздух, подсасываемый из атмосферы, но пар из турбины не может выйти в машинный зал. Промежуточные камеры уплотнения соединяют с паровым пространством регенеративных подогревателей, направляя в них пар из турбины. Тем самым утилизируется теплота отсасываемого пара.

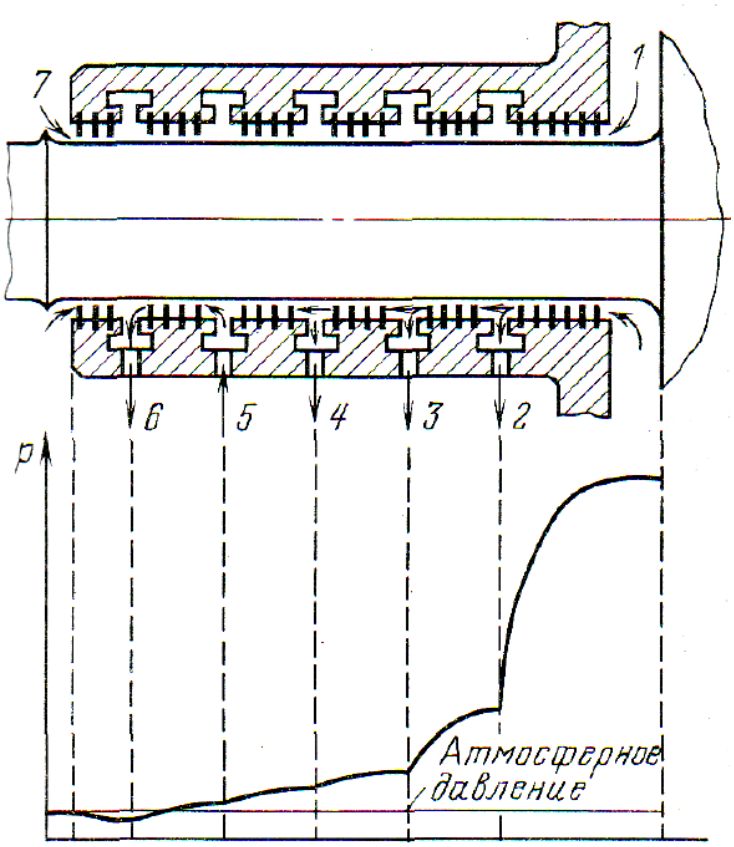


Рис. 1.53. Схема переднего концевого уплотнения ротора ЦВД мощной турбины: 1 - пар из камеры регулирующей ступени; *2,3,4* - отсосы в подогреватели; 5 - пар от регулятора давления; 6 - отсос в вакуумный эжекторный холодильник; 7 - подсос воздуха

Аналогичным образом организовано и концевое уплотнение части вала, находящегося под разрежением. Разница состоит лишь в том, что оно имеет только две камеры; подачи уплотняющего пара и отсоса смеси пара и атмосферного воздуха.

Процесс протекания пара в лабиринтовом уплотнении и расчет расхода пара через уплотнения был рассмотрен ранее. Рассмотрим, как организуется протечка пара в концевых уплотнениях.

Потоки пара в концевых лабиринтовых уплотнениях объединяются общей системой трубопроводов. Один из примеров организации этих потоков для двухцилиндровой конденсационной турбины показан на схеме трубопроводов лабиринтового пара (рис. 1.54).

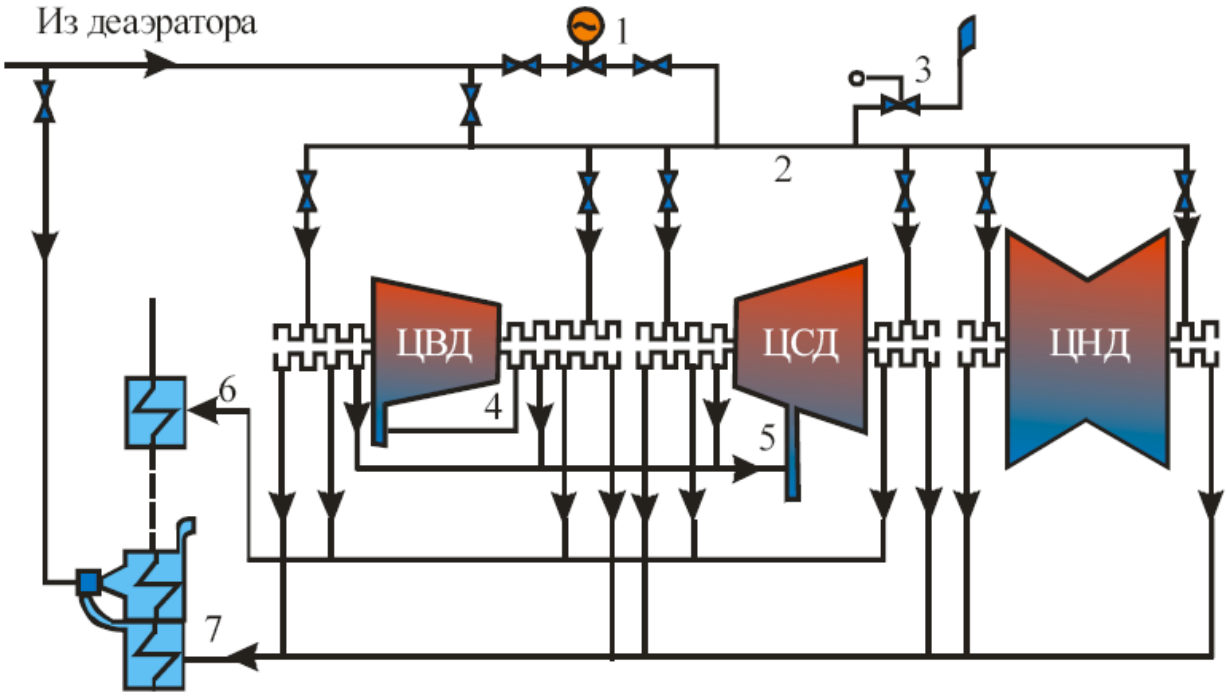


Рис. 1.54 - Схема концевых уплотнений турбины К-200-130

Концевые уплотнения всех цилиндров турбины разделены на отсеки, между которыми образованы камеры для отвода или подвода пара к уплотнению. Наибольшее число отсеков имеет переднее концевое уплотнение ЦВД. После первого отсека этого уплотнения пар отводится в выхлопной трубопровод ЦВД, что дает возможность использовать энергию пара в последующих ступенях турбины. Пар из камер после второго отсека переднего уплотнения ЦВД и первых отсеков заднего уплотнения ЦВД, а также переднего уплотнения ЦСД отводится в четвертый регенеративный отбор, пар из следующих отсеков уплотнений ЦВД и ЦСД отводится в сальниковый подогреватель системы регенерации. Крайние камеры всех концевых уплотнений соединены с паровым пространством сальникового подогревателя, в котором с помощью эжектора поддерживается небольшое разрежение (абсолютное давление равно 0,095 - 0,098 МПа). В крайних камерах всех уплотнении разрежение поддерживается для того, чтобы исключить выход пара из уплотнений в помещение машинного зала и защитить близко расположенные корпуса подшипников от попадания в них пара. В турбинах выпуска довоенных или первых послевоенных лет пар из крайних камер уплотнений направлялся через вестовые трубы в помещение машинного зала. В камеры, соседние с крайними, во все концевые уплотнения подводится пар из деаэратора от общего коллектора, в котором регулятором поддерживается небольшое избыточное давление 10 - 20 кПа (0,1 - 0,2 кгс/см^2). Для концевых уплотнений, перед которыми давление в турбине ниже атмосферного, небольшое избыточное давление в этих камерах необходимо, чтобы исключить присосы воздуха из атмосферы в турбину. Поэтому

пар, поступающий в эти камеры, называют уплотняющим. В концевых уплотнениях ЦВД и переднем ЦСД пар, поступающий из коллектора 2, обеспечивает охлаждение ротора для снижения температуры шейки ротора и подшипника.

В турбинах АЭС пар может быть радиоактивным, и поэтому в камеры концевых уплотнений, соседние с крайними, подается нерадиоактивный пар из специального котла или испарителя, что исключает возможность попадания радиоактивного пара в машинный зал.

1.5.3. Осевые усилия, действующие на ротор турбины

Надежность работы турбины в большой мере зависит от работоспособности упорного подшипника, который воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на ротор турбины. Осевое усилие зависит от распределения давления пара по поверхностям ротора. Для определения осевого усилия ротор обычно разделяют на участки. Характерным является участок ротора в пределах одной ступени. Рассмотрим расчет осевого усилия для участка ротора одной из промежуточных ступеней многоступенчатой турбины (рис. 1.55). От профильной части рабочих лопаток на ротор передается осевое усилие R_a^I, которое может быть определено по данным теплового расчета ступени:

$$R_a^I = G(c_1 sin\alpha_1 - c_2 sin\alpha_2) + \pi d l_2 (p_1 - p_2) \qquad (5.3)$$

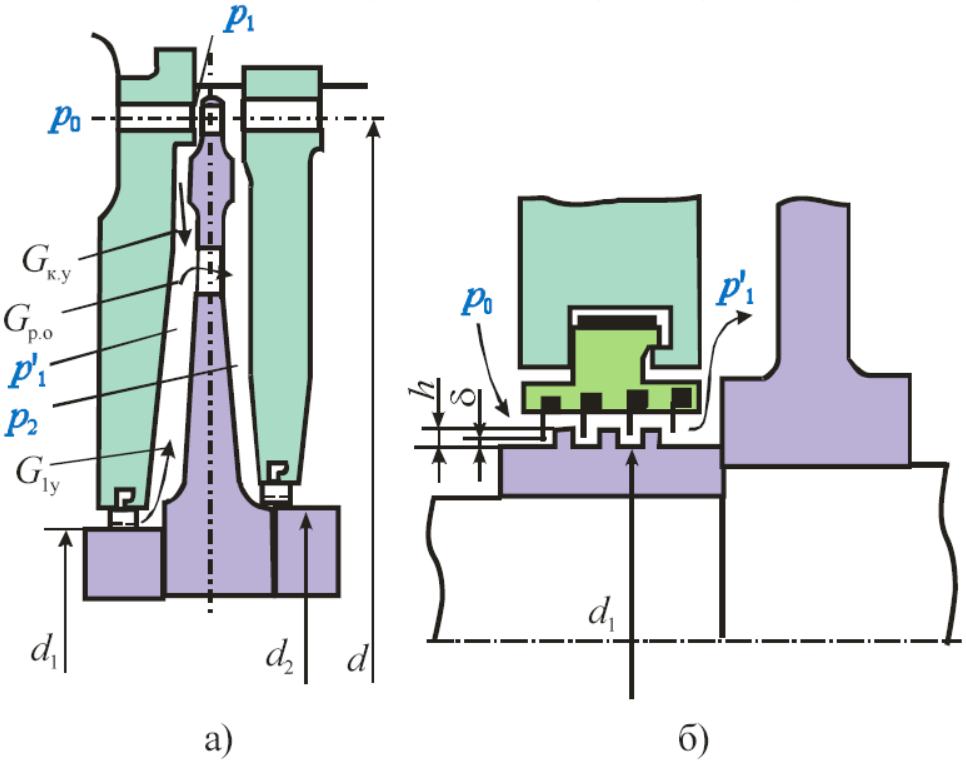


Рис. 1.55. К расчету осевого усилия в турбине: а – схема проточной части активной ступени; б – схема диафрагменного уплотнения

Здесь разность давлений p_1 - p_2 зависит от степени реактивности ступени. Чем выше степень реактивности ступеней турбины, тем больше осевое усилие R^I_a . Составляющая, связанная с разностью осевых проекций скоростей $c_1 sin\alpha_1 - c_2 sin\alpha_2$, для чисел $M < 0{,}7$, как правило, близка к нулю, и поэтому ею часто пренебрегают.

Вторая составляющая осевого усилия в ступени передается на ротор от кольцевой части полотна диска, расположенной между корневым диаметром d_K=d-l_2 и диаметром ротора под диафрагменным уплотнением d_2 (рис. 1.52):

$$R^{II}_a = (p'_1 - p_2)\frac{\pi}{4}(d^2_k - d^2_2) \qquad (5.4)$$

Здесь давление p'_1 между диафрагмой и диском зависит от соотношения трех расходов: диафрагменной протечки G_y, корневой протечки $G_к$, и протечки через разгрузочные отверстия $G_{отв}$. Разность давлений $p'_1 - p_2$, пропорциональна разности давлений перед и за рабочими лопатками:

$$p'_1 - p_2 = k(p_1 - p_2)$$

Значение k может быть найдено из уравнения баланса расходов для камеры перед диском

$$G_y = \pm G_k + G_{\text{отв}}$$

При определении расходов G_y , $G_к$, $G_{отв}$ в соответствующие формулы вводят коэффициенты расхода μ_y , $\mu_к$, $\mu_{отв}$, а также площади зазоров в диафрагменном и корневом уплотнениях F_y *и* $F_к$ и площадь сечений разгрузочных отверстий $F_{отв}$. От значений этих коэффициентов и размеров площадей существенно зависит давление перед диском p'_1. Если, например, при эксплуатации турбины увеличивается зазор в диафрагменном уплотнении (износ уплотнительных гребней при задеваниях ротора о статор), то увеличивается протечка G_y и соответственно растут давление перед диском p'_1 и осевое усилие на полотно диска.

Разгрузочные отверстия позволяют снизить перепад давления $p - p_2$, действующий на полотно диска, по сравнению с перепадом $p'_1 - p_2$, действующим на рабочие лопатки. Хорошее скругление входных кромок разгрузочных отверстий увеличивает коэффициент расхода $\mu_{отв}$ и снижает разность давлений $p'_1 - p_2$. В дисках последних ступеней, где абсолютные значения осевых усилий невелики, а механические напряжения высокие, разгрузочных отверстий, как правило, не выполняют, чтобы не создавать концентраций механических напряжений в дисках.

Третья составляющая осевого усилия в ступени действует на уступ ротора между диаметрами соседних диафрагменных уплотнений:

$$R_a^{III} = p_1' \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} \quad (5.5)$$

Четвертая составляющая осевого усилия в ступени - усилие на выступы уплотнений (рис. 1.52, б) - запишется в виде

$$R_a^{IV} = 0{,}5(p_0 - p_1')\pi d_y h \quad (5.6)$$

Здесь коэффициент 0,5 введен для учета того, что на выступ на роторе действует половина перепада давлений, приходящеюся па каждую ступеньку уплотнения (выступ - впадина). Полное осевое усилие, действующее на ротор, находят суммированием всех составляющих в каждой ступени, а также усилий, действующих на уступы ротора, расположенные вне проточной части ступеней:

$$R = \sum_{i=1}^{n} R_a^i$$

где i - номер составляющей осевого усилия.

Для уменьшения осевого усилия R_n передаваемого на упорный подшипник, применяют так называемый разгрузочный поршень, которым является первый отсек переднего концевого уплотнения с увеличенным диаметром уплотнительных щелей (рис. 1.56).

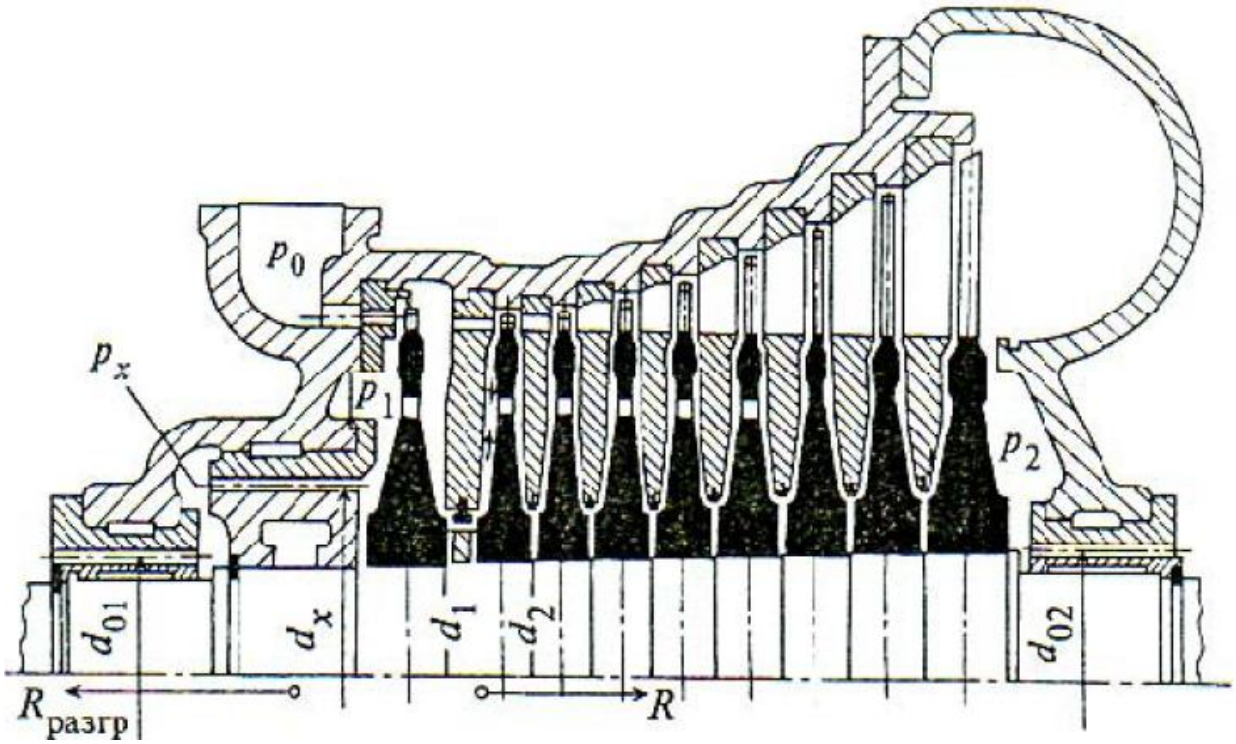


Рис 1.56 – Многоступенчатая турбина с разгрузочным поршнем (расчетная схема)

На разгрузочном поршне создается усилие, направленное в противоположную сторону по отношению к потоку пара в ступенях турбины, частично или полностью уравновешивающее осевое усилие *R:*

$$R_n = R - R_{\text{разгр}} \tag{5.7}$$

Усилие $R_{разгр}$, действующее на разгрузочный поршень, определяется перепадом давлений в камерах уплотнения перед и за разгрузочным поршнем и площадью, на которую действует этот перепад давлений. Для того чтобы обеспечить необходимое усилие на упорный подшипник R_n и соответственно $R_{разгр}$, необходимо увеличить d_x до значения, которое определяется из уравнения

$$R_{\text{разгр}} = \frac{\pi(d_x^2 - d_{01}^2)}{4}(p_1 - p_x) \tag{5.8}$$

Как правило, в турбинах активного типа разгрузочный поршень имеет небольшой диаметр, в турбинах же реактивного типа, где усилие R очень велико, разгрузочный поршень выполняется большого диаметра, сравнимого с диаметром ступеней турбины.

В конденсационных турбинах без промежуточного перегрева пара уравновешивание осевых усилий производится за счет противоположного направления потоков в соседних цилиндрах (рис. 1.57). При этом, если муфта, соединяющая роторы цилиндров, жесткая, усилие на упорный подшипник равно разности усилий R_1 и R_2.

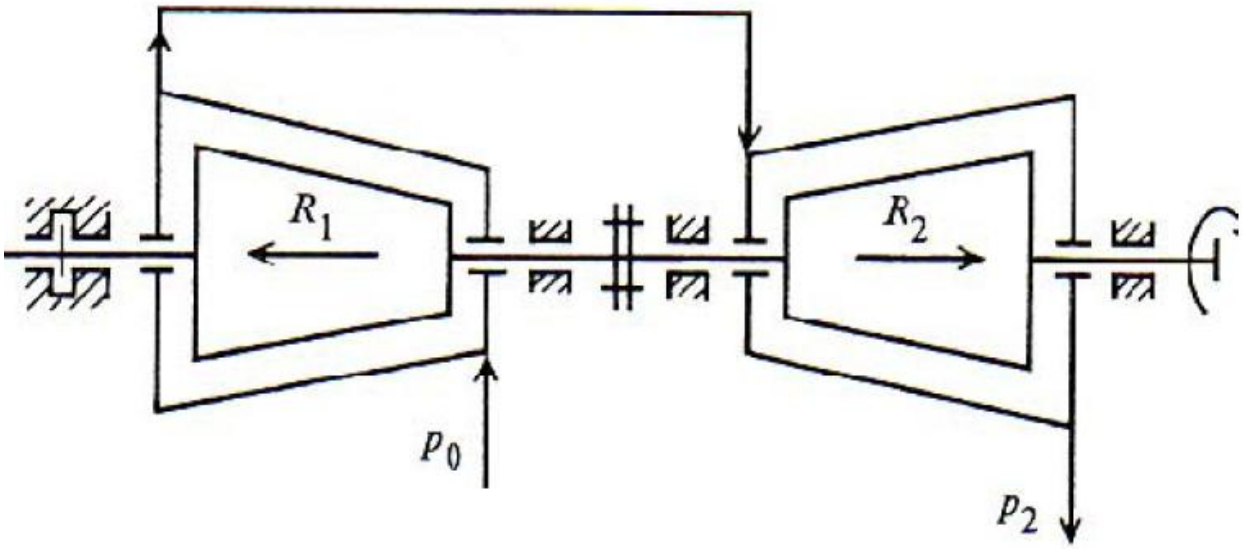


Рис 1.57 - Схема разгрузки упорного подшипника в двухцилиндровой турбине

В турбинах с промежуточным перегревом пара уравновешивание этим способом при переходных режимах осуществлять нельзя, так как из-за большой инерционности парового объема трубопроводов промежуточного перегрева давление перед частью среднего давления турбины изменяется не одновременно с изменением давления перед частью высокого давления. Поэтому усилия R_1 и R_2 и взаимно уравновешиваясь в стационарных режимах работы, могут существенно отличаться друг от друга и создавать, таким образом, при переходных режимах

недопустимо большое усилие на упорном подшипнике. По этой причине в турбинах с промежуточным перегревом пара роторы ЧВД и ЧСД должны быть уравновешены каждый индивидуально (в отдельности), например, разгрузочными поршнями в ЧВД и ЧСД или за счет противоположного направления осевых усилий в пределах каждого ротора. При этих условиях как ротор ЧВД, так и ротор ЧСД будут уравновешены в стационарных и переходных режимах. Аналогичный принцип индивидуального уравновешивания осевых усилий роторов используют и для турбин с регулируемыми отборами пара. В турбинах с одним регулируемым отбором пара осевые усилия каждого из роторов зависят от расхода пара в ЧВД и ЧСД. При различных режимах работы турбины, не может обеспечиваться взаимное уравновешивание за счет жесткого соединения роторов, так как взаимно уравновешенные при одном соотношении расходов пара G_1 и G_2 роторы будут взаимно не уравновешены при другом соотношении расходов. В связи с этим роторы ЧВД и ЧСД уравновешиваются индивидуально. Для турбин с двумя регулируемыми отборами пара уравновешиваются в отдельности роторы ЧВД, ЧСД и ЧНД.

На упорный подшипник турбины могут воздействовать также дополнительные осевые усилия от ротора приводимой машины (электрического генератора, воздуходувки и т.п.). Как правило, эти усилия невелики. Существенное осевое усилие может возникать в кулачковых и пружинных муфтах, соединяющих роторы соседних цилиндров турбины. Эти муфты подвижны в осевом направлении, и каждый из соединяемых роторов имеет самостоятельный упорный подшипник. Дополнительное осевое усилие может возникнуть, например, при тепловом расширении ротора и при ограничении подвижности муфты в осевом направлении за счет сил трения в зубцах. Дополнительное осевое усилие, возникающее в подвижной муфте, определяется силой трения в зубцах муфты. Сила трения зависит от крутящего момента, передаваемого муфтой, коэффициента трения в подвижном соединении муфты f и радиуса r_3, на котором расположены зубцы муфты

$$R_{\text{м}} = \frac{N_e f}{2\pi\omega r}$$

где N_e - мощность, передаваемая через муфту; ω - частота вращения ротора.

В современных мощных турбинах, когда эти дополнительные усилия могут достигать больших значений, используют только жесткие (глухие) муфты.

В процессе эксплуатации осевые усилия в турбине могут изменяться в результате изменения степени реактивности отдельных ступеней или же их групп, а также протечек пара в диафрагменных и надбандажных уплотнениях и т.д. Изменение степени реактивности ступеней часто является следствием таких причин, как неодинаковая степень заноса солями рабочих и сопловых лопаток (различная относительная толщина отложений в горловых сечениях этих лопаток), повреж-

дение выходных кромок лопаток. Если площади горловых проходных сечений рабочих лопаток уменьшаются в большей степени, чем площади соответствующих сечений сопловых, то степень реактивности возрастает.

Изменение осевых усилий может возникнуть в результате больших скоростей перехода с одного режима на другой. При этом быстрое изменение температуры деталей ротора и статора приводит к изменению зазоров в уплотнениях и к соответствующему изменению осевых усилий.

1.6. Работа турбины при переменном режиме

1.6.1. Работа ступени при нерасчетном режиме

При проектировании и изготовлении турбины профили и геометрические размеры сопловых и рабочих решеток каждой ее ступени выбирают и выполняют в металле для одного определенного расчетного режима: для заданных параметров и расхода пара, располагаемого теплоперепада, частоты вращения и т.п. Для этого расчетного режима находят скорости потока пара, строят треугольники скоростей, выбирают степени реактивности, наконец, определяют КПД ступеней.

В процессе эксплуатации значительную часть времени турбины работают в режимах с различными расходами пара, в режимах пуска и остановки, нередко с отклонениями начальных и конечных параметров пара, возможен и занос солями проточной части турбины, а также работа с удаленными рабочими лопатками отдельных ступеней и нарушенной геометрией решеток за счет подгиба кромок лопаток. Особенностью работы транспортных и приводных турбин, кроме того, является переменная частота вращения.

Для того чтобы правильно оценить изменение экономичности и надежности работы турбины и ее отдельных ступеней при встречающихся отклонениях от расчетного режима, необходимо при этих отклонениях производить тепловые, а иногда и прочностные расчеты турбины с неизменными профилями и геометрическими размерами сопловых и рабочих решеток.

Изменение характеристик ступени в переменном режиме

При изменении нагрузки турбины, а следовательно, и расхода пара, при отклонении параметров пара от номинальных режимные характеристики ступени H_0, $u/c_ф$, ρ и другие могут значительно отличаться от расчетных.

В стационарных турбинах, работающих на электростанциях с постоянной частотой вращения, окружные скорости при изменении нагрузки турбины сохраняются постоянными. Теплоперепады при этом изменяются, причем в различных ступенях по-разному. Наибольшим изменениям подвергаются теплоперепады последних ступеней и регулирующих ступеней турбин с сопловым парораспределением.

Рассмотрим, как изменяется тепловой процесс ступени при изменении ее теплоперепада. Предположим, что в основу подбора профилей и геометрических размеров сопловых и рабочих решеток рассматриваемой ступени были положены расчетные треугольники скоростей, показанные на рис. 1.58 сплошными линиями.

Допустим, что при нерасчетном режиме теплоперепад этой ступени уменьшился. Значит, уменьшится и абсолютная скорость истечения пара из сопловой решетки $c_{11} < c_1$ (рис. 1.58) и возрастет отношение скоростей $u/c_ф$.

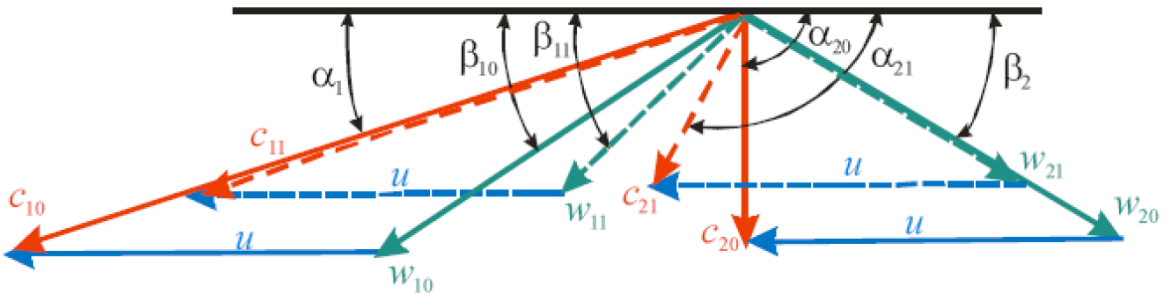


Рис. 1.58 Треугольники скоростей при расчетном и уменьшенном теплоперепадах ступеней

Проведем из вершины треугольника вектор скорости c_{11}, вычтем геометрически из него неизменную окружную скорость u и получим новую относительную скорость входа пара на рабочие лопатки w_{11}, которая стала меньше расчетной скорости w_1 значительно отклонилась от первоначального направления и встречает входную кромку рабочих лопаток с отрицательным углом атаки $\gamma_1 = \beta_1 - \beta_{11}$, т.е. в данном случае поток пара ударяет в спинки лопаток, что приводит к значительным потерям энергии в каналах рабочих лопаток и соответствующему снижению КПД ступени. Наряду с этим увеличение отношения скоростей $u/c_ф$ сопровождается увеличением степени реактивности.

Зависимость степени реактивности ρ от отношения скоростей $u/c_ф$ при небольших изменениях $u/c_ф$, когда $-0{,}1 < \frac{\Delta(u/c_ф)}{(u/c_ф)_0} > 0{,}2$, можно принять линейной:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = (0{,}5-\rho)\frac{\Delta\left(u/c_ф\right)}{\left(u/c_ф\right)_0} \qquad (5.9)$$

где индексами «0» отмечены величины при расчетном режиме, а буквой Δ - отклонения от расчетных. График этой зависимости для различных значений начальной (расчетной) степени реактивности ρ_0 приведен на рис. 1.59: чем меньше расчетная степень реактивности, тем больше ее изменение при изменении $u/c_ф$.

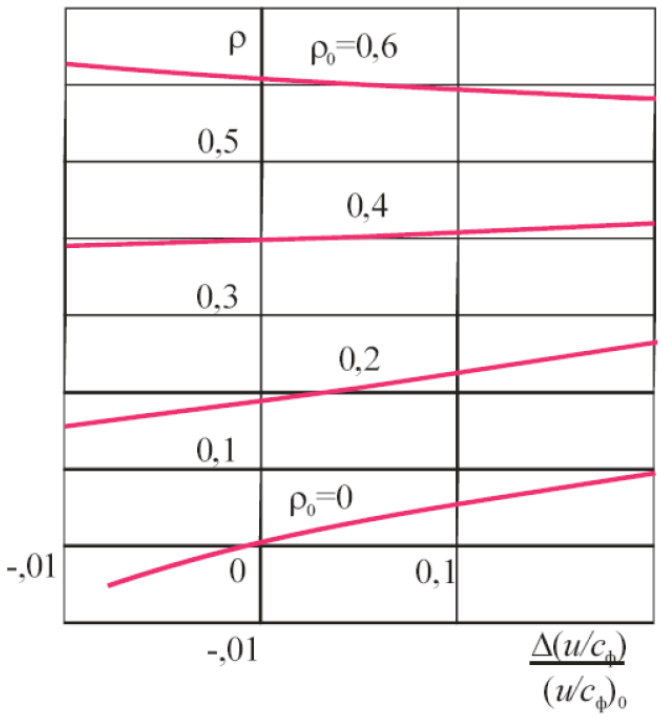


Рис. 1.59. Изменение степени реактивности ступени *в* зависимости от отношения скоростей $u/c_ф$ для различных значений расчетной степени реактивности

Уравнение (5.9) получено с помощью уравнений сохранения энергии и неразрывности без учета влияния изменения степени реактивности на утечки пара через периферийные и корневые зазоры. Этим влиянием можно пренебречь лишь в том случае, когда зазоры очень малы и когда парциальность ступени равна единице. При больших зазорах повышение реактивности при росте $u/c_ф$ вызывает увеличение утечек пара через эти зазоры, поэтому действительный рост реактивности будет несколько меньшим, чем получаемый по формуле (5.9).

Сокращение теплоперепада ступени сопровождается также уменьшением относительной скорости выхода пара из рабочей решетки $w_{21} < w_2$, что приводит к изменению значения и направления абсолютной скорости выхода c_{21} (рис. 1.58).

Натекание потока на входные кромки сопловой решетки последующей ступени при этом будет происходить с отрицательным углом атаки $\gamma_2 = \alpha_2 - \alpha_{21}$, что также вызывает дополнительные потери в ней. Уменьшения дополнительной потери из-за нерасчетного угла натекания добиваются, применяя скругленную входную кромку сопловой решетки.

Аналогичные рассуждения можно провести и при рассмотрении случая увеличения располагаемого теплоперепада.

Здесь рассмотрен переменный режим работы ступени, при котором частота вращения ротора сохранялась постоянной, а изменению подвергался теплоперепад. Аналогичные результаты получатся, когда теплоперепад будет сохраняться

постоянным, а изменяться будет частота вращения. В этом нетрудно убедиться, если построить тругольники скоростей. Увеличение частоты вращения приведет к изменению треугольников скоростей, аналогичному тому, что происходит при уменьшении теплоперепада.

Влияние изменения режима работы ступени на ее экономичность зависит от расчетных значений отношения скоростей $\left(u/c_ф\right)_0$, степени реактивности ρ_0 и отношение давлений $(\varepsilon_{cm})_0$, определяющих числа Маха M_{1t} и M_{2t}, от типа подобранных решеток и других геометрических и конструктивных характеристик ступени.

Отклонение от расчетного режима может привести чаше всего к снижению экономичности, если ступень проектировалась так, чтобы в расчетных условиях был обеспечен максимально возможный КПД η_{oi}, но иногда и к повышению экономичности, если по условиям технико-экономической оптимизации и унификации, требованиям малого изменения КПД в широком диапазоне нагрузок расчетный режим не соответствовал наивысшему КПД.

Зависимости отдельных составляющих потерь (потери в сопловой и рабочей решетках, а также потери с выходной скоростью) и относительного лопаточного КПД ступени $\eta_{ол}$ от отношения $u/c_ф$ подробно рассмотрены ранее. Также ранее показано влияние отношения скоростей $u/c_ф$ на дополнительные потери в ступени.

Кроме отношения скоростей $u/c_ф$ на изменение КПД ступени может оказать некоторое влияние отношение давлений за ступенью и перед ней $\varepsilon_{ст} = p_2/\overline{p_0}$ из-за изменения потерь при обтекании решеток и перераспределения теплоперепадов между решетками. Обычно при проектировании и отработке серии ступеней одновременно с зависимостями $\eta_{ол}$ от $u/c_ф$ строят графики поправок к ним, учитывающие, в частности, влияние отношения давлений $p_2/\overline{p_0}$.

Влияние числа Рейнольдса на потери зависит от режима течения в пограничном слое, шероховатости обтекаемой поверхности лопаток, наличия или отсутствия отрыва и практически обнаруживается только при $Re < (1...5)\cdot 10^5$.

Таким образом, расчет ступени при переменном режиме работы сводится в основном к определению ее располагаемого теплоперепада $\overline{H_0}$ при изменившемся режиме, по которому затем определяются фиктивная скорость $c_ф = \sqrt{2\overline{H_0}}$ и отношение скоростей $u/c_ф$, позволяющее с помощью имеющихся графиков оценить потери и лопаточный КПД ступени. В случае необходимости можно внести поправки к полученному КПД на изменение отношения давлений $\varepsilon_{ст} = p_2/\overline{p_0}$ числа Re.

Рас чет ступени при изменении расхода пара через турбину.

В связи с большой неравномерностью суточного и недельного графиков электрической нагрузки паровые турбины работают на электростанциях при ежедневно изменяющемся, причем в широких пределах, расходе пара. В часы утреннего и вечернего максимумов электрической нагрузки они работают с максимально возможными расходами пара, в часы же ночных и воскресных провалов - со значительно уменьшенными расходами пара.

Поэтому важно знать, как изменяется экономичность и надежность работы турбины и ее отдельных ступеней при снижении и повышении нагрузки. Сложность задачи состоит в том, что изменение расхода пара приводит к изменению его параметров до и после ступени, которые, в свою очередь, определяют изменение режима ступени.

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 на выходе из турбины.

Отметим, что расчет ведется с помощью уравнений, рассмотренных в разделе 1.3.

При расходе пара G, отличающемся от расчетного расхода G_0, давление отработавшего пара на выходе из турбины можно принять постоянным, равным расчетному, или найти, задавшись зависимостью его от расхода пара (характеристика конденсатора).

Как и прежде, при расчетном режиме обозначим: G_0,p_0,v_0 - расход, давление и удельный объем пара перед ступенью; p_1,v_1 - давление и удельный объем пара в зазоре между сопловой и рабочей решетками: p_2,v_2 - давление и удельный объем пара на выходе из каналов рабочей решетки. При измененном режиме эти же величины обозначим соответственно: G, p_{01}, v_{01}, p_{11}, v_{11} , p_{21}, v_{21}. Будем считать заданными параметры пара за последней ступенью турбины p_2 и h_0, расход пара G_0 и частоту вращения ω. Кроме того, должны быть известны или все геометрические характеристики ступени: типы решеток, их размеры, зазоры и др., или полные данные расчетного режима работы ступени и некоторые геометрические характеристики.

Расчет проводим с помощью h,s -диаграммы. Пусть состояние пара на выходе из последней ступени турбины при изменившемся режиме соответствует точке A h,s-диаграмме (рис. 1.60). Определив потери на трение $\Delta H_{тр}$, и оценив предварительно потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$, находим в точке B состояние пара на выходе из каналов рабочей решетки.

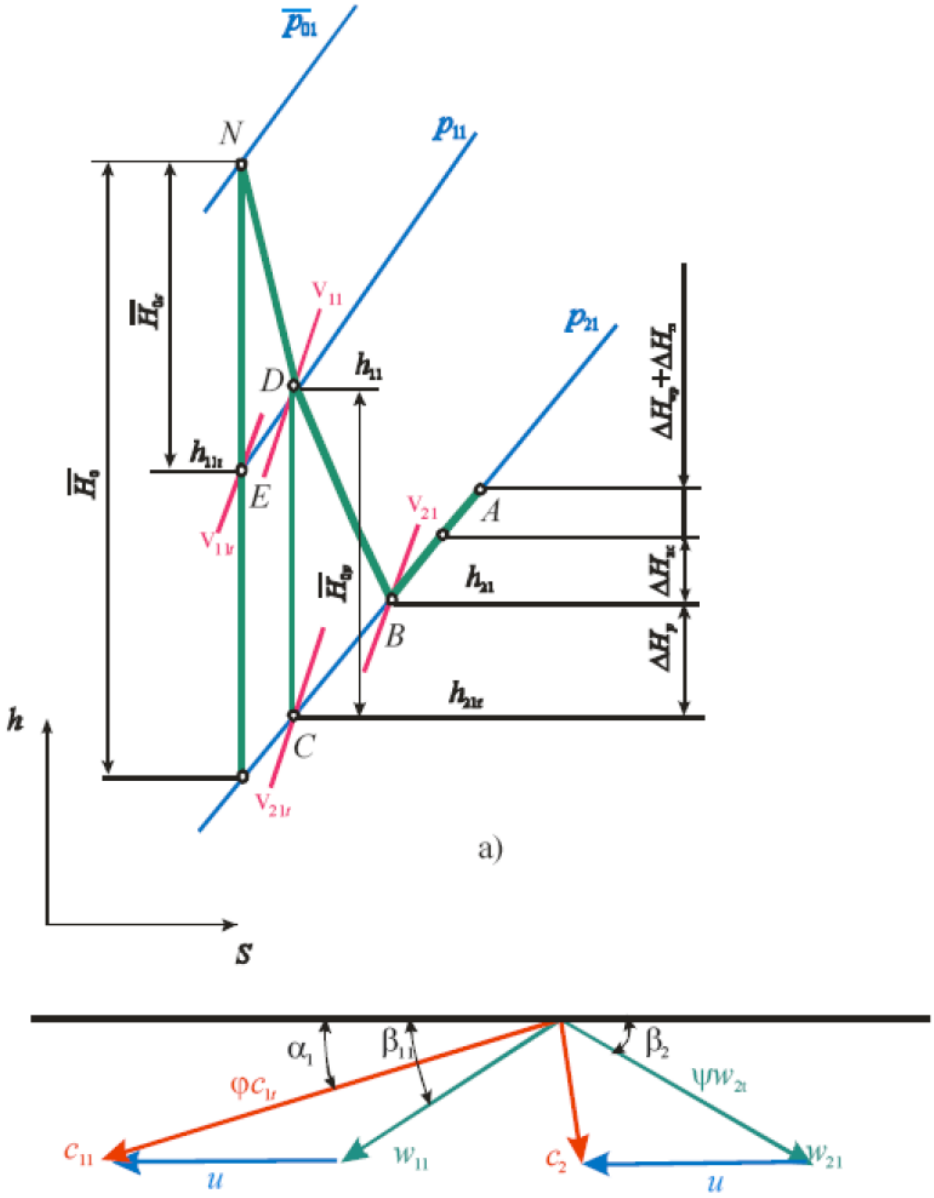


Рис. 1.60. К расчету переменного режима работы ступени от конечного состояния: а - процесс расширения пара в *h,s* -диаграмме; б - треугольники скоростей

Далее рассмотрены только докритические режимы работы ступеней. Уравнение неразрывности может быть записано следующим образом:

$$w_{21} = \frac{G v_1}{F_2}$$

Определив теоретическую относительную скорость выхода пара из рабочей решетки из выражения $w_{21} = w_{11}/\psi$, где ψ - коэффициент скорости рабочей решетки, взятый из основного расчета ступени, т.е. $\psi = \psi_0$, и по известному углу выхода из рабочих решеток β_2, строится треугольник выходных скоростей, по ко-

торому; находится абсолютная скорость выхода пара c_{21}, по которой проверяем принятые вначале по оценке потери с выходной скоростью $\Delta H_{\text{вс}} = {\text{c}_{21}^2}/{2}$.

При большом расхождении $\Delta H_{вс}$ с первоначально принятым значением смещаем точку B на h,s - диаграмме по изобаре p_{21} соответственно полученным из расчета потерям с выходной скоростью.

Вычисляем потери энергии в рабочей решетке:

$$\Delta H_{\text{р}} = \frac{w_{21}^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) = \frac{w_{21t}^2}{2}(1 - \psi^2).$$

откладываем значение этих потерь в h, s-диаграмме от точки B (рис. 1.60), определяющей состояние пара па выходе из рабочей решетки - получаем точку окончания теоретического процесса расширения в рабочей решетке (C) с энтальпией h_{21t}.

Зная относительную скорость выхода из рабочей решетки w_{21} и предполагая, что отношение относительной скорости выхода w_{11} к w_{21} мало меняется при изменении режима, принимаем его равным расчетному ${\text{w}_{11}}/{\text{w}_{21}} = {\text{w}_1}/{\text{w}_2}$; находим теплоперепад $\text{H}_{\text{ор}}$, срабатываемый в рабочей решетке:

$$\Delta H_{op} = \frac{w_{21}^2 - w_{11}^2}{2} = \frac{w_{21t}^2}{2}\left[1 - \left(\frac{w_1 w_{21}}{w_2 w_{21t}}\right)^2\right]$$

Далее проведем из точки C изоэнтропу до пересечения ее с линией энтальпии $h_{11} = h_{21t} + H_{op}$. Полученная точка D отвечает состоянию пара на входе в рабочую решетку и представляет одновременно состояние пара на входе в рабочую решетку и на выходе из сопловой решетки.

Далее ведется расчет сопловой решетки. Определяем теоретическую скорость выхода пара из сопловой решетки по уравнению неразрывности:

$$c_{11} = \frac{G v_{11}}{F_1}$$

Теоретическая абсолютная скорость выхода, пара из сопловой решетки

$$c_{11t} = \frac{c_{11}}{\varphi},$$

где коэффициент скорости φ в первом приближении принимаем равным расчетному коэффициенту скорости φ_0.

Из построения входного треугольника скоростей (рис. 1.60, б) по скорости c_{11}, углу α_1, и окружной скорости u находим относительную скорость входа в рабочую решетку w_{11} и угол входа β_{11}.

Значение w_{11}, полученное из построения входного треугольника, сравниваем с выбранным для вычисления H_{op} и в случае их несовпадения расчет ступени проводим повторно, начиная с определения H_{op}. При этом корректируются также значения коэффициента скорости ψ с учетом угла натекания β_{11}.

Использованный теплоперепад сопловой решетки определяем так же, как и теплоперепад рабочей решетки.

Расчеты всех ступеней турбины, которые проводят, начиная с последней, показывают, что в стационарной турбине, работающей при постоянной частоте вращения, при изменении расхода пара значительно искажается тепловой процесс только в последних ступенях. В промежуточных же ступенях скорости сохраняются близкими к расчетным, за исключением случаев с очень уменьшенными расходами пара.

Поскольку скорости в промежуточных ступенях и частота вращения неизменны, отношение $u/c_ф$ также неизменно. Поэтому внутренние КПД промежуточных ступеней можно принять постоянными, равными расчетным, что существенно упрощает расчет турбины при переменном режиме работы.

Обычно детальный расчет ступеней от конечного состояния делают на ЭВМ, для чего необходимо иметь кроме рассмотренной методики аналитические или табулированные зависимости коэффициентов скорости от углов входа и чисел *M*.

Если при построении процесса от конечной ступени к начальной окажется, что произведенный расчет привел к параметрам состояния пара, не совпадающим с начальными (точки *a* и a_1, рис. 1.61), 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,* рис. 1.61) должно остаться на уровне начальной энтальпии h_0. При сопловом парораспределении оно должно совпасть с состоянием пара на выходе из регулирующей ступени.

В случае несоответствия, которое, например, для турбины с дроссельным парораспределением показано на рис. 1.61 точкой *a,* следует найти использованный теплоперепад H_i между точками *a* и *b,* отложить его значение от уровня начальной энтальпии h_0 вниз и найти в точке b' уточненное значение конечных параметров пара. После этого по новому уточненному состоянию отработавшего пара произвести расчет при измененном режиме во втором приближении, которое обычно дает уже вполне удовлетворительное совпадение начальной точки процесса.

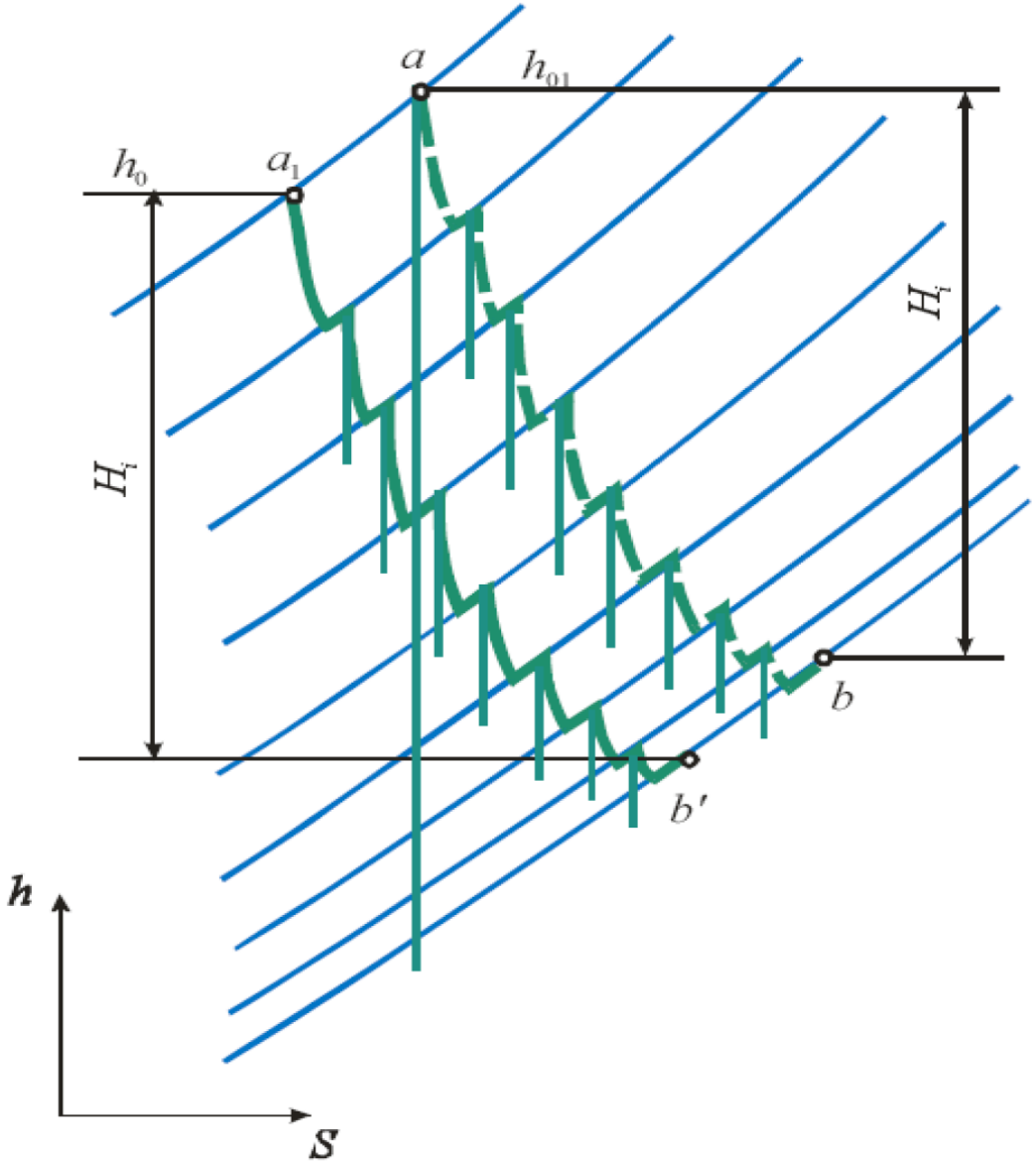


Рис. 1.61. Процесс расширения пара и *h,s* -диаграмме при расчетном и изменившемся режимах группы ступеней

1.6.2. Распределение давлений и тепловых перепадов по ступеням турбины при переменном расходе пара

Расчет каждой ступени турбины при переменном режиме, начиная с последней и заканчивая 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 на примере проточной части турбины произвольной конструкции, как изменяется давление в ступенях турбины при изменении расхода пара. Допустим, что для расчетного режима известны секундный расход пара G_0, протекающего через проточную часть, и параметры его в каждой ступени. Известны также размеры сопловых и рабочих решеток каждой ступени.

Будем считать сопловые и рабочие решетки рядом последовательных сопротивлений, расположенных на пути протекания пара.

Давление пара p_{1a} в произвольной промежуточной точке турбины представим в виде суммы:

$$p_{1a} = p_2 + \sum \Delta p \qquad (6.1)$$

где p_2 - давление на выходе из группы ступеней; $\sum \Delta p$ - сумма перепадов давлений в ступенях данной группы. Перепады $\Delta_1 p$, $\Delta_2 p$, $\Delta_3 p$... возникают вследствие сопротивления, создаваемого решетками ступеней при произвольном расходе пара.

Распределение давлений по ступеням при критической скорости пара в одной из ступеней

Если в какой-либо ступени из данной группы скорость пара станет равной или больше критической, давление за этой ступенью не будет влиять на параметры в предыдущих ступенях, а расход пара при неизменной площади проходного сечения будет зависеть только от параметров перед решетками предыдущих ступеней и определятся равенством $G = A\sqrt{p/v}$. Отношение произвольного расхода пара через группу ступеней к расчетному при этом можно представить в виде

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}}\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}\sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}} = \varepsilon_{01}\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}\sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}} \qquad (6.2)$$

Здесь p_{00}, T_{00}, x_{00} - параметры, соответствующие расчетному расходу пара G_0; p_{01}, T_{01}, x_{01} - параметры, соответствующие изменившемуся режиму с новым расходом пара G.

Во многих случаях приближенно можно считать, что температура пара в промежуточных ступенях при изменении расхода сохраняется постоянной. Тогда для перегретого пара при $x_{01} = x_{00} = 1$ уравнение (6.2) упрощается:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}}$$

Таким образом, до тех пор, пока в ступени сохраняются критические скорости, давление пара во всех предыдущих ступенях изменяется прямо пропорционально расходу.

Распределение давлений по ступеням при отсутствии критической скорости во всех ступенях

Для случая, когда ни в одной из ступеней рассматриваемой группы не возникает критической скорости, связь между давлениями и расходом пара в предположении $T_{01} = T_{00} = const$ можно представить для i -й ступени в следующем виде:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = (p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2 \qquad (6.3)$$

Составив аналогичные равенства для всех ступеней рассматриваемой группы, с учетом того, что относительное изменение расхода пара G/G_0 для всех ступеней одинаково, просуммируем левые и правые части этих равенств:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \sum [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = \sum_1^z (p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2$$

Поскольку конечное давление i -й ступени равно начальному давлению ($i + 1$)-й ступени, все промежуточные значения давлений исключаются. В результате для группы ступеней получим

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{{p_{01}}^2 - {p_{z1}}^2}{{p_{00}}^2 - {p_{z0}}^2}} \qquad (6.4)$$

Чтобы учесть возможное изменение температуры пара перед группой ступеней, введем соответствующий поправочный коэффициент, равный $\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}$. Тогда для группы ступеней, работающих с докритическими скоростями перегретого пара, получим следующую формулу:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{{p_{01}}^2 - {p_{z1}}^2}{{p_{00}}^2 - {p_{z0}}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \qquad (6.5)$$

Для конденсационной турбины $p_z = p_к$ и вторые чрены под радикалом настолько малы по сравнению с первыми членами, что ими можно пренебречь, тогда

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \qquad (6.6)$$

Закон изменения расходов пара в соответствии с формулами (6.5) и (6.6) был установлен па основании опытов А. Стодолы, а теоретически обоснован Г. Флюгелем.

Таким образом, если в рассматриваемых пределах изменения расхода пара ступени работают со скоростями, превышающими критическую, расход пара при изменившемся состоянии или один из параметров пара при изменившемся расхо-

де через группу ступеней можно найти по формуле (6.3), а в случае, когда все ступени работают с докритическими скоростями, — по формуле (6.6).

При определении зависимости расхода пара от давления в промежуточной ступени в большинстве случаев с достаточной степенью приближения можно пользоваться формулой (6.6). Наибольшая погрешность будет иметь место в том случае, когда эта формула будет применяться для единичной ступени.

Распределение теплоперепадов по ступеням при работе одной из ступеней с критическими скоростями

Зная перераспределение давлений в ступенях турбины при режимах, отличаюихся от расчетного, нетрудно найти теплоперепады ступеней при этих режимах. Для этого обозначим через p_I, u_I,T_I ,давление, удельный объем и абсолютную температуру пара перед ступенью, через p_{II} конечное давление и с использованием уравнения для идеального газа выразим приближенно теплоперепад произвольной ступени следующим образом:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \qquad (6.7)$$

В случае, когда рассматриваемая ступень или одна из последующих ступеней турбины работает с критическими скоростями, что характерно для конденсационных турбин, давления изменяются пропорционально относительным расходам пара q: $p_I=qp_{OI}$, $p_{II}=qp_{OII}$, и отношение этих давлений $\frac{p_{II}}{p_I} = \frac{p_{II0}}{p_{I0}}$ не зависит от расхода пара. Следовательно, теплоперепад ступени

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_{II0}}{p_{I0}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = C p_1 v_1 \qquad (6.8)$$

может изменяться лишь в той степени, в какой меняется произведение p_1v_I перед ступенью. Но это произведение, как будет показано ниже, обычно сохраняется постоянным или меняется незначительно. Поэтому теплоперепады промежуточных ступней, после которых имеются ступени, работающие с критическими скоростями, в частности теплоперепады промежуточных ступеней конденсационных турбин, не зависят от расхода пара. КПД этих ступеней также сохраняются постоянными, поскольку отношение $u/c_ф$ в турбине, работающей при всех нагрузках с неизменной частотой вращения, не меняется.

Относительные потери па трение, вентиляцию и перетекание, кроме потерь от влажности, в этих ступенях сохраняются почти неизменными.

Перечисленные условия позволяют выразить внутреннюю мощность, развиваемую ступенью, после которой имеются ступени, работающие с критическими скоростями, следующим образом:

$$N_i = GH_0\eta_{oi} = const \cdot G \qquad (6.9)$$

т.е. мощность ступени прямо пропорциональна количеству протекающего пара.

Распределение теплоперепадов по ступеням при работе всех ступеней с докритическими скоростями

Несколько сложнее определить теплоперепад ступени, когда она является одной из группы ступеней, работающих со скоростями, меньшими, чем критические.

В этом случае каждое из давлений p_I, p_{II} может быть выражено по упрощенной формуле (6.5) так:

$$p_I^2 = q^2(p_{I0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2$$
$$p_{II}^2 = q^2(p_{II0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2$$

а квадрат их отношения – в виде

$$\left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^2 = \frac{q^2(p_{II0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2}{q^2(p_{I0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2} \qquad (6.10)$$

При малом давлении p_{20} по сравнению с $p_{II\,0}$ и p_{I0}, что, например, характерно для первых и отчасти средних ступеней конденсационных турбин, значением p_{20}^2 можно пренебречь по сравнению с p_{II0}^2, p_{I0}^2 ,тогда (6.11) примет вид

$$\left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^2 = \frac{q^2 p_{II0}^2 + p_{21}^2}{q^2 p_{I0}^2 + p_{21}^2} \qquad (6.11)$$

Отсюда ясно, что при малых значениях давлений пара за группой ступеней p_{21} изменение конечного давления p_{II} будет влиять на теплоперепад ступени лишь при очень малых расходах пара, причем по мере уменьшения расхода отношение p_{II}/p_I будет возрастать, а теплоперепад рассматриваемой ступени соответственно сокращаться.

Чем ближе давления $p_{II\,0}$ и p_{I0} к давлению отработавшего пара, которое будем считать постоянным, тем сильнее влияет изменение расхода пара на отношение p_{II}/p_I и тем интенсивнее сокращается теплоперепад ступени при уменьшении расхода пара. Поэтому при изменении расхода пара через группу нерегулируемых ступеней в первую очередь изменяются теплоперепады последних нерегулируе-

мых ступеней. Теплоперепады же первых нерегулируемых и промежуточных ступеней изменяются незначительно. И только при очень большом отклонении расхода пара от расчетного возникает существенное изменение теплоперепадов в промежуточных, а затем и в первых нерегулируемых ступенях.

Другими словами, при снижении нагрузки турбины давление пара во всех ее ступенях, в том числе и перед последней ступенью, снижается. Давление отработавшего пара в конденсационной турбине снижается значительно меньше, а в турбине с противодавлением вообще поддерживается постоянным. Из этого следует, что при уменьшении расхода пара перепад давлений, действующий на последнюю ступень турбины, особенно турбины с постоянным противодавлением, сокращается, а это значит, что и теплоперепад ступени при неизменном противодавлении также сокращается, в чем можно убедиться по h,s-диаграмме. Перепад давлений, а, следовательно, и теплоперепады в предпоследних ступенях при снижении нагрузки турбины будут сокращаться медленнее, поскольку одновременно с понижением давления перед этими ступенями снижается давление и за ними.

В качестве примера рассмотрим изменение располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней пятиступенчатой турбины с противодавлением $p_2/p_0 = 0{,}118$ при переменном расходе пара. Предположим, что при полном расходе пара теплоперепады всех ступеней равны между собой и что отношение давлений для каждой ступени составляет $p_{II}/p_I = 0{,}7$. По мере уменьшения расхода пара наиболее интенсивно снижается теплоперепад последней, пятой, ступени, затем четвертой и так далее (рис. 1.62). Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться лишь при расходах пара, меньших 0,4 от полного.

Детальные расчеты и опыт показывают, что уравнения (6.5) и (6.6) с достаточной степенью точности характеризуют зависимость давлений в ступенях турбины от расхода как перегретого, так и влажного пара.

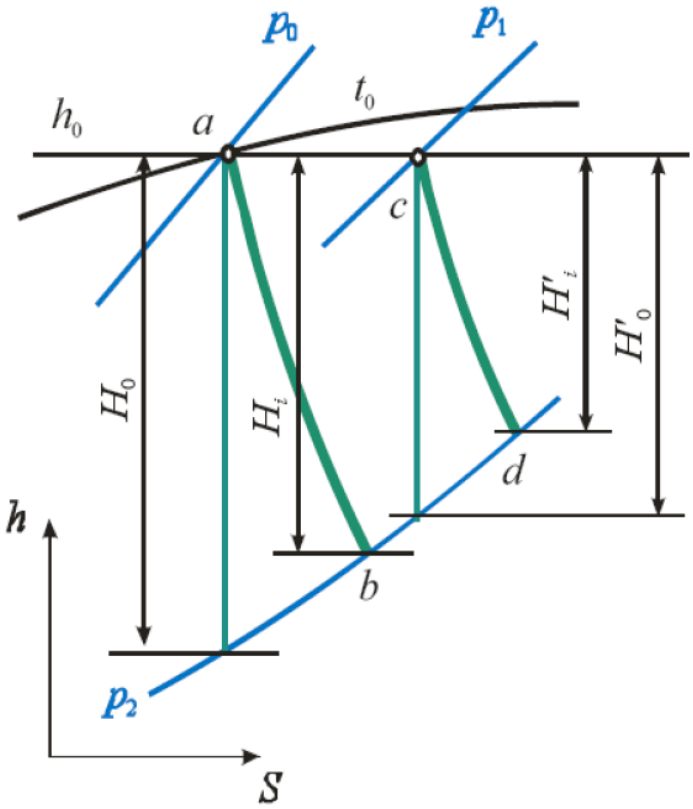


Рис. 1.62. Изменение располагаемых теплоперепадов *I-IV* ступеней в группе при переменном расходе пара

1.6.3. Тепловой процесс турбины при переменном расходе пара и различных способах парораспределения

Характер теплового процесса турбины при переменном режиме зависит от способа парораспределения, т.е. от того, каким образом достигается изменение расхода пара через турбину.

В паровых турбинах применяют три способа парораспределения: *дроссельное, сопловое и обводное – с наружным или внутренним обводом.*

При дроссельном парораспределении все количество пара, подводимого к турбине, регулируется одним или несколькими одновременно открывающимися клапанами, после которых пар поступает в общую для всех клапанов сопловую группу.

При сопловом парораспределении пар протекает через несколько регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своему отдельному сопловому сегменту, причем открытие клапанов происходит последовательно.

При обводном *наружном* парораспределении после полного открытия регулирующих клапанов, подводящих пар к сопловой решетке первой ступени, дальнейшее увеличение расхода производится через обводной клапан к одной из промежуточных ступеней, включая регулирующую.

Иногда в турбинах, рассчитанных на высокое давление и высокую начальную температуру, применяют *внутренний обвод*, при котором пар из камеры регулирующей ступени подается через обводной клапан в обход нескольких первых нерегулируемых ступеней. При открытии внутреннего обвода открывается дополнительная сопловая группа, поводящая пар к регулирующей ступени, благодаря чему давление и температура пара в камере регулирующей ступени сохраняются приблизительно постоянными, несмотря на увеличение расхода пара.

Дроссельное парораспределение

При дроссельном парораспределении все количество пара, поступающего в турбину при сниженных нагрузках, подвергается дросселированию. Состояние пара при этом, как известно, меняется по закону

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

где h_0, c_0 – энтальпия и скорость пара перед дроссельным клапаном; h_1, c_1 – то же за дроссельным клапаном – перед сопловой решеткой первой ступени.

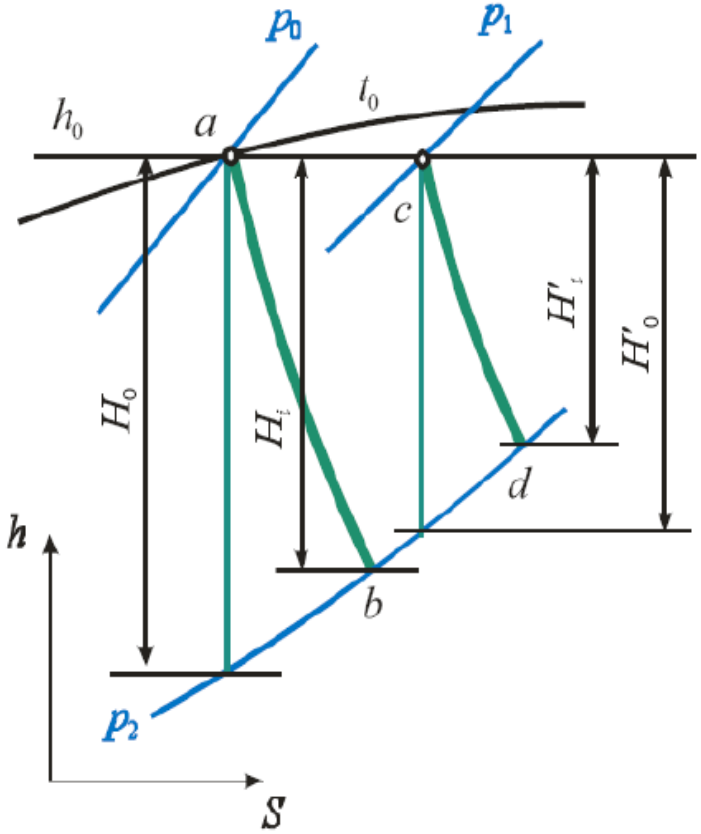


Рис. 1.63. Процесс расширения пара в – диаграмме для турбин с дроссельным парораспределением

Пренебрегая кинетическими энергиями $c_0^2/2$ и $c_1^2/2$, которые обычно невели-

ки, можно считать, что при дроссельном парораспределении энтальпия пара перед сопловой решеткой первой ступени при изменении расхода пара через турбину, сохраняется постоянной и равной энтальпии свежего пара.

Рассмотрим процесс работы турбины с дроссельным парораспределением. Предположим, что при расчетном режиме дроссельный клапан открыт полностью и процесс расширения пара в турбине изображается линией *ab* в *h,s*-диаграмме (рис. 1.63). При снижении нагрузки дроссельный клапан будет открыт не полностью, поэтому давление пара перед соплами первой ступени понизится с p_0 до p_1, а энтальпия его h_0 при этом сохранится прежней (точка с). Давление отработавшего пара будем считать постоянным, равным p_2, как при расчетной, так и при сниженной нагрузке.

Располагаемый теплоперепад проточной части турбины при сниженном расходе пара уменьшится с H_0 до H_0', и процесс расширения пара изобразится линией *cd*.

Относительный внутренний КПД турбины при сниженном расходе пара станет меньше, чем при расчетном режиме:

$$\eta_{oi} = H_0' / H_0$$

Умножая числитель и знаменатель правой части этого выражения на располагаемый теплоперепад H_0'взятый по состоянию пара за дроссельным клапаном, получаем

$$\eta_{oi} = \frac{H_0'}{H_0}\frac{H_i'}{H_0'} = \gamma_{др}\eta_{oi}' \qquad (6.12)$$

Таким образом, относительный внутренний КПД турбины с дроссельным парораспределением зависит от двух показателей; от степени совершенства работы проточной части при изменяющемся в результате дросселирования располагаемом теплоперепаде (η_{oi}') и от коэффициента дросселирования $\gamma_{др}$. Коэффициент дросселирования не зависит от качества проточной части турбины и определяется только относительным расходом пара, протекающего через турбину, и его параметрами.

Если при изменении расхода пара ни в одной из ступеней не возникает критической скорости, давление за дроссельным клапаном может быть найдено по уравнению (6.5). В том случае, когда режим остается критическим, что характерно для конденсационной турбины, давление за дроссельным клапаном определяют по (6.2).

Так как при любом расходе пара его энтальпия перед соплами сохраняется постоянной, то и произведение $p_{01}v_{01}$, также остается неизменным. Поэтому входящее в (6.2) отношение T_{01}/T_{00} может быть принято равным единице.

Определив по (6.3) или (6.5) давление p_1 за дроссельным клапаном, нетрудно по h,s-диаграмме найти располагаемые теплоперепады H_0' при различных расходах пара (рис. 1.63). После этого можно подсчитать коэффициенты дросселирования $\gamma_{др}$ и построить график зависимости их от расходов пара (рис. 1.64). Кривые для различных противодавлений показывают, что по мере увеличения противодавления p_2 снижение коэффициента дросселирования $\gamma_{др}$ происходит все интенсивнее при уменьшении расхода пара. Относительный внутренний КПД турбины, равный $\eta_{oi}=\gamma_{др}\eta'_{oi}$, по мере увеличения противодавления при снижении нагрузки будет уменьшаться еще резче, поскольку одновременно с уменьшением коэффициента дросселирования $\gamma_{др}$ будет уменьшаться и η'_{oi}.

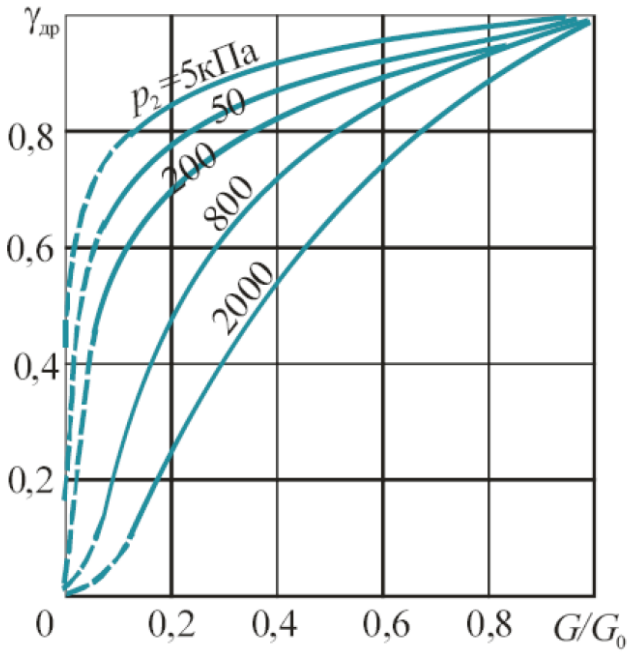


Рис. 1.64. Коэффициенты дросселирования для турбин с начальными параметрами пара p_0=12,7 МПа, t_0=565 ^0C. и с различными противодавлениями

Закон изменения η'_{oi} при снижении расхода пара может быть найден путем трудоемкого детального теплового расчета всей проточной части турбины при переменном режиме работы. Однако, учитывая, что изменение расхода пара вызывает наиболее резкие изменения располагаемого теплоперепада, а, следовательно, и КПД только последних ступеней, в то время как теплоперепады и КПД первых и промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода практически сохраняются постоянными, можно в первом приближении ограничиться расчетом последней ступени. В этом случае достаточно найти для различных рас-

ходов пара давления перед последней ступенью турбины. Затем определив располагаемый теплоперепад для всех ступеней, кроме последней, и умножив его на постоянный внутренний КПД, находят использованный теплоперепад этих ступеней и состояние пара перед последней ступенью. Далее определяют располагаемые теплоперепады для последней ступени и внутренние КПД этой ступени по диаграмме зависимости КПД от располагаемого теплоперепада последней ступени. Эту диаграмму можно заранее построить на основании предварительного расчета. Умножая располагаемые телоперепады последней ступени на внутренние КПД ее, находят использованные теплоперепады последней ступени при различных расходах пара. Таким образом находят суммарный использованный теплоперепад для всех ступеней (включая последнюю) и КПД проточной части турбины. Погрешность такого расчета зависит от отклонения расхода пара от его расчетного значения. Чем больше отклонение, тем больше погрешность, поскольку при большом отклонении искажение теплоперепадов возникает не только в последней, но и в предшествующих ей ступенях если зависимость КПД проточной части от располагаемого теплоперепада известна на основании испытаний турбин, близких по своей конструкции к рассматриваемой, то расчет турбины при переменном режиме работы существенно упрощается.

Относительный внутренний КПД всей турбины в этом случае находят путем умножения коэффициента дросселирования на соответствующий КПД проточной части, а внутреннюю мощность определяют по формуле

$$N_i = GH_0\gamma_{др}\eta'_{oi} \qquad (6.13)$$

Электрическую мощность связанного с турбиной генератора находят, вычитая из внутренней мощности механические потери турбины и потери электрического генератора.

Механические потери турбины можно считать не зависящими от нагрузки. Потери же электрического генератора при изменении мощности от 0 до полной возрастают примерно в 2 раза за счет того, что к постоянным механическим потерям и потерям возбужденного генератора при нулевой его нагрузке прибавляются потери в обмотках генератора, изменяющиеся по мере увеличения нагрузки приблизительно по закону параболы.

Сопловое парораспределение

Впуск пара в турбину при сопловом парораспределении управляется несколькими регулирующими клапанами, открывающимися в определенной последовательности. От каждого клапана пар направляется к самостоятельному сопло-

вому сегменту (рис. 1.65). Благодаря этому потери от дросселирования при сниженной нагрузке распространяются не на все количество пара, как при дроссельном парораспределении, а только на ту его часть, которая протекает через не полностью открытый клапан. При полном же открытии всех или нескольких (одного, двух и т.д.) регулирующих клапанов и закрытых остальных клапанах потери от дросселирования вообще отсутствуют. Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением при изменении нагрузки сохраняется более устойчиво, чем экономичность турбины с дроссельным парораспределением. Особенно большое преимущество имеет сопловое парораспределение для турбин с противодавлением, в которых из-за большого значения отношения $^{p_2}/_{p_0}$ потери от дросселирования весьма заметны.

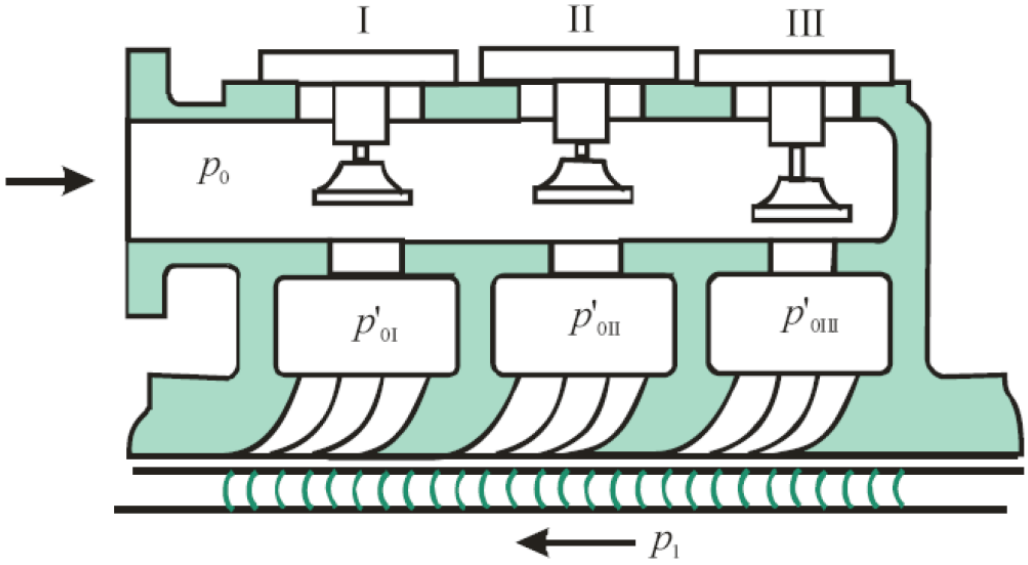


Рис 1.65. Схема подвода пара к регулирующей ступени турбины с сопловым парораспределением

В стационарных турбинах, работающих на электростанциях, сопловое парораспределение получило наиболее широкое распространение.

При рассмотрении соплового парораспределения надо различать два потока пара. Основной поток, протекающий через полностью открытые регулирующие клапаны, подходит к сопловым сегментам регулирующей ступени почти без дросселирования и имеет начальное давление, близкое к давлению свежего пара p_0, за вычетом потерь в полностью открытых паровпускных органах.

Второй поток пара проходит через частично открытый клапан и подвергается дросселированию, тем большему, чем меньше открыт этот клапан, так что давление пара p_{on} перед соплами значительно ниже давления p_0 свежего пара (рис. 1.66). Следовательно, теплоперепад и абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки в первом потоке выше, чем во втором.

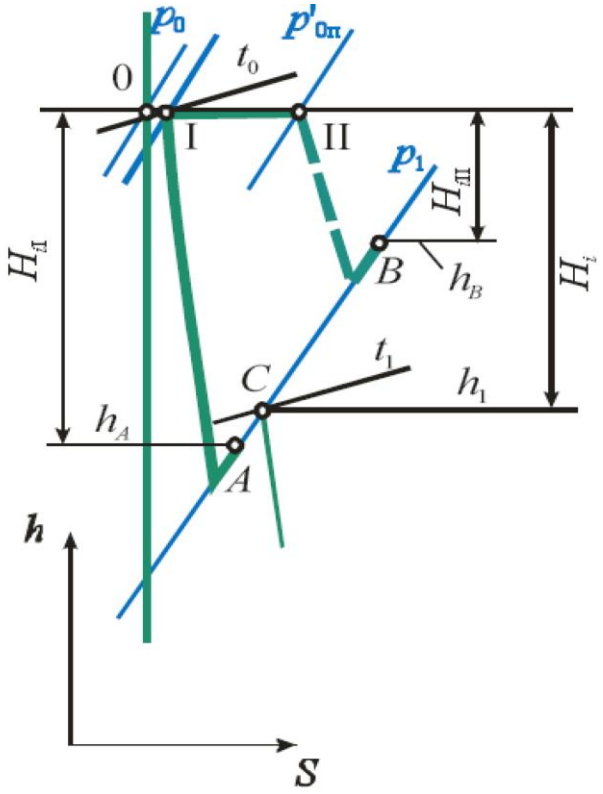


Рис. 1.66. Процесс расширения пара *в h,s*- диаграмме для потоков в регулирующей ступени

В камере регулирующей ступени происходит перемешивание обоих потоков пара. В результате смешения потоков с энтальпией h_A и h_B энтальпия смеси составит h_1 и может быть определена из уравнения смешения:

$$h_1 = \frac{G_A h_A + G_B h_B}{G_A + G_B} = \frac{G_A (h_0 - H_{iI})_A + G_B (h_0 - H_{iII}) h_B}{G} \qquad (6.14)$$

где G_A - расход пара через полностью открытые клапаны; G_B - расход пара, подвергающегося дросселированию в частично открытом клапане; G суммарный расход пара через турбину: $G = G_A + G_B$.

Распределение давлений пара и теплоперепадов в турбине с сопловым парораспределением при изменении нагрузки должно рассматриваться отдельно для потоков G_A и G_B в пределах регулирующей ступени и отдельно для потока G всех остальных нерегулируемых ступеней.

В нерегулируемых ступенях распределение давлений и теплоперепадов находят по тем же формулам (6.2)-(6.12), что и в турбинах с дроссельным парораспределением. Однако допущение о постоянстве абсолютных температур пара в ступенях, достаточно справедливое при изменении расхода пара в турбине с дроссельным парораспределением, менее точно в турбине с сопловым парораспреде-

лением, поскольку в этом случае при снижении расхода снижается энтальпия пара в первых промежуточных ступенях, а, следовательно, снижается и температура.

Для определения давлений в камере регулирующей ступени p_{pc} , давлений перед соплами за частично открытыми клапанами p_0'' , и расходов через клапана необходимо построить *p-G-* и *G-G-* диаграммы. Диаграмма *G-G* показывает распределение полного расхода пара *G* на турбину между отдельными клапанами при различных расходах *G*. Диаграмма *p-G* показывает зависимость перепадов давления, приходящихся на нерегулируемые ступени, на сопла за полностью открытыми клапанами и на сопла за частично открытыми клапанами, от расхода пара через турбину. Обычно эти диаграммы строятся совместно.

Давление в камере регулирующей ступени (линия p_{pc} в *p-G*-диаграмме). Давление в камере регулирующей ступени определяется пропускной способностью нерегулируемых ступеней, поэтому его зависимость от расхода пара через турбину для конденсационной турбины может быть определена по формуле (6.15):

$$p_{pc} = p_{pc0}\,{}^{G}/_{G_0} \qquad (6.15)$$

а для турбины, у которой конечное давление соизмеримо с давлением в камере регулирующей ступени в расчетном режиме (например, противодавленческие турбины) по формуле (6.16):

$$p_{pc} = \sqrt{p_k^2 + \left(\frac{G}{G_0}\right)^2 (p_{pc0}^2 - p_{k0}^2)} \qquad (6.16)$$

здесь и далее индекс «0» соответствует расчетному режиму.

Распределение расхода через клапана (линии *G'* на *G-G-* диаграмме). Допустим, что расчетный расход пара через турбину G_0 обеспечивается четырьмя полностью открытыми клапанами при расчетном давлении в камере регулирующей ступени p_{pc0}.

Расчетные расходы пара через каждую группу сопл регулирующей ступени при расчетном расходе G_0 через турбину определяют из выражений:

$$G_0^I = \frac{z_1}{\sum z} G_0, \qquad G_0^{II} = \frac{z_2}{\sum z} G_0, \qquad G_0^{III} = \frac{z_3}{\sum z} G_0, \qquad G_0^{IV} = \frac{z_4}{\sum z} G_0$$

где $G_0^I, G_0^{II}, G_0^{III}, G_0^{IV}$ - расчетные расходы пара соответственно через первую, вторую и третью группы сопл; z_1, z_2, z_3, z_4 - число сопловых каналов соответственно в первой, второй, третьей и четвертой группах сопл; - $\sum z$ – суммарное число сопловых каналов в регулирующей ступени. Рассмотрим случай, когда $z_1 = z_2 = z_3 = z_4$.

Строится зависимость $G^i = f(p_{pc})$ при p_0 (т.е. для полностью открытых клапанов), получится зависимость подобная рис. 1.25 (верхняя кривая рис. 1.67). По p_{pc0} можно определить расходы через клапана при G_0 и отложить их значения на диаграмму *G-G* (начальные точки линий изменения расхода через клапана G^i_0.

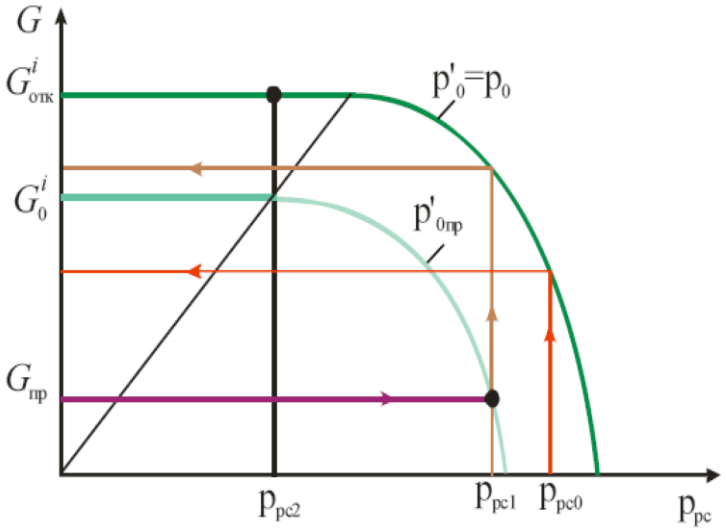


Рис. 1.67. Зависимость расхода через сопловые сегменты регулирующей ступени от давления перед сегментом и камере регулирующей ступени (при определенной площади выхода из сопел)

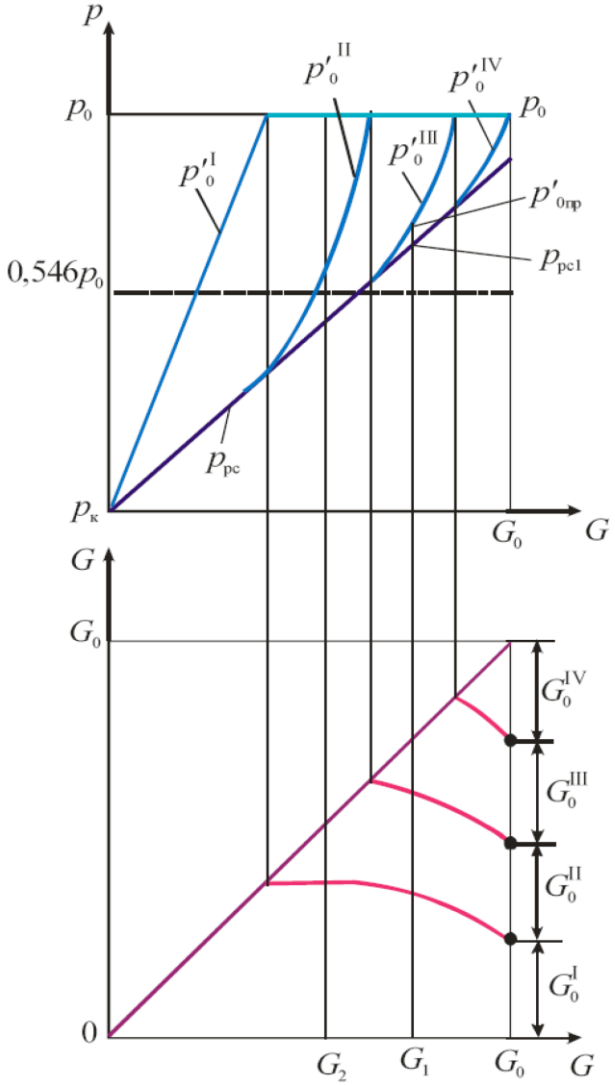


Рис. 1.68. *p-G и G — G* - диаграммы турбины с сопловым парораспределением

Далее возьмем, например, расход пара через турбину G_1. По рис. 1.68 при новом значении p_{pc} определяем расход пара через полностью открытые клапана. Откладываем эти расходы от оси абсцисс. Получаем, что полностью открыты два клапана, а на третий остается расход равный:

$$G^{III} = G_1 - G^I - G^{II}$$

Следует обратить внимание на то, что в этом случае расход пара через полностью открытые клапана увеличивается, т.к. уменьшается отношение давлений на сопло, но оно еще больше критического. В отличие от расхода G_2, когда отношение давлений на сопло меньше критического и расход пара по рис. 1.67 определяется по линии критических расходов.

Проделав такие расчеты при различных расходах пара через турбину можно построить зависимость расхода через отдельные клапана (соответственно сопловые сегменты) и определить какие клапана будут полностью открыты, какие частично, а какие полностью закрыты при различных *G*.

Определение давления за частично открытым клапаном. Используя диаграмму *G*-*G*, определяем расход через частично открытый клапан (например, при G_1) G_{np}, а по p — G диаграмме соответствующее давление в камере регулирующей ступени p_{pc1}. По зависимости рис. 1.68 может быть подобрана кривая $G = f(p_0', p_{pc})$ соответствующая G_{np} и p_{pc1} (жирная точка). Таким образом, могут быть построены зависимости давлений за частично открытыми клапанами во всем диапазоне изменений расхода пара через турбину.

Следует отметить, что выше приведены для наглядности несколько упрощенные рассуждения с использованием графических представлений. Для реальных расчетов надо использовать аналитические соотношения, которые в некотором смысле упрощают получение требуемого результата, а именно, получения зависимость перепадов давления, приходящихся на нерегулируемые ступени, на сопла за полностью открытыми клапанами и на сопла за частично открытыми клапанами, от расхода пара через турбину. Это необходимо знать для определения эффективности работы регулирующей ступени, нерегулируемых ступеней и турбины в целом при переменном режиме.

Найденный закон изменения давлений пара за регулирующими клапанами в зависимости от расхода пара через турбину (рис. 1.68) позволяет сделать вывод, что при изменении нагрузки турбины с сопловым парораспределением располагаемый теплоперепад ее регулирующей ступени изменяется в широких пределах. Наибольший теплоперепад возникает при полном открытии первого клапана, когда закрыты остальные клапаны. В этом случае отношение давлений пара перед сопловой решеткой, питаемой через первый клапан, p_0'' / p_0 достигает расчетного

максимального значения $\left({p_0'^{I}}/{p_0}=1\right)$, а относительное давление в камере регулирующей ступени ${p_{\text{рс}}}/{p_0}$ значительно ниже расчетного, поскольку оно изменяется пропорционально расходу пара через турбину.

Режим работы турбины при полностью открытом первом регулирующем клапане, когда все остальные клапаны закрыты, по условиям прочности является наиболее тяжелым для сопловых и особенно для рабочих лопаток регулирующей ступени, поскольку, во-первых, изгибающие напряжения в рабочей решетке при этом режиме максимальны и, во-вторых, эти напряжения действуют не непрерывно, а периодически, во время прохождения рабочих лопаток возле открытой сопловой решетки первого клапана, т.е. повторяются через каждый оборот ротора, что вызывает опасные колебания лопаток, нередко приводящие к усталостным поломкам.

Напряжения в сопловых лопатках регулирующей ступени при режиме с полностью открытым первым клапаном также будут максимальными, поскольку перепад давлений на них $p_0'^{I} - p_{pc}$ в этом случае достигает наибольшего значения.

После построения диаграммы соплового пораспределения (рис. 1.68) можно найти мощность, развиваемую регулирующей ступенью, и мощность всех последующих ступеней при переменном расходе пара через турбину.

Для определения мощности регулирующей ступени необходимо предварительно найти зависимость использованных теплоперепадов этой ступени от ее располагаемого теплоперепада. Для стационарной турбины, работающей с постоянной частотой вращения, отношение ${u}/{\text{c}_\phi}$, а также другие факторы, которые могут повлиять на относительный лопаточный КПД регулирующей ступени при постоянной энтальпии пара, подводимого к соплам этой ступени, целиком зависят от отношения давлений p''_0 с которым работает ступень.

Действительно, поскольку теплоперепад потока пара, протекающего через любую группу сопл регулирующей ступени, может быть выражен в виде

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_{pc}}{p_0'^{i}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \qquad (6.17)$$

а произведение p_0v_0 не меняется при постоянной энтальпии, то этот теплоперепад для любой группы сопл зависит толь от отношения давлений $\frac{p_{pc}}{p_0'^{i}}$. Следовательно, скорость $c_\phi = \sqrt{2H_0}$ также целиком определяется отношением $\frac{p_{pc}}{p_0'^{i}}$ и при неизменной частоте вращения отношение ${u}/{\text{c}_\phi}$, будет зависеть только от отношения $\frac{p_{pc}}{p_0'^{i}}$. Дополнительные потери в ступени, т.е. $\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{парц}}$, также можно принять завися-

щими только от $\frac{p_{pc}}{p_0'^i}$. В результате такого предварительного расчета находят зависимость использованного теплоперепада ступени от отношения $\frac{p_{pc}}{p_0'^i}$.

Далее определяют использованный теплоперепад регулирующей ступени. Пусть при произвольной нагрузке турбины расходы пара составляют: через полностью открытые сопловые решетки G_A, через сопловую группу, питаемую через частично открытый клапан, G_B, а суммарный расход через турбину $G = G_A + G_B$, Допустим, что давления пара при этом равны: перед сопловыми решетками, регулирующие клапаны которых открыты полностью, p_0, перед сопловой решеткой, регулирующий клапан которой открыт частично, p'^i и в камере регулирующей ступени p_{pc}.

Подсчитав по этим данным отношения давлений p_{pc}/p_0 и $\frac{p_{pc}}{p_0'^i}$ и определив теплоперепад на регулирующую ступень для полностью открытых клапанов $H_0 = f(p_{pc}/p_0)$ и для частично открытых клапанов $H_0 = f\left(\frac{p_{pc}}{p_0'^i}\right)$, находим использованные теплоперепады H_{i1} и H_{i2} для обоих потоков пара (G_A и G_B), протекающих через регулирующую ступень.

Теплоперепад, использованный в регулирующей ступени, находим по формуле (6.17), которую в данном случае можно представить в таком виде:

$$H_i = h_0 - h_i = \frac{G_A}{G} H_{i1} + \frac{G_B}{G} H_{i2}$$

Средневзвешенная энтальпия в камере регулирующей ступени будет равна разности энтальпии свежего пара и теплоперепада:

$$h_1 = h_0 - H_i$$

По найденной энтальпии h_1, и давлению p_{pc} наносим на h,s -диаграмме точку C, отвечающую состоянию пара в камере регулирующей ступени. Одновременно определяем и температуру пара t_1 (см. рис. 1.66). При определении давления в камере регулирующей ступени по формулам (6.15), (6.16) отношение абсолютных температур принимаем равным единице, поэтому сопоставим температуру, найденную по h,s-диаграмме, с первоначально принятой. Если окажется, что она заметно отличается от принятой, и потребуется большая точность, то можно произвести расчет во втором приближении, приняв в этих формулах ту температуру, которая найдена по h,s-диаграмме.

Однако другие предположения, на которых основываются расчеты, в частности определение КПД ступени при ее переменном режиме работы, не настолько точны, чтобы учет влияния начальной температуры мог сыграть существенную роль. Поэтому в большинстве случаев расчет во втором приближении не производят.

Параметры пара p_{pc} , h_1 на выходе из регулирующей ступени являются теми же, что и на входе в нерегулируемые ступени турбины. Следовательно, от них зависит конечная точка процесса расширения пара в турбине. Наибольший использованный теплоперепад в регулирующей ступени имеет место при полностью открытом первом клапане, а наименьший - при полностью открытых всех (четырех) клапанах.

Обводное (байпасное) парораспределение

Обводное парораспределение чаще всего применяют вместе с дроссельным. Однако в ряде случаев оно сочетается и с сопловым парораспределением, в частности, для обеспечения перегрузки турбины сверх экономической мощности.

Принципиальная схема турбины с обводным парораспределением показана на рис. 1.69. Все ступени турбины выполнены с полным подводом пара (e = 1).

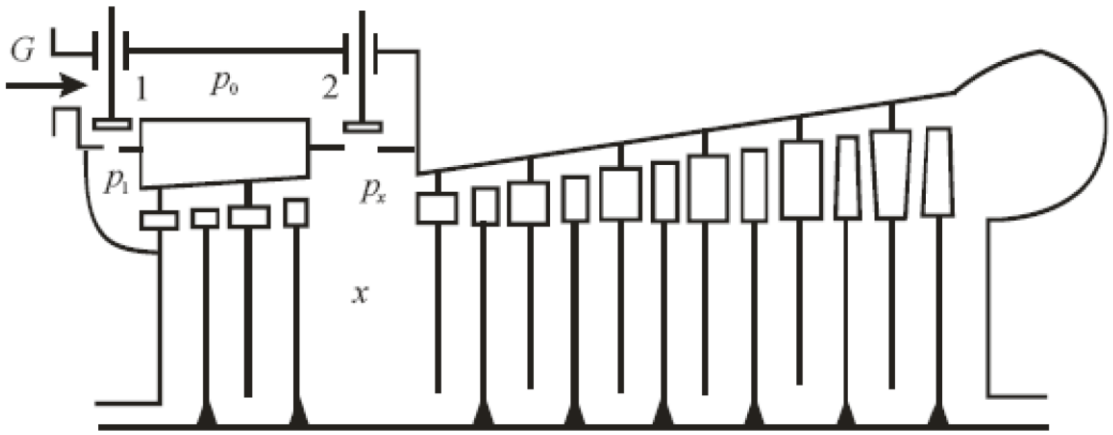


Рис. 1.69. Схема турбины с обводным парораспределением

К первой ступени пар подводится через клапан 1, который работает как дроссельный до тех пор, пока давление перед соплами первой ступени не станет равным давлению свежею пара. Как только давление перед первой ступенью станет близким к давлению свежего пара, начинает открываться обводный клапан 2, через который часть пара, обходя первую группу ступеней, направляется непосредственно к третьей ступени.

Проходные сечения третьей ступени больше, чем первой ступени. Поэтому открытие второго клапана позволяет пропустить через турбину увеличенное количество пара и тем самым достигнуть повышения его мощности.

Найдем распределение потоков пара в турбине с обводным парораспределением при изменении нагрузки применительно к схеме, приведенной на рис. 1.69.

Вначале рассмотрим зависимость изменения давления в характерных точках проточной части турбины в зависимости от полного расхода пара через турбину (рис.1.70). Давление p_x в перегрузочной камере определяется по формулам (6.15)

и (6.16). Если давление перед первой ступенью достигнет давления свежего пара при каком-то относительном расходе пара через турбину G_1^{max}/G_0 , при котором $p_x = p_{x0}$, то, как было сказано выше дальнейшее увеличение расхода будет обеспечиваться открытием второго клапана. По мере открытия второго клапана давление p_x в перегрузочной камере будет повышаться, что вызовет сокращение расхода пара G_1 через первый регулирующий клапан. Долю расхода пара, протекающего через первую группу ступеней, при этом можно найти, применяя к этой группе уравнение

$$\frac{G_0}{G_1^{max}} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_x^2}{p_0^2 - p_{x0}^2}} \qquad (6.18)$$

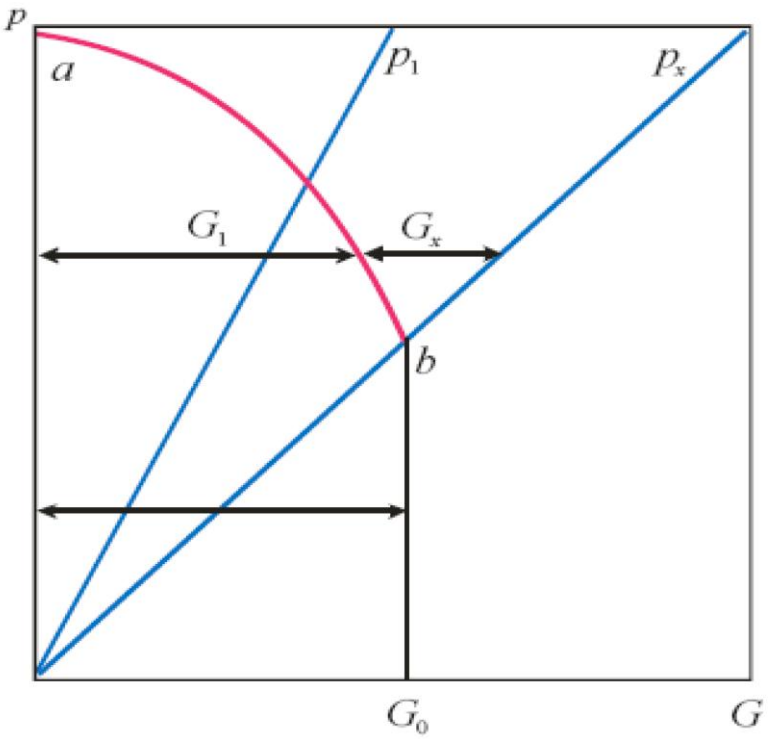


Рис.1.70. Изменение давлений по проточной части турбины при распределении расходов пара по клапанам при обводном парораспределении

Из диаграммы обводного парораспределения (рис. 1.70) видно, что расход пара через первую группу ступеней достигает своего максимума G_1^{max}, при $p_1/p_0 = 1$, т.е. когда давление P_1, перед первой ступенью турбины равно давлению p_0 свежего пара.

По мере открытия второю клапана расход пара G_x через него растет, но при этом повышается давление p_x в перегрузочной камере и соответственно уменьшается расход пара G_1, через первую группу ступеней. Дуга эллипса ab (красная линия), разделяющая суммарный пропуск пара на два потока (рис. 1.70), нанесена на

диаграмму путем расчета относительного расхода пара G_1/G_0 через первую группу ступеней по формуле (6.17) при различных суммарных пропусках пара через турбину.

При расчете и эксплуатации обводного парораспределения необходимо строго следить за тем, чтобы расход пара через первую группу ступеней при всех режимах, даже при полностью открытом обводном клапане 2, был достаточен для отведения теплоты, выделяемой в результате потерь на трение и вентиляцию в ступенях этой группы. При недостаточном отводе теплоты температура пара в проточной части первой группы ступеней может подняться выше температуры свежего пара и вызвать опасное понижение прочности металла первых ступеней.

Внутреннюю мощность турбины с обводным парораспределением при различных расходах пара через турбину определяют следующим образом. Вначале производят предварительный расчет первой группы ступеней при переменном расходе пара, позволяющий найти зависимость ее располагаемого и использованного теплоперепада от отношения давления p_x за рассматриваемой группой к давлению свежего пара p_0.

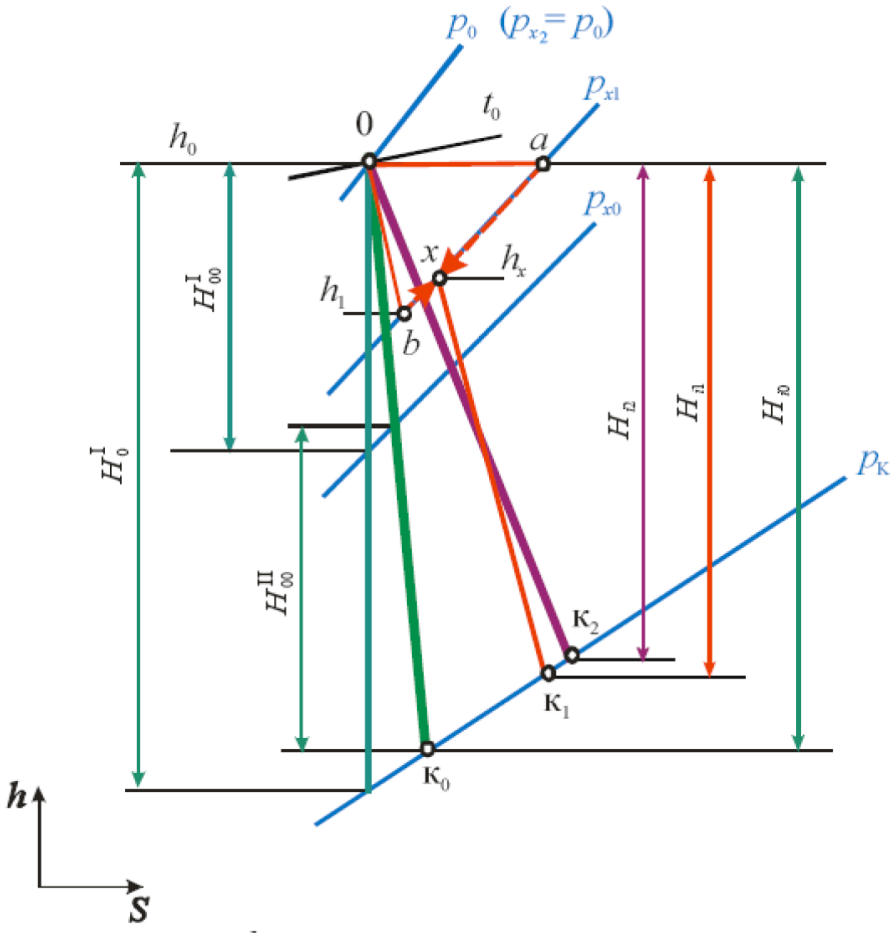


Рис. 1.71. Процесс расширения в *h,s* - диаграмме для турбины с обводным парораспределением

Состояние пара в камере *x* после смешения двух потоков, один из которых (G_1,) прошел через первую группу ступеней и имеет энтальпию h_1, а другой (G_x) - через обводный клапан с энтальпией h_x. определяется из уравнения смешения:

$$h_{\text{см}} = \frac{G_1 h_1 + G_x h_0}{G_1 + G_x} \qquad (6.19)$$

Расчет последующих ступеней, расположенных между камерой смешения *x* и конденсатором, производится точно так же, как и для турбины с дроссельным парораспределением. Коэффициент полезного действия промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода пара для ориентировочных расчетов можно считать постоянным. Наиболее резкие искажения теплоперепадов, а, следовательно, и КПД при изменении расхода пара через турбину, как и ранее, имеют место в последних ступенях турбины.

Чем отдаленнее от первой ступени производится впуск обводного пара, тем больше снижение экономичности от дросселирования пара, но тем большая может быть достигнута добавочная (перегрузочная) мощность.

Для того чтобы уменьшить потери, вызванные дросселированием обводного пара, иногда применяют двухкратное и даже трехкратное обводное регулирование, т.е. предусматривают перепуск свежего пара в две или три камеры в проточной части турбины.

Изменение относительного внутреннего КПД в зависимости от расхода пара для турбины однократным и двукратным обводным регулированием показано на рисунке 1.72.

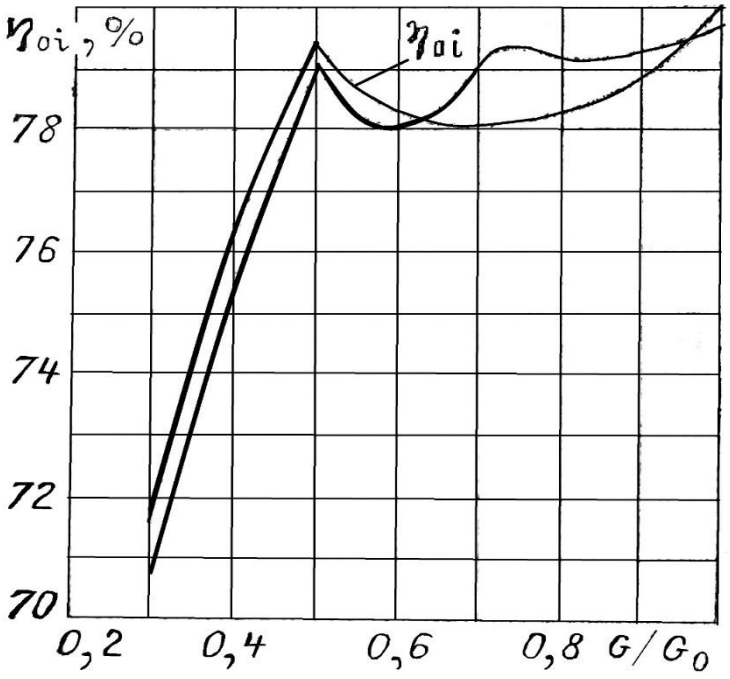


Рис.1.72. Относительный внутренний КПД турбины с обводным парораспределением в зависимости от расхода (верхняя кривая – однократный обвод, нижняя кривая – двукратный обвод)

При однократном обводе перегрузка турбины начинается с G/G_0 =0,5 и сражу же вызывает интенсивное снижение КПД из-за потерь дросселирования в обводном клапане.

Для устранения этого применяется двукратный обвод, который позволяет при отношении расходов 0,7 получить более высокий КПД.

Обводное парораспределение такого вида, как показано на рис.1.69 нерационально применять в турбинах, рассчитанных на высокую начальную температуру пара по двум причинам. Во-первых, при подводе свежего пара в промежуточную ступень такой турбины группа первых ступеней, а также корпус турбины подвергаются воздействию высокой температуры свежего пара, что приводит к необходимости выполнять корпус турбины из высоколегированной стали и резко повышает стоимость турбины. Во-вторых, поскольку регулирующая ступень турбины при экономическом режиме перерабатывает сравнительно малый теплоперепад (большинство турбин имеют одновенечные регулирующие ступени) и давление в камере регулирующей ступени лишь незначительно ниже начального, то достигнуть существенной перегрузки открытием регулирующего клапана к дополнительной группе не удается, так как увеличение расхода пара вызывает дальнейшее повышение давления в камере регулирующей ступени и сокращение пропуска пара через ранее открытые сопловые сегменты.

Кроме того, повышение давления в регулирующей ступени сопряжено с ухудшением её КПД и ростом температуры пара в камере регулирующей ступени, которая может оказаться недопустимой. Поэтому в турбинах с обводным регулированием, рассчитанных на высокую начальную температуру пара, вместо наружного применяют внутренний обвод пара, осуществляемый обычно из камеры регулирующей ступени в одну из промежуточных ступеней (рис.1.73). При этом после достижения экономической нагрузки и допустимых параметров пара в камере регулирующей ступени дальнейшее нагружение турбины производится одновременным открытием обводного клапана и регулирующего клапана, который управляет расходом пара через дополнительный сопловой сегмент регулирующей ступени.

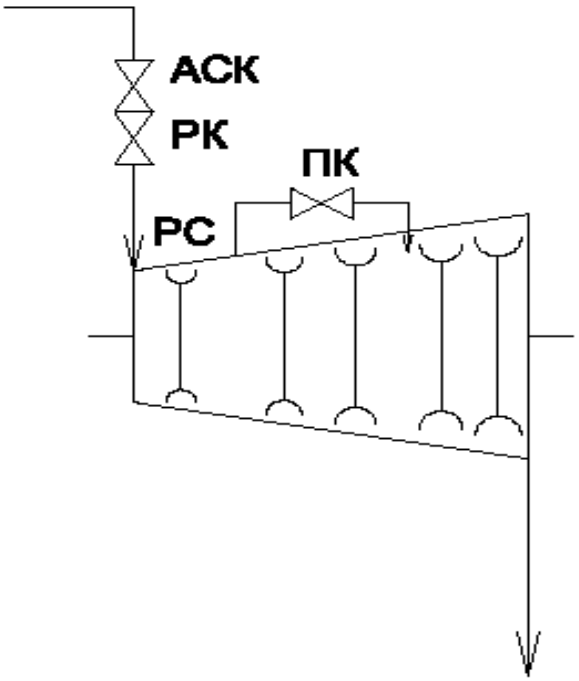


Рис.1.73. Схема парораспределения с внутренним обводом

Перемещения обводного клапана и клапана подвода свежего пара к дополнительной сопловой группе выбирают так, чтобы при повышении нагрузки сверх экономической давление в камере регулирующей ступени сохранялось приблизительно постоянным, а температура не превышала допустимого уровня. Такой вид обвода применяют иногда для обеспечения номинальной нагрузки турбины при снижении начального давления пара.

Характер изменения давления пара за регулирующими клапанами и в ступенях турбины, а также расходов пара через регулирующие и обводной клапаны при переменной нагрузке турбины с внутренним обводным регулированием показан на рисунке 1.74.

При измерении нагрузки от 0 до $0{,}8G_0$ работает обычное сопловое парораспределение с тремя сопловыми группами, которые открываются последовательно одна за другой. Давление пара p_1/p_0 в камере регулирующей ступени при этом изменяется пропорционально расходу пара.

При дальнейшем повышении нагрузки от $0{,}8G_0$ до полной открывается клапан дополнительной сопловой группы и клапан внутреннего обвода. При этом давление в камере регулирующей ступени и расходы пара через полностью открытые первые три клапана сохраняются неизменными. Давление же за четвертым клапаном p_{0IV}/p_0 и расход через него G_{IV}/G_0 соответственно возрастут.

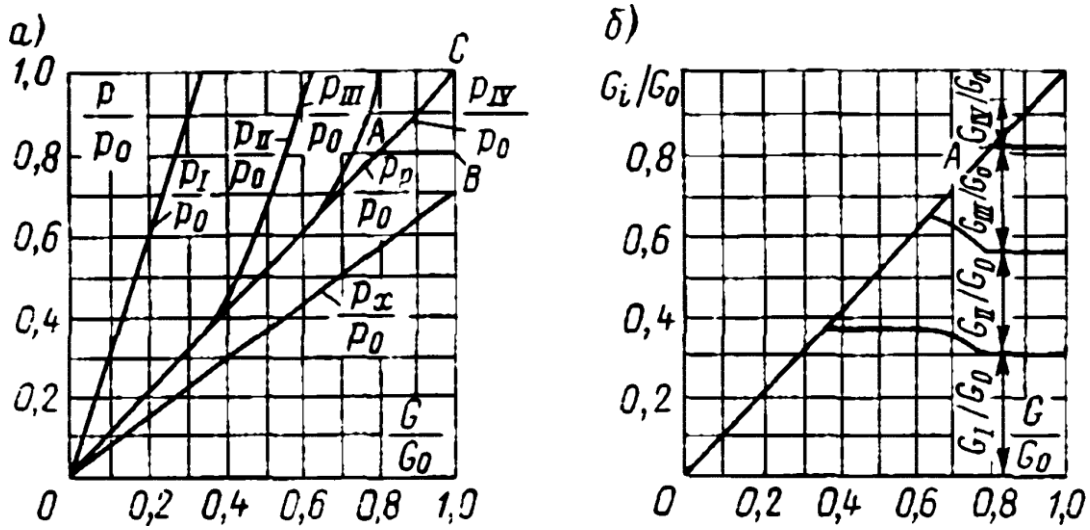


Рис. 1.74. Изменение давлений и расходов пара в турбинах с сопловым и внутренним обводным парораспределением.

Поскольку давление в камере перегрузки p_x по мере открытия внутреннего обвода повышается, а давление в камере регулирующей ступени p_1 остается неизменным расход пара через первую группу ступеней турбины согласно уравнению Флюгеля будет уменьшаться.

Если расход через первые три полностью открытые регулирующие клапана сохраняется прежним, то расход пара через обводной (пятый) клапан будет больше, через дополнительный регулирующий (четвертый) клапан, на столько, на сколько уменьшается пропуск пара через первую группу ступеней.

Выбор системы парораспределения

При выборе системы парораспределения надо исходить из назначения турбины.

Если турбина предназначена для покрытия базовой нагрузки, ее следует проектировать с максимально возможным КПД. Такая турбина должна работать по возможности с постоянной номинальной нагрузкой и может быть выполнена с небольшим числом регулирующих клапанов при сопловом иногда даже с чисто дроссельным парораспределением.

Однако нагрузка энергосистемы очень сильно меняется. Поэтому энергоблоки проектируют для работы не только при максимальной нагрузке, но и при значительно сниженной. В этом случае, при сопловом парораспределении снижение нагрузки турбины сопровождается значительно меньшим ухудшением экономичности.

Кроме экономности следует учитывать и надежность работы турбины. В турбине с сопловым парораспределением в лопатках регулирующей ступени воз-

можно возникновение значительных динамических напряжений изгиба из-за парциального подвода пара. Так же изменение нагрузки турбины при сопловом парораспределении приводит к значительно большим колебаниям температуры в промежуточной ступени, а, следовательно, и температуры корпуса турбины, чем при дроссельном парораспределении. Это обстоятельство особенно важно для турбины, предназначенных для работы в регулировочном диапазоне. Большие и резкие изменения температуры корпуса при этих режимах вызывают градиенты температур и термические напряжения в стенках корпуса турбины, снижающие маневренность и надежность турбины. Поэтому турбины с очень больших мощностей, особенно если они работают н насыщенном паре (турбины АЭС) обычно выполняют с дроссельным парораспределением.

В случае применения соплового парораспределения важно выбрать оптимальный располагаемый теплоперепад регулирующей ступени и оптимальное число сопловых коробок.

Поскольку КПД регулирующей ступени, выполненной с парциальным подводом пара и без использования выходной скорости при номинальной нагрузке ниже, чем КПД последних ступеней, КПД турбины в целом при расчетной нагрузке, тем больше, чем меньше расчетный теплоперепад регулирующей ступени.

В тоже время, увеличение располагаемого теплоперепада регулирующей ступени H_{op}^{pc} снижается давление p_1 в ее камере и тем самым сокращает утечку через переднее концевое уплотнение.

При режиме работы турбины с пониженной нагрузкой, давление в камере регулирующей ступени снижается пропорционально расходу, а располагаемый теплоперепад ступени соответственно возрастает. Увеличение теплоперепада вызовет рост скорости c_ϕ и нарушение относительных скоростей $\frac{u}{c_ф}$ (уменьшение), которое приводит к снижению КПД регулирующей ступени.

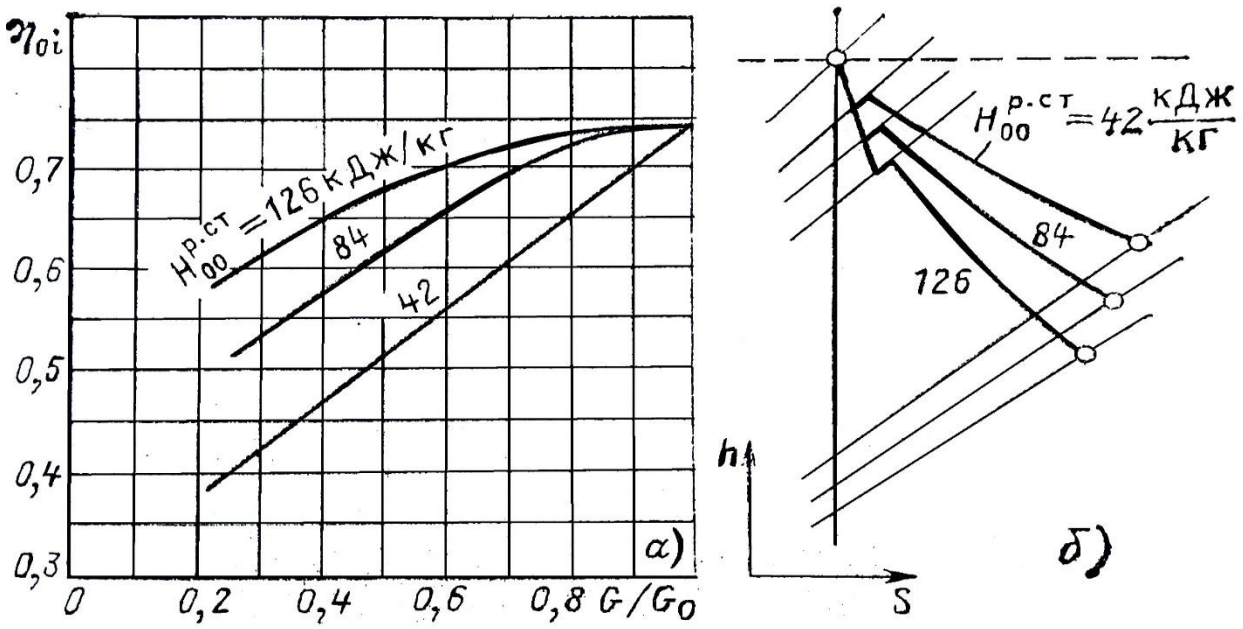


Рис.1.75 Влияние располагаемого теплоперепада регулирующей ступени на работу турбины при переменном режиме: а) КПД ступени, б) процесс расширения пара в *h,s*- диаграмме

Анализ *h,s* -диаграммы показывает, что при очень малых значениях теплоперепада H_{op}^{pc} регулирующей ступени сдвиг вправо точки конца процесса будет приближенно к линии h_0 =const, т.е. в этом случае сопловое парораспределение практически не отличается от дроссельного.

Таким образом, преимущества соплового парораспределения проявляются при большом расчетном теплоперепаде регулирующей ступени в режиме переменной нагрузки турбины.

Вместе с тем увеличение теплоперепада регулирующей ступени приводит к снижению экономичности турбины при полной нагрузке.

Отсюда следует, что для турбины, работающей длительное время с полной нагрузкой предпочтительно выбирать меньший теплоперепад регулирующей ступени, а для турбин, работающих с резко переменной нагрузкой, больший теплоперепад регулирующей ступени.

Вопрос о выборе числа сопловых сегментов, при сопловом парораспределении, и о влиянии числа регулирующих клапанов на экономичность турбин при сниженной нагрузке, обычно решается исходя из графика нагрузки турбины. На рис.1.76 представлены кривые изменения мощности турбины в зависимости от расхода пара через турбину для чисто дроссельного парораспределения (кривая *bc*) и для идеального соплового парораспределения с бесконечно большим числом сопловых групп – кривая *ba*. При полной нагрузке мощность турбин условно принята одинаковой

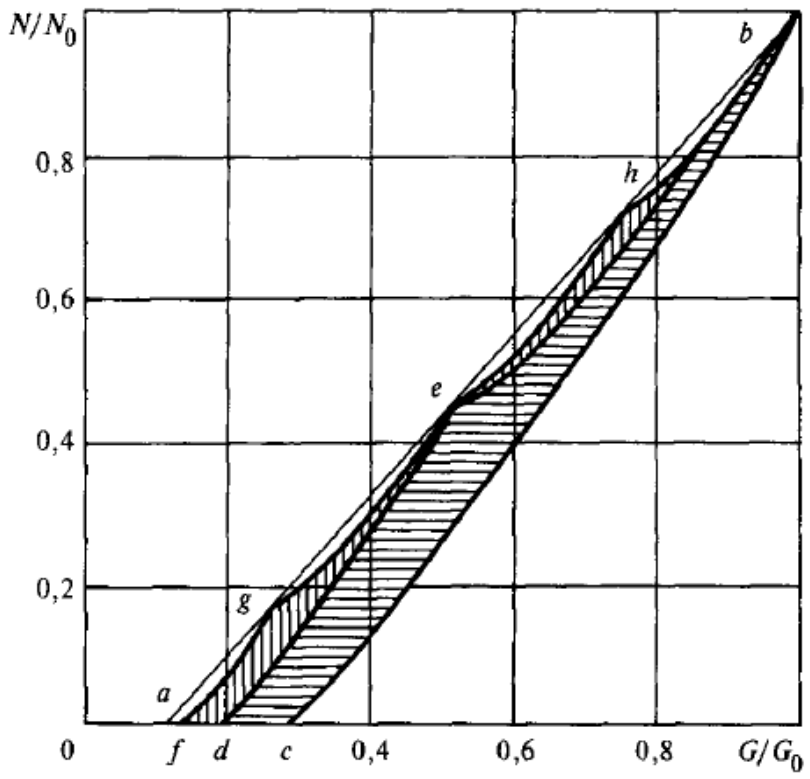


Рис. 1.76. Изменение мощности турбины в зависимости от изменения расхода пара при различных системах парораспределения: *bc*– зависимость изменения мощности от расхода при дроссельном парораспределении; *ba* – идеальное сопловое парораспределение.

При уменьшении расхода пара мощность турбины с дроссельным парораспределением снижется больше, чем мощность турбины с идеальным сопловым парораспределением.

Переход от четырех к большему числу сопловых групп дает совсем небольшую дополнительную мощность, хотя и усложняет при этом конструкцию турбины. Поэтому, как правило, при сопловом парораспределении применяют четыре сопловые группы и очень редко шесть-восемь сопловых групп.

Способ соединения сопловых каналов в отдельные регулировочные группы выбирается в зависимости от того, в каких пределах будет изменяться нагрузка проектируемой турбины в процессе эксплуатации и при каких мощностях она будет работать наиболее продолжительное время.

При выборе порядка открытия клапанов учитывают условия прогрева корпуса турбины. Из этих соображений, например, часто открывают одновременно два клапана, один из которых подает пар в нижнюю половину цилиндра, а другой – в верхнюю, чтобы обе части цилиндра разогревались одновременно.

Регулирование мощности турбины способом скользящего начального давления

С появлением блочной компоновки пуск турбины стали производить одновременно с растопкой котла, то есть на скользящих параметрах пара, причем не только повышение частоты вращения и включение генератора в сеть, но и повышение нагрузки турбины вплоть до полной осуществляется при постоянно нарастающих давлении и температуре свежего пара, при полностью открытых регулирующих клапанах.

При регулировании мощности органами парораспределения турбины котел и паропровода свежего пара постоянно находятся при номинальном давлении. При регулировании же мощности котлом, когда регулирующие клапаны турбины полностью открыты и нагрузка изменяется примерно пропорционально давлению свежего пара, длительная работа при пониженном давлении повышает надежность и долговечность поверхностей нагрева и паропроводов, идущих к турбине.

Кроме того, поскольку давление пара перед турбиной меняется (скользит) плавно, а температура пара поддерживается постоянной (номинальной), то при полностью открытых регулирующих клапанах температура большинства ответственных элементов турбины сохраняется неизменной. Благодаря этому при изменении нагрузки отсутствует неравномерность температурных полей в поперечных сечениях корпуса турбины, вызывающая термические напряжения, специфические для частичной нагрузки турбин с сопловым парораспределением: не появляются относительные тепловые расширения (или укорочения) ротора; снижаются изгибающие напряжения изгиба, особенно динамические, в лопатках первой ступени. Данные обстоятельства заметно улучшают надежность и маневренность турбины, упрощают конструкцию (путем отказа от сопловых коробок) и повышения

Для оценки изменения экономичности турбинной установки при переходе с клапанного регулирования мощности на регулирование мощности способом скользящего давления рассмотрим процесс расширения пара в *h,s*- диаграмме (рис.1.77) в ЦВД конденсационной турбины с высокими начальными параметрами и промежуточным перегревом, имеющей дроссельное парораспределение при расчетном расходе (G_0) и половинном (G/G_0) расходах пара для двух случаев:

1) при постоянном давлении свежего пара, т.е. $p_0=const$ и $h_0=const$ (сплошные линии);
2) при скользящем давлении свежего пара, т.е. $p_0=var$ и $t_0=const$ (штриховые линии).

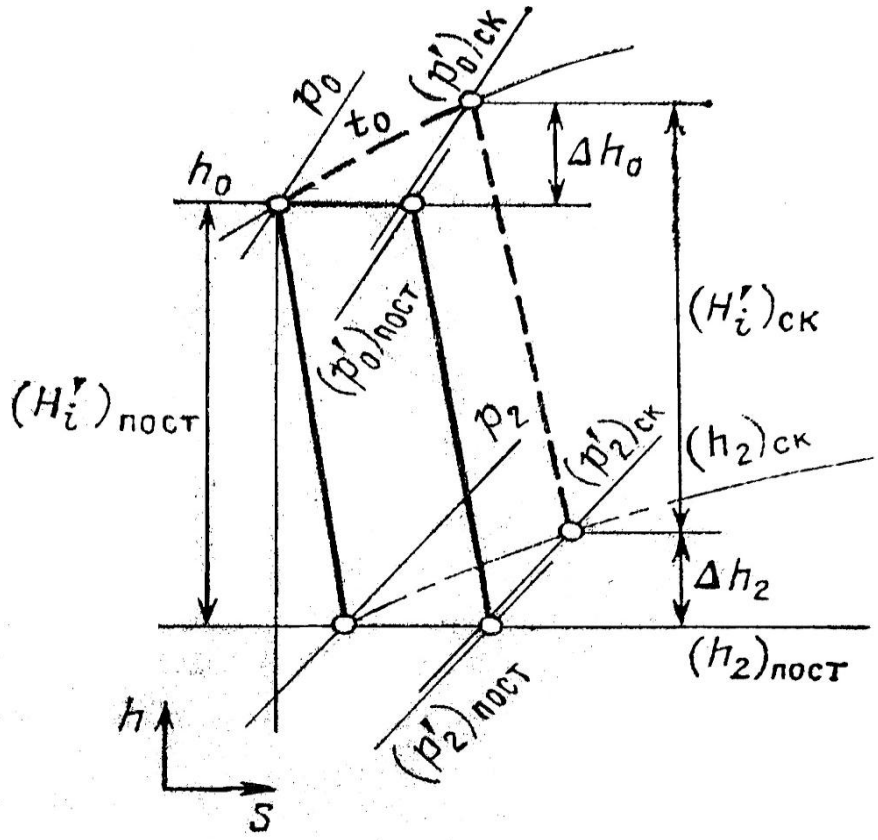


Рис. 1.77. Процесс расширения ЦВД с дроссельным пароораспределением при постоянном давлении(_____) и скользящим давлении(-------).

Если температура пара после промежуточного перегрева $t''_{пп}$ будет поддерживаться постоянной, то давление за ЦВД при полностью открытых клапанах ЦСД будем меняться пропорционально расходу пара, и при одном и том же значении отношения G/G_0 процессы расширения пара в ЦСД и ЦНД при скользящем давлении будет таким же, как и при дроссельном регулировании. Следовательно, использованные теплоперепады и мощность ЦСД и ЦНД не будут зависеть от способа регулирования, т.е. будут одинаковыми как при дроссельном регулировании, так и при скользящем давлении пара:

$$H_i^{\text{ЦСД+ЦНД}} = const \quad N_i^{\text{ЦСД+ЦНД}} = const$$

Давление перед первой ступенью ЦВД будет определяться расходом пара, причем при сниженной разгрузке в режиме скользящего давления $p_0^{ск}$ и постоянной начальной температуре $t_0=const$ оно будет несколько выше, чем при дроссельном регулировании и $h_0=const$, из-за большого удельного объема, обусловленного более высокой температурой.

Поскольку при скользящем давлении свежего пара температура и давление его перед первой ступенью ЦВД при сниженных нагрузках выше. Чем при дроссельном регулировании, то и начальная энтальпия выше, правда, на меньшую ве-

личину. Поэтому даже при значительном снижении нагрузки теплоперепад, а, следовательно, и КПД проточной части ЦВД в этом случае сохраняется почти постоянным, т.е. такими же, как и при полной нагрузке. При дроссельном регулировании, КПД уменьшается при снижении нагрузки из-за потерь от дросселирования в регулирующем клапане.

Таким образом, внутренняя мощность ЦВД при регулировании скользящим начальным давлением больше, чем при дроссельном регулировании на величину $\Delta h_{\text{ск}}$. Т.к. $\Delta h_0 > \Delta h_2$ значит $\Delta h_{\text{ск}} > 0$. Поскольку $\Delta h_{\text{ск}} > 0$, то $\eta_i^{\text{ск}} > \eta_i^{\text{пост}}$, т.е. регулирование мощности скользящим давлением с точки зрения экономичности при всех режимах частичного пропуска пара предпочтительней дроссельное регулирование с постоянным давлением.

Экономичность турбины с сопловым парораспределением может быть при скользящем давлении как выше, так и ниже чем при постоянном давлении. Расчеты показали, что при $\frac{G}{G_0} > 0{,}8$ экономичность несколько выше, а при $\frac{G}{G_0}$= 0,53-0,58 – она одинакова при скользящем, так и при постоянном давлении. При остальных режимах экономичность установки выше при постоянном давлении, поэтому с точки зрения тепловой экономичности наиболее выгодно комбинированное регулирование мощности: при малых нагрузках используют сопловое парораспределение при постоянной нагрузке, при больших нагрузках – при скользящем давлении.

Влияние отклонения параметров пара на мощности турбины при переменных режимах

При эксплуатации турбин отклонение начальных параметров от номинальных значений могут превышать допустимые. Это в свою очередь сопровождается изменением мощности и экономичности турбины, а также надежности отдельных ее элементов. Поэтому даже кратковременная работа турбины при изменении параметров свежего пара в большинстве случаев допускается после специальных расчетов на прочность наиболее напряженных деталей, либо после созданий нормальных условий их эксплуатации путем изменения расхода или внесения необходимых конструктивных изменений.

Влияние начального давления. Для всех турбин, не имеющих регулируемых отборов пара, в том числе и турбины с промежуточным перегревом, приращение мощности пропорционально изменению давления.

При полностью открытых клапанах увеличение начального давления пара вызывает перегрузку всех ступеней турбины, а особенно последней, давление за которой остается постоянной. При этом в конденсационных турбинах основная

опасность заключается в увеличении напряжений в рабочих лопатках, для турбин с противодавлением увеличения напряжения в диафрагме последней ступени.

Для приведения условной работы этих элементов к расчетным необходимо ограничить расход пара через турбину так, чтобы давление в камере регулирующей ступени не превышало допустимого. При длительной работе при повышенном начальном давлении, это достигается искусственным ограничением хода последнего регулирующего клапана, а при кратковременной работе - за счет введения в работу ограничителей мощности.

Если по условиям надежности генератора такой режим допустим, то для турбин такая перегрузка неопасна, т.к. в данном случае нерегулируемые ступени работает в расчетном режиме, а перегрузка регулирующей ступени значительно меньше той, которая возникает при режиме работы с одним полностью открытым клапаном.

Если генератор по условиям охлаждения или возбуждения такую нагрузку не допускает, необходимо сокращение расхода пара до достижения номинальной нагрузки. В этом случае давление пара в камере регулирующей ступени снизится, это приведет к небольшой разгрузке нерегулируемых ступеней и некоторой перегрузке регулирующей ступени по сравнению с расчетным режимом. Однако эти изменения не опасны как по условиям надежности упорного подшипника, так и по условиям перегрузки регулирующей ступени.

При повышенном начальном давлении пара кроме режима с полностью открытыми регулирующими клапанами, так же опасен режим с одним полностью открытым клапаном. В этом случае на регулирующую ступень приходится наибольший располагаемый теплоперепад и в рабочих лопатках возникают наибольшие изгибающие напряжения. При длительной работе с повышенным начальным давлением следует произвести настройку регулирующих клапанов для того, чтобы увеличить перекрышу второго клапана. Более раннее открытие второго клапана повысит давление в камере регулирующей ступени при полностью открытом первом клапане и снизит располагаемый теплоперепад в регулирующей ступени на данном режиме.

Снижение начального давления при постоянном открытии регулирующих клапанов турбины не вызывает опасности увеличения напряжений в ее деталях и может ограничиваться только условиями нормальной работы вспомогательных устройств, питающихся свежим паром. Изменение мощности турбины при незначительном отклонении начального давления и постоянном расходе пара в большей степени определяется условиями работы системы парораспределения.

В турбинах с дроссельным парораспределением при частичных нагрузках, изменение начального давления при постоянном расходе, практически не отра-

зится на мощности и режиме работы ступеней турбины, поскольку оно будет компенсироваться изменением дросселирования в дроссельном клапане.

При длительной работе турбины с повышенным начальным давлением и постоянном расходе необходимо произвести проверочный расчет на прочность паровых коробок, стопорных и регулирующих клапанов, а также корпусов турбины.

При длительной работе турбины с дроссельным парораспределением на пониженном начальном давлении, при постоянной нагрузке, рекомендуется удалять часть ее первых ступеней, с тем расчетом, чтобы новое начальное давление пара было равно давлению пара перед не удаленными ступенями при расчетном режиме. При этом так же необходимо снижать начальную температуру пара. В этом случае при номинальном расходе пара, мощность будет снижаться за счет уменьшения ее теплоперепада.

В турбинах с сопловым парораспределением, постоянство расхода обеспечивается изменением положения регулирующих клапанов и изменением расхода пара через частично открытую сопловую группу.

Отклонение давления свежего пара оказывает значительное влияние на мощность турбины, имеющее большое противодавление. Поэтому снижение давления пара перед турбиной, работающей с противодавлением приводит к большим потерям мощности, чем понижение давления перед конденсационной турбиной. Снижение давления свежего пара против номинального непосредственной угрозы для турбин с сопловым парораспределением не представляется, т.к. оно сначала приведет к полному открытию всех регулирующих клапанов, а затем при полностью открытых клапанах - к постепенному снижению мощности. При глубоком падении давления свежего пара нарушается работа вспомогательного оборудования. Поэтому снижение давления свежего пара допускается такое, при котором допускаемая работы вспомогательного оборудования с учетом скорости падения давления и времени необходимым для останова турбины.

При длительной работе турбины с сопловым парораспределением на пониженном начальном давлении, для увеличения ее мощности необходимо провести реконструкцию, увеличив проходное сечение сопл регулирующей ступени, таким образом, чтобы давление в камере регулирующей ступени было равно расчетному, что будет соответствовать расчетному расходу пара через турбину. В этом случае напряжение в диафрагмах и рабочих лопатках нерегулируемых ступеней не превысят расчетных значений. Мощность турбины при этом снижается из-за уменьшения располагаемого теплоперепада регулирующей ступени. Для достижения номинальной мощности, необходимо увеличить расход пара, что приведет к перегрузке в нерегулируемыхх ступенях и особенно последней. Допустимость режима работы определяется расчетами на прочность нерегулируемых ступеней, а также фланцевых соединений корпуса в зоне регулирующей ступени.

Влияние отклонения начальной температуры пара и температуры промежуточного перегрева на мощность турбины

Повышение температуры свежего пара вызывает следующие явления:

1. увеличение тепловых расширений и тепловых деформаций, что может явиться причиной повышенной вибрации турбоагрегата;
2. понижение прочностных свойств металла, в результате чего может возникнуть ослабление в посадке лопаток на диск, в затяжке болтовых соединений в головной части турбины и паровых коробок;
3. перегрузку лопаток регулирующей ступени в связи с увеличением ее теплоперепада.

Вопрос о допустимости работы турбины с повышенной начальной температурой пара решается с учетом выше перечисленных факторов. Особенно неприятным последствием повышения начальной температуры пара является ухудшение механических свойств пара.

При высоких температурах пара материал турбины подвержен ползучести и релаксации напряжений, при этом, снижается длительная прочность роторов высокого и среднего давления.

Поскольку деформации ползучести с течением времени накапливаются, в турбинах высокого давления регламентируется не только предельная температура пара, при которой работа турбины недопустима, но и время работы турбины на повышено допустимых по сравнению с нормальными (приблизительно 200-300 часов в год). При этом длительность одноразового повышения температуры также строго регламентируется.

Снижение температуры свежего пара сопровождается увеличением влагосодержания в последних ступенях турбины, что приводит к повышенному эрозионному износу лопаток.

При снижении начальной температуры пара уменьшается располагаемый теплоперепад и соответственно мощность турбины. Восстановление мощности можно было бы осуществить увеличением расхода пара через турбину, но это приведет к увеличению напряжений в элементах ее проточной части, перегрузке последней ступени конденсационной турбины, и росту осевого усилия. Поэтому, заводы-изготовители указывают необходимое ограничение нагрузки при снижении начальной температуры пара.

Работа турбины со сниженной начальной температурой и неизменным расходом, сопровождается уменьшением теплоперепадов во всех ступенях, кроме регулирующей. В связи с этим при постоянной окружной скорости, возрастает отношение $u/c_ф$ для каждой ступени и степень реактивности, что вызывает увеличение осевых усилий на подшипник. Быстрое снижение начальной температуры

может вызвать охлаждение ротора и сокращение его длины относительно статора с возникновением задеваний.

В турбинах с промежуточным перегревом, при номинальной температуре пара $t_{пп}$ изменение температуры свежего пара ведет к изменению расхода пара через ЧВД и соответственно через последующие ступени.

Изменение температуры пара после промежуточного перегрева при постоянной начальной температуре, также влияет на изменение режима работы как ЧВД, так и ступеней, находящихся после промежуточного перегрева. При увеличении температуры промежуточного перегрева $t_{пп}$, давление в промежуточном перегревателе возрастает. Это приводит к некоторой разгрузке ступеней ЧВД и к перегрузке последней ступени турбины. Понижение температуры промежуточного перегрева $t_{пп}$ приводит к понижению давления пара в промежуточном пароперегревателе, вследствие чего перегруженной оказывается последняя ступень ЧВД. При этом, ступени ЧСД и ЧНД будут работать с повышенной степенью реактивности, что приведет к изменению осевого усилия в турбине.

Работа турбины при значительном снижении начальной температуры пара и пара после промежуточного перегревателя не допускается. В инструкциях по эксплуатации указывается порядок снижения допустимой нагрузки при снижении указанных температур.

Влияние конечного давления пара на мощность турбины

В процессе эксплуатации конденсационных турбин давление в конденсаторе изменяется в зависимости от времени года, изменения паровой нагрузки конденсатора, загрязнения трубок, ухудшения воздушной плотности вакуумной системы и ряда других причин, влияющих на работу конденсационной установки.

При изменении конечного давления изменяются располагаемый теплоперепад, внутренние и относительные КПД последних ступеней, потеря с выходной скоростью, расход пара в конденсатор (при фиксированном общем расходе пара на турбоустановку) и его конечная влажность.

Изменение конечного давления главным образом сказывается на режиме работы последней ступени. При этом следует различать два возможных режима работы последней ступени:

1. с докритическими скоростями истечения из рабочих лопаток.
2. при сверхкритических скоростях истечения, с дополнительным ускорением пара в косом срезе рабочих лопаток.

При работе последней ступени конденсационной турбины, в докритическом режиме, при увеличении конечного давления располагаемый теплоперепад турбины уменьшается, особенно в последних ступенях, что приводит к изменению

влажности пара, потерь с выходной скоростью и расходу пара в последней регенеративный подогреватель.

В турбине с противодавлением относительное изменение конечного давления пара влияет в большей степени на режим ее работы, чем в конденсационной. Это объясняется сравнительно малым теплоперепадом, приходящемся на турбину, и отсутствием критических скоростей в ее нерегулируемых ступенях.

Если регулирующая ступень турбины с противодавлением работает в критическом режиме, понижение противодавления не вызывает изменение расхода пара через турбину. При увеличении противодавления, расход сохраняется постоянным до тех пор, пока в регулирующей ступени не наступит докритический режим.

Для режимов с докритической скорость истечения из рабочей решетки последней ступени существует прямо пропорциональная зависимость между превращением теплоперепада и приращением мощности. При сверхкритических скоростях истечения пара из рабочей решетки последней ступени изменение конечного давления пара $p_к$ не сказывается на параметрах пара перед ступенью. Поэтому, мощность всех ступеней турбины, кроме последней, останется постоянной, а мощность турбоустановки будет меняться только в результате изменения окружной составляющей скорости выхода пара из рабочей решетки последней ступени. При наступлении сверхкритического режима истечения прямая зависимость между приращением теплоперепада и приращением мощности будет нарушена. Понижение давления за ступенью сопровождается отклонением потока пара в косом срезе сопл и лопаток. До тех пор, пока не будет достигнуто предельное расширение в косом срезе, будет происходить увеличение мощности турбины по мере снижения давления отработавшего пара. Для конденсационных турбин, давление отработавшего пара, соответствующее режиму, при котором исчерпывается расширительная способность косого среза сопл и лопаток и прекращается прирост мощности, называется – *предельный вакуум*. При эксплуатации предельный вакуум не достигается, так как быстрее устанавливается *экономический вакуум*, при котором полезная мощность турбоустановки, при данном расходе пара в конденсаторе, достигает максимального значения.

Эксплуатация турбин при изменяющимся давлении отработавшего пара оказывает влияние на надежность ее отдельных элементов. Повышение конечного давления пара в конденсационной турбине приводит к уменьшению ее теплоперепада, причем изменение это приходится только на несколько последних ступеней. Напряжение в этих ступенях уменьшается, но увеличиваются степени реактивности, что приводит к росту осевых усилий. Однако при значительном ухудшение вакуума турбины возникают опасения за надежность работы упорного подшипника. Кроме того, значительное ухудшение вакуума сопровождается увеличением температур выхлопного патрубка, а это в свою очередь может явиться

причиной расцентровки агрегата и недопустимой вибрации. Поэтому значительное повышение конечного давления не допускается, и турбины снабжаются защитой от ухудшения вакуума.

Повышение давления $p_к$ в режимах малых объемных расходов Gv (вблизи холостого хода и на малых нагрузках) может вызвать автоколебания рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин.

Понижение конечного давления пара в конденсационных турбинах, приводит к перегрузке ее ступеней (в первую очередь последней ступени) за счет увеличения срабатываемого в них теплоперепада. После возникновения в последней ступени критического режима истечения дальнейшее увеличение теплоперепада будет приходится только на нее.

В турбинах с противодавлением при понижении конечного давления пара, в тяжелых условиях оказывается последняя ступень, диафрагма которой будет подвергаться увеличенным механическим напряжениям. Поэтому в современных турбинах с противодавлением существует защита от перегрузки последней ступени при резком понижении конечного давления.

В условиях работы турбин с переменным противодавлением, необходимо обращать внимание на изменение осевого усилия, поскольку у турбин с противодавлением при изменении конечного давления относительное изменение усилия будет более значительным, чем у турбин конденсационного типа. С увеличением противодавления у этих турбин значительная часть последних ступеней будет работать с пониженными теплоперепадами, что приведет к увеличению ступени реактивности этих ступеней и к соответствующему росту осевого усилия.

Понижение противодавления вызывает увеличение перепадов давлений и теплоты в нерегулируемых ступенях, причем больше всего они возрастают в последней. Для того, чтобы напряжение в диафрагмах и рабочих лопатках этих ступеней не превосходили допустимых, следует сократить расход пара.

Для турбин с противодавлением, работа с пониженным противодавлением, может вызвать перегрузку упорного подшипника.

1.7. Диаграммы режимов

В общем случае, диаграмма режимов выражает в графической форме зависимость между электрической мощностью турбины ($N_э$), расходом пара (G_0), тепловой нагрузкой потребителя ($Q_п(Q_т)$), давлением пара отпускаемого потребителю ($P_п$ ($P_т$)), расходом охлаждающей воды ($W_{св}$) и иногда рядом других параметров, определяющих режим работы турбоустановки:

$$F\ (N_э, G_0, Q_п, Q_т, P_п, P_т, W_{св}, ...)=0 \qquad (7.1)$$

Данное уравнение на плоскости можно представить графически, только если число переменных не превышает трех. В противном случае изображение диаграммы режимов на плоскости может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных приближенными зависимостями, что вносит погрешность в диаграмму тем большую, чем больше число переменных в уравнении (7.1). Поэтому целесообразно ограничить число независимых параметров, участвующих в диаграмме режимов. При этом следует учитывать, что влияние отдельных параметров на мощность не одинаково. Для обеспечения конечной высокой точности, диаграмму режимов выполняют в виде нескольких самостоятельных графиков. Основной график, обычно называемой *диаграммой режимов*, выражает зависимость между мощностью турбины и расходом пара. Дополнительные графики, называемые *поправочными кривыми к диаграмме режимов*, определяют влияние изменения каждого из остальных параметров на мощность турбины. В состав диаграммы режимов входят также некоторые вспомогательные кривые: зависимости температуры питательной воды от расхода свежего пара, а также возможного минимального давления в регулируемом отборе от расходов пара и отбора и др.

Основная диаграмма выполняется с высокой точностью, поскольку число переменных ограничено. Поправочные кривые выполняют обычно с некоторой погрешностью, как правило, несколько процентов общей мощности турбины. Наличие диаграммы режимов позволяет графически установить связь между параметрами уравнения (7.1) и выделить область возможных режимов работы турбоустановки. Диаграмма режимов нашла широкое применение при проектировании и эксплуатации тепловых электростанций.

1.7.1. Диаграмма режимов турбин с противодавлением тип Р

Диаграмма режимов выражает зависимость расхода свежего пара G_0 от электрической мощности $N_э$ и противодавления $p_п$

$$G_0 = f(N_э, p_П) \quad (7.2)$$

Из трех параметров наименьшее влияние на режимы оказывает конечное давление (противодавление p_n). Поэтому, диаграммы режимов турбины с противодавлением выполняется (рис.1.78) в виде сетки кривых $G_0 = f(N_э)$, полученных в результате пересечения трехмерной плоскости, описываемой уравнением (7.2), плоскостями p_n=const.

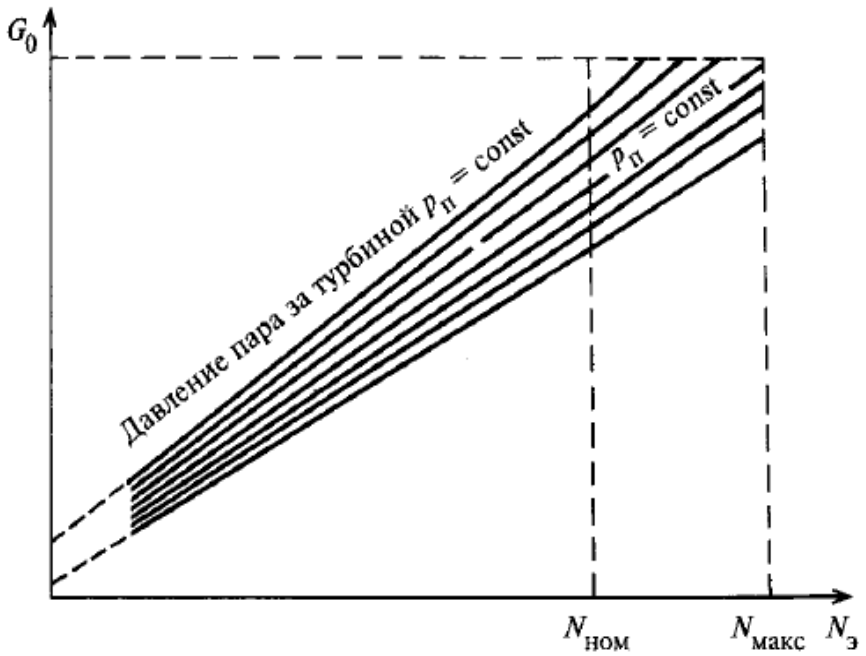


Рис.1.78. Диаграмма режимов турбины с противодавлением

1.7.2. Диаграмма режимов турбин с одним регулируемым отбором

В общем случае, диаграмма режимов выражает зависимость между электрической мощностью $N_э$, расходом пара на турбину G_0 и в отборе G_n и давлением пара, идущего в отбор p_n.

$$G_0 = f(N_э, G_П, p_П) \quad (7.3)$$

Из этого уравнения можно исключить давление отбора p_n, заменив его влияние поправочными кривыми, которые будут выполнены с относитьльно малой погрешностью. Тогда, зависимость может быть построена на плоскости, в виде серии кривых $G_0 = f(N_э)$ при $G_П = const$ (рис.1.79)

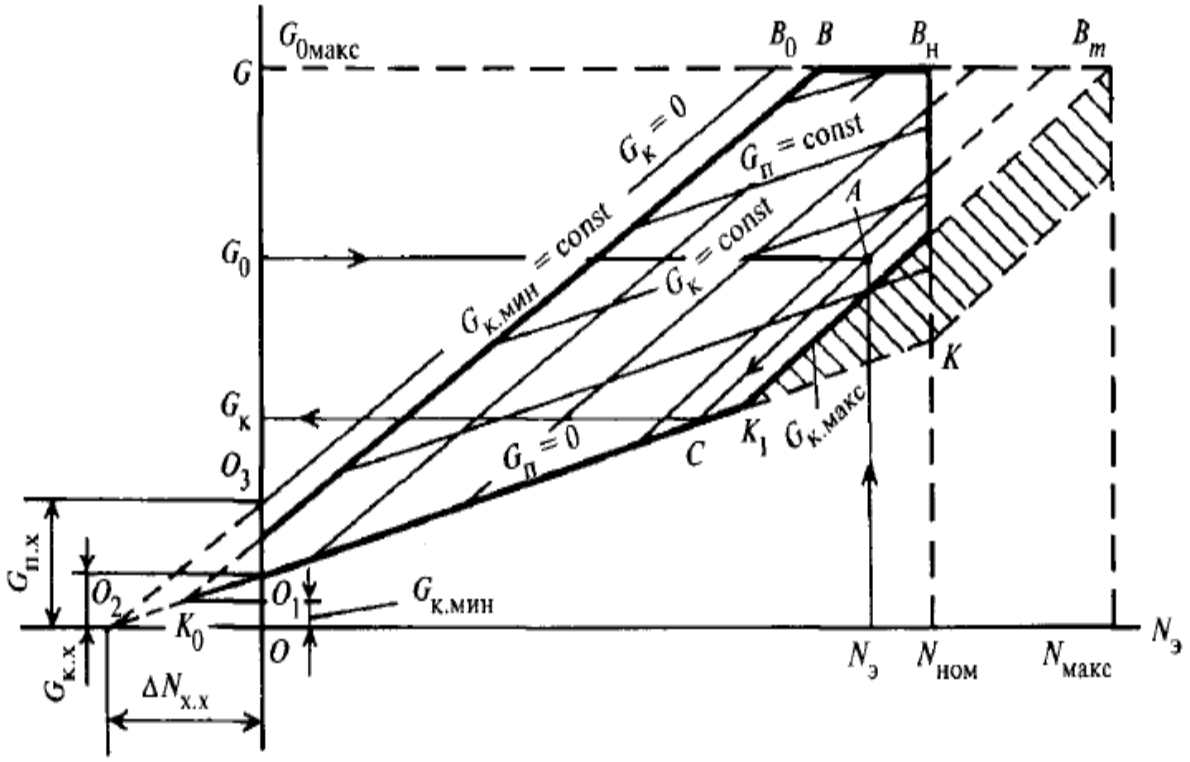


Рис. 1.79. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором

Основой диаграммы режимов являются граничные линии, построенные для наиболее характерных режимов работы турбины.

Конденсационный режим. Математически зависимость расхода пара от мощности определяется при $G_{\text{П}} = 0$.

Графически построение линии конденсационного режима производится по двум точкам: точке *К*, соответствующей максимальному расходу пара, идущего в конденсатор, при номинальной электрической мощности $N_{ном}$, и точке O_1, отсекающей отрезок OO_2, условно определяющий потери мощности турбины ΔN_{xx} на преодоление сопротивления холостого хода.

В действительности зависимость $G_0 = f(N_э)$ при конденсационном режиме имеет более сложный вид, определяемый способом парораспределения, характером изменения η_{oi}, температуры отработавшего пара в ЧВД и рядом других факторов.

Режим работы турбины с противодавлением. Изменение расхода пара на турбину определяется выражением (9.3) при $G_к=0$ и $G_0 = G_п$.

Приближенная зависимость расхода пара от мощности в случае, когда весь пар после ЧВД поступает в отбор, в диаграмме режимов (рис 9.2.) изображается прямой линией, проходящей через точку O_2, характеризующую потерю мощности на холостом ходе, и точку O_3, в которой $G_0 = G_{п\,х}$. ($G_{п\,х}$ – расход пара на холостой ход при режиме с противодавлением). Точка B_0, лежащая на линии конденсаци-

онного режима $G_к=0$, соответствует режиму работы с максимальным расходом пара через турбину. В качестве линии режимов работы турбины с противодавлением и минимальным расходом пара в конденсатор следует рассматривать линию K_0B, параллельную O_2B_0 и расположенную ниже ее. Ордината точки K_0 характеризует минимальный расход пара в конденсатор $G_{к.мин}$ (минимальный пропуск пара в конденсатор, необходимый по условиям надежности).

Режим работы с постоянным отбором пара ($G_п=const$). Характеристики конденсационного режима и режима работы с постоянным отбором отличаются друг от друга на постоянную величину $\gamma_п G_п$. Следовательно, на диаграмме режимов линии, изображающие режим $G_п=const$, будут располагаться параллельно линии конденсационного режима.

Левой границей характеристик турбины при $G_п=const$ служит линия работы турбины с противодавлением, на которой $G_п= G_{кмин}$ (при отсутствии нерегулируемых отборов), а правой – линия $KB_н$ постоянной номинальной мощности турбины $N_{ном}$. Верхняя часть диаграммы режимов ограничивается отрезком $BB_н$ на линии максимального расхода пара через турбину $G_{0макс}$ (точка $B_н$) между линиями $G_{к.мин}= const$ и $N_{ном}= const$.

Кроме обязательного семейства линий, определяющих зависимость мощности турбины от расхода пара при различных значениях отборов $G_п=const$, диаграмма режимов имеет сетку линий $G_к=const$ при постоянных расходах пара в конденсатор (ЧНД). Линии $G_к=const$ представляют собой прямые, параллельные характеристике режима работы турбины с противодавлением $G_{кмин}=const$. Из этого семейства существенное влияние имеет серия линий $G_{кмакс}=const$ отвечающая максимальному расходу пара в конденсатор.

1.7.3. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара

Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины $N_э$, расходом пара на турбину G_0, расходами пара в верхний (производственный) $G_п$ и нижний (теплофикационный) $G_т$ отборы.

$$G_0 = \mathrm{f}(N_э, G_П, G_Т) \qquad (7.4)$$

Влияние остальных параметров уравнения (9.1) учитывается поправочными кривыми.

Диаграмма режимов выполняется на плоскости в двух квадрантах (рис.1.80). В верхнем квадранте строится зависимость $G_0=f(N_{эусл}, G_п)$, которая выражает диаграмму режимов условной турбины при работе с нулевым расходом пара в отопи-

тельный отбор. Ее построение выполняется так же, как и для турбины с одним отбором пара. Нижней границей этой диаграммы служит линия производственного отбора $G_n=0$. Сверху диаграмма ограничена линиями максимальных расходов пара на турбину $G_{0макс}=const$ и в производственный отбор $G_{пмакс}=const$, а также линией $G_{ЧНД}$, характеризующей количество пара, входящее в ЧСД.

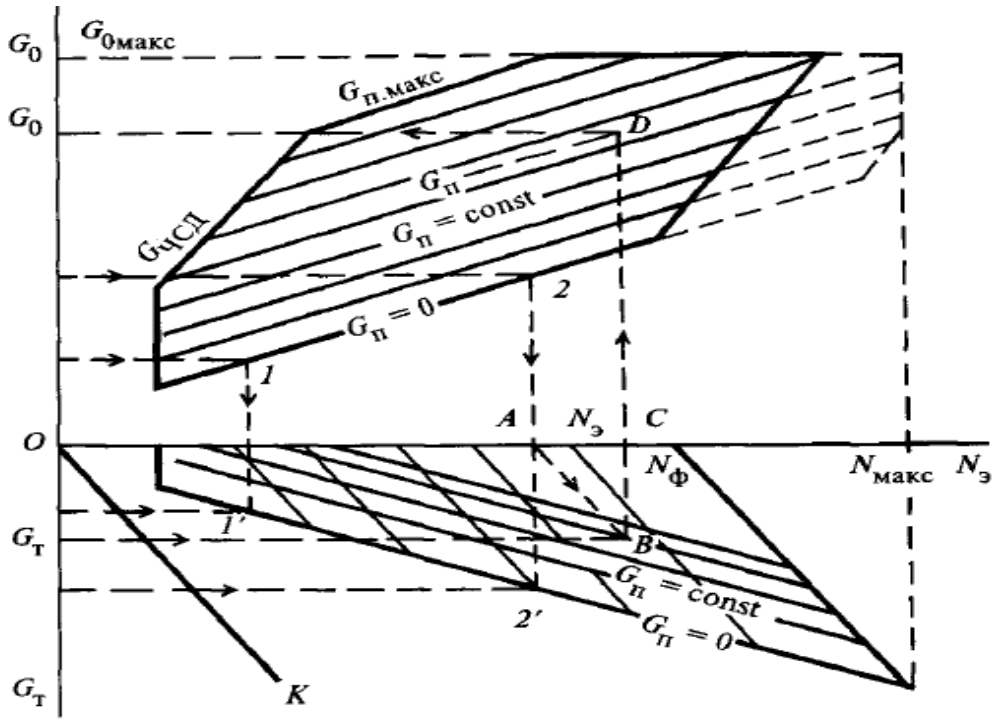


Рис. 1.80. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара

В нижнем квадранте строится линия ОК, связывающая нижний отопительный отбор G_m с дополнительной мощностью ΔN_m, и наносится сетка параллельных ей прямых. Кроме того, наносятся граничные линии $G_m=const$ для теплофикационного отбора. Они отображают максимальный расход пара производственного отбора $G_{пмакс}$.

Пользуясь такой диаграммой (см.рис.1.80), можно для турбины с двумя регулируемыми отборами пара по трем известным величинам уравнения (7.4) найти четвертую.

1.7.4. Диаграмма режим турбины с двумя отопительными отборами пара

Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины $N_э$, тепловой нагрузкой Q_m, расходом пара на турбину G_0, температурой сетевой воды t_{2c} идущей потребителю:

$$F(N_э, Q_m, G_0, t_{2c})=0 \qquad (7.5)$$

Диаграмма режимов строится по методу разделения свежего пара на 2 потока: теплофикационный $G_{0т}$ и конденсационный $G_{0к}$. Соответственно мощность турбины условно принимается равной сумме мощностей теплофикационного $N_{эт}$ и конденсационного потоков $N_{эк}$.

С учетом этого зависимость (7.5) можно представить в следующем виде:

$$G_0 = f_2(N_{эт}, t_{2c}) + G_{0к} = f_3(N_{эк}) \qquad (7.6)$$

Диафрагма строится в трех квадрантах (рис.1.81).

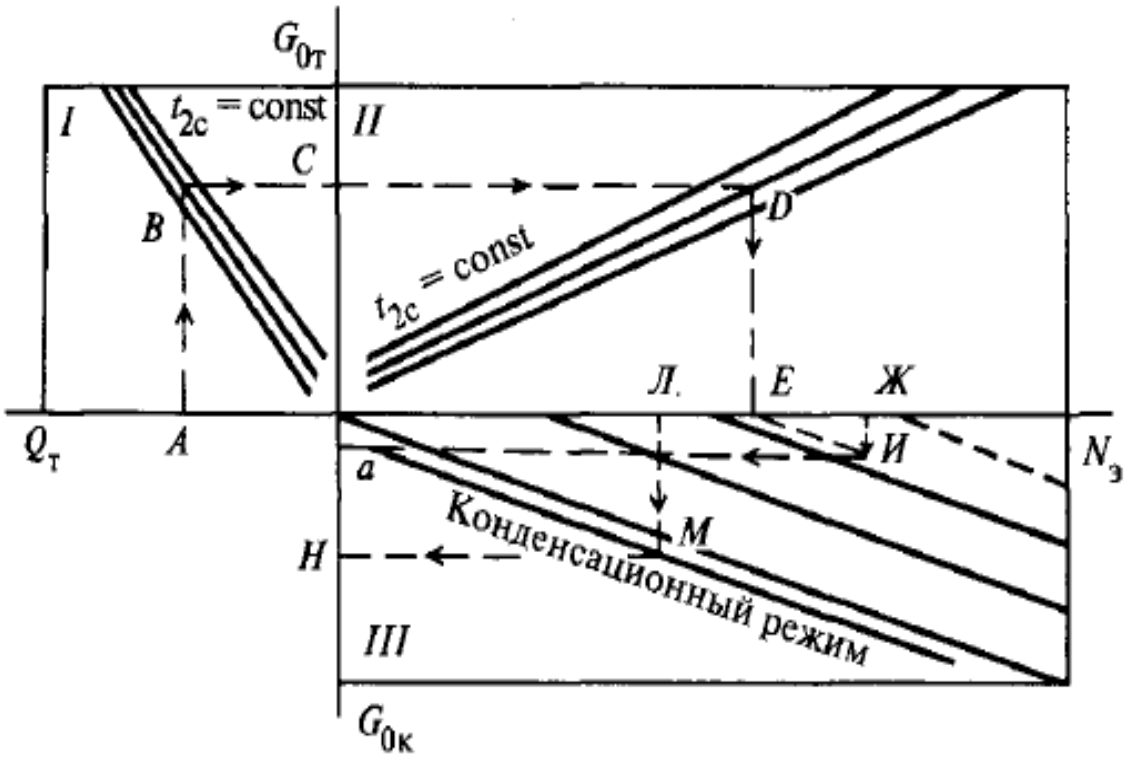


Рис. 1.81. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами

Первый квадрант (левый верхний угол) выражает зависимость расхода пара на турбину от тепловой нагрузки при работе по тепловому графику $G_{0т}=f_1(Q_т, t_{2c})$. Второй квадрант (правый верхний угол) представляет зависимость расхода пара на турбину от ее мощности, при различных значениях t_{2c} и работе по тепловому графику $G_{0т}=f_2(N_{эт}, t_{2c})$. Третий (нижний) квадрант характеризует работу турбины по электрическому графику и выражает зависимость конденсационного расхода пара от мощности, вырабатываемой этим потоком $G_{0к}=f_3(N_{эк})$.

Общий расход пара на турбину в соответствии с (7.6) находится суммированием расходов пара, полученных во втором и третьем квадрантах. В третьем

квадранте наносят также линию чисто конденсационного режима турбины без тепловой нагрузки (линия *а*), которая лежит ниже линий $G_{0к}=f(N_{эк})$.

1.8. Конденсационные установки паровых турбин

1.8.1. Принципиальная схема конденсационной установки. Устройство конденсатора

Конденсатор – теплообменный аппарат, предназначенный для конденсации отработавшего в турбине пара. Конденсация происходит при соприкосновении пара с поверхностью, температура который ниже, чем температура насыщения при данном давлении в конденсаторе. Конденсация сопровождается выделением теплоты, затраченной ранее на испарение жидкости, которая отводится при помощи охлаждающей среды.

В зависимости от вида охлаждающей среды конденсаторы разделяют на *водяные* (охлаждающая среда - вода) и *воздушные* (охлаждающая среда – воздух (применяются в Китае, Канаде, США, Германии и ряде других стран)). Современные паротурбинные установки в нашей стране снабжены водяными конденсаторами. Водяные конденсаторы делятся на два типа: *смешивающие* и *поверхностные.* В смешивающих конденсаторах пар конденсируется на поверхности капель охлаждающей воды. В поверхностных конденсаторах пар и охлаждающая вода разделены стенками металлических трубок.

Принципиальная схема конденсационной установки представлена на рисунке 1. 82. Конденсационная установка паровой турбины состоит из собственно конденсатора и дополнительных устройств, обеспечивающих его работу. Подача охлаждающей воды в конденсатор (1) осуществляется циркуляционным насосом (2). Конденсатные насосы (3) служат для откачки из нижней части конденсатора конденсата и подачи его в систему регенеративного подогрева питательной воды. Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления воздуха, поступающего в турбину и конденсатор вместе с паром и через неплотности фланцевых соединений, концевые уплотнения и др.

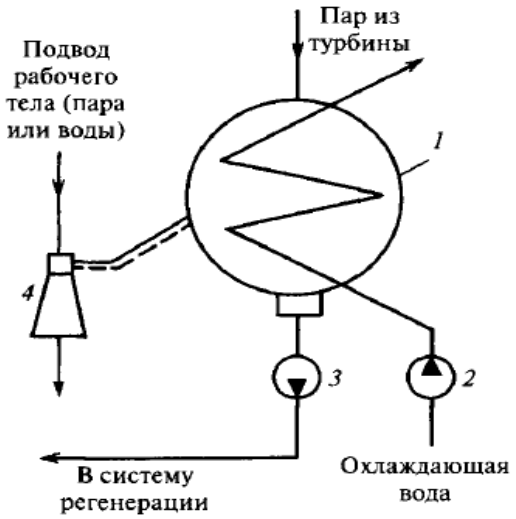


Рис.1.82. Принципиальная схема конденсационной установки: 1- конденсатор; 2 – циркуляционный насос; 3 – конденсатный насос; 4 – воздухоотсасывающее устройство (эжектор)

Схема простейшего поверхностного конденсатора приведена на рисунке 1.82. Он состоит из корпуса, торцевые стороны которого закрыты трубными досками. В эти доски завальцованы конденсаторные трубки, сообщающиеся с водяными камерами. Передняя водяная камера разделяется горизонтальной перегородкой, которая делит все конденсаторные трубки на две секции, образующие так называемые «ходы» воды (на схеме два хода). Вода поступает в водяную камеру через патрубок и проходит по трубкам, расположенным ниже перегородки. В задней камере вода переходит во вторую (верхнюю) секцию трубок. По трубкам этой секции вода идет в обратном направлении, совершая второй «ход», попадает в переднюю камеру и через выходной патрубок удаляется из конденсатора. Число ходов воды бывает от одного до четырех, в соответствии, с чем устанавливается число разделительных перегородок в водяных камерах. В современных конденсаторах турбин большой единичной мощности число ходов охлаждающей воды редко превышает два.

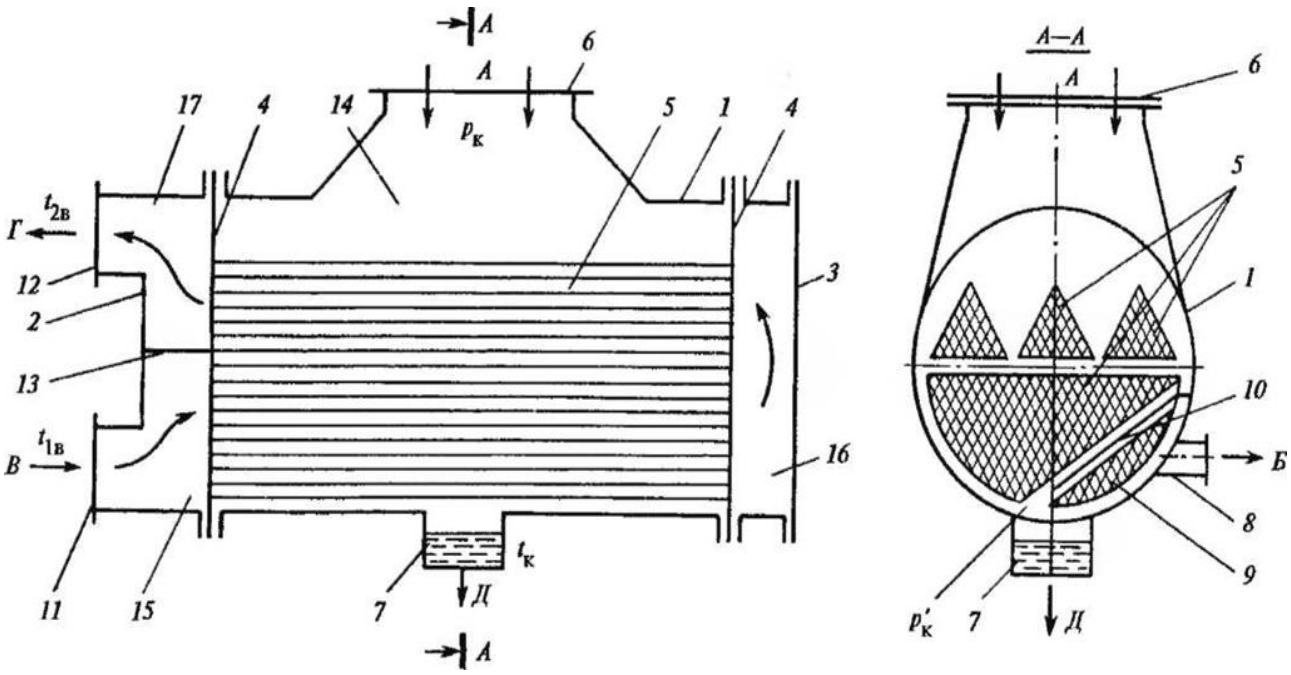


Рис.1.83 – Схема двухходового поверхностного конденсатора: 1 – корпус; 2, 3 – крышки водяных камер; 4 – трубные доски; 5 – конденсаторные трубки; 6 – приемный паровой патрубок; 7 – конденсатосборник; 8 – патрубок паровоздушной смеси; 9 – воздухоохладитель; 10 – перенаправляющий щит; 11,12 – входной и выходной патрубки для воды; 13 – разделительная перегородка; 14 – паровое пространство конденсатора; 15 -17 – соответственно входная, поворотная и выходная охлаждающей воды; А – вход отработавшего пара; Б – отсос паровоздушной смеси; В, Г – вход и выход охлаждающей воды; Д – отвод конденсата.

Основными функциями конденсатора являются:

1. Превращение отработавшего пара в воду. Пар, поступающий из турбины в паровое пространство конденсатора, конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода. Теоретической основой обеспечения низкого давления пара в конденсаторе является однозначная связь между давлением и температурой конденсирующейся среды. Температура конденсации определяется климатическими условиями, и составляет $t_к$=25-45 ^{0}С. Следовательно, давление в конденсаторе, в зависимости от режима, $P_к$ = 3-10 кПа. Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конденсаторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю часть корпуса конденсатора, а затем в конденсатосборник.

2. Удаление паровоздушной смеси. Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т.п. Наличие воздуха уменьшает теплоотдачу от пара к поверхности охлаждения. Удаление воздуха (точнее, паровоздушной смеси) из конденсатора производится

воздухоотсасывающим устройством через патрубок (*8).* В целях уменьшения объема отсасываемой паровоздушной смеси ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки (*10)* отсеке конденсатора — воздухоохладителе (*9).*

3. Утилизация невостребованного пара. При пусках и остановах, когда котел вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или, когда параметры пара не соответствуют необходимым, его направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потерь дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности приема такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

4. Сбор конденсата из коллекторов дренажей. В конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей.

5. Ввод добавочной химически очищенной воды. В конденсатор вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

6. Третья ступень подогрева сетевой воды. Часть трубок конденсатора выделяется в специальный теплофикационный пучок. Обычно в 15% трубок конденсатора подается не охлаждающая, а сетевая вода. Сетевая вода проходит сначала через встроенный пучок, нагревается там на 2^0С и подается на сетевые подогреватели.

1.8.2. Тепловые процессы в конденсаторе

В конденсатор поступает не чистый пар, а смесь пара с неконденсирующимися газами (в основном с воздухом), которую принято называть паровоздушной смесью. Отношение количества воздуха $G_в$, попадающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара $G_п$ называется *относительным содержанием воздуха* - $\varepsilon = \frac{G_В}{G_П}$. Значение ε зависит от качества монтажа; ухода за конденсационной установкой; типа конденсационной установки, ее мощности и нагрузки; конструктивных размеров и других факторов.

Наличие воздуха в конденсаторе отражается на тепловых процессах. При входе в конденсатор, относительное содержание воздуха очень мало, и парциальное давление пара $p_п$ практически оказывается равным давлению в конденсаторе $p_к$. По мере прохождения паровоздушной смеси через конденсатор к месту отсоса пар конденсируется и относительное содержание воздуха растет, вследствие этого парциальное давление $p_п$ падает. Вместе с тем давление в зоне отсоса меньше, чем на входе в конденсатор $(p'_к < p_к)$. Разность давлений на входе в конденсатор $(p_к)$ и выходе из него $(p'_к)$ называется *паровым сопротивлением* конденсатора:

$$\Delta p_к = p_к - p'_к$$

В зоне отсоса парциальным давлением воздуха $p_в$ нельзя пренебречь, так как оно в значительной мере повышается вследствие увеличения плотности воздуха и относительного содержания его в паровоздушной смеси.

В конденсатор, как правило, поступает влажный пар, температура конденсации которого однозначно определяется парциальным давлением пара: меньшему парциальному давлению пара соответствует меньшая температура насыщения. Таким образом, по мере движения паровоздушной смеси к месту отсоса и конденсации пара температура пара в конденсаторе уменьшается, так как снижается парциальное давление насыщенного пара. Это происходит из-за присутствия воздуха и возрастания его относительного содержания в паровоздушной смеси, а также наличия парового сопротивления конденсатора и снижения общего давления паровоздушной смеси. Особенно заметное влияние на температуру пара воздух оказывает в зоне отсоса паровоздушной смеси.

Процесс конденсации пара условно можно разделить на два этапа: первый, характеризуемый отсутствием сколько-нибудь заметного влияния воздуха на температуру пара, и второй, где это влияние начинает резко проявляться. Влияние воздуха на втором этапе процесса конденсации сказывается не только на понижении температуры пара, но и на интенсивности процесса теплопередачи от паровоздушной смеси к охлаждающей воде.

Поскольку условия теплопередачи в начальной и конечной стадиях процесса конденсации различны, то для каждой из них в конденсаторе имеется своя теплообменная поверхность, сконструированная с учетом присущих ей особенностей: *зона массовой конденсации,* обеспечивающая протекание первого этапа процесса, при котором конденсируется основная масса пара при ничтожно малом изменении температуры, и *воздухоохладитель,* предназначенный для снижения количества отсасываемого пара в паровоздушной смеси.

Следствием понижения парциального давления и температуры насыщенного пара из-за наличия воздуха и парового сопротивления конденсатора является *переохлаждение конденсата,* под которым понимают разность температуры насыщенного пара $t_п$ при давлении паровоздушной смеси $p_к$ на входе в конденсатор и температуры конденсата $t_к$ при выходе из конденсатора

$$\Delta t_к = t_п - t_к$$

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 нагрев конденсата (используемого для питания котлов), а главное — сопровождается возрастанием количества растворенного в конденсате кислорода, вызываю-

щего коррозию трубной системы регенеративного подогрева питательной воды котла. Насыщение конденсата коррозионно-активными газами объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное растворение газов из парогазовой смеси. Процесс абсорбции газа в жидкую фазу начинается непосредственно при конденсации пара на конденсатной пленке, покрывающей трубки. Падающие с трубок капли и струйки конденсата подвергаются тепловому и механическому воздействию пара, двигающегося в межтрубном пространстве, вследствие чего происходит деаэрация жидкости. Таким образом, двигаясь в направлении конденсатосборника, капля конденсата, попадая то на трубку, то в паровой поток, попеременно насыщается и освобождается от газов. Для возможно полного выделения и отвода газов с поверхности жидкости проводят разбрызгивание конденсата при сливе его в конденсатосборник, слив конденсата в виде отдельных струй и другие мероприятия. Эффективным средством борьбы с явлением переохлаждения конденсата является установка воздухоохладителей.

Температура конденсата $t_к$, находящегося в конденсатосборнике, может быть равна температуре пара $t'_п$, а переохлаждение конденсата может достигать 3—5 °С. Для конденсаторов, в которых к конденсатосборнику имеется свободный доступ пара (регенеративные конденсаторы), $\Delta t_к = 0 \ldots 1$ °С, для других конденсаторов $\Delta t_к = 3 \ldots 5$ °С.

Чем ниже температура и больше парциальное давление воздуха в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, тем меньше ее объем и количество пара, удаляемого вместе с воздухом, а, следовательно, ниже затраты энергии воздухоотсасывающего устройства. В связи с этим температуру паровоздушной смеси перед удалением ее из конденсатора стремятся по возможности снизить в воздухоохладителе при минимальном переохлаждении конденсата.

Для уверенной деаэрации, особенно при малых расходах пара, многие конденсаторы снабжаются *деаэрационными конденсатосборниками.*

1.8.3. Тепловой баланс конденсатора

Потери теплоты корпусом конденсатора в результате излучения в окружающую среду вследствие низких температур ничтожны. Поэтому можно считать, что практически вся теплота, освобождающаяся при конденсации пара, передается охлаждающей воде. Тогда баланс теплоты поверхностного конденсатора может быть составлен в виде

$$Q_к = D_к(h_к - h'_к) = G_{ов}(t_{2в} - t_{1в})c_р,$$

где $h_к$— энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг; $h'_к = c_p t_к$ — энтальпия конденсата, кДж/кг; c_p = 4,19 кДж/(кг*К) — изобарная теплоемкость воды; $G_{ов}$ — расход охлаждающей воды, кг/с; $t_{1в}$, $t_{2в}$ — температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С

Значения $D_к$ *и* $h_к$ определяют при расчете турбины.

Разность энтальпий $h_к$ — $h'_к$ представляет собой в основном скрытую теплоту парообразования (r) и мало изменяется для различных типов турбин (в среднем равна 2200 кДж/кг (для ориентировочных расчетов). Точное значение скрытой теплоты парообразования можно посмотреть в «Таблицах термодинамических состояний воды и перегретого пара»).

Температуру конденсата принимают

$$t_к = t_п - \Delta t_к$$

$t_п$ – температура насыщения пара, соответствующая его давлению при входе в конденсатор. $\Delta t_к$=0-1(для регенеративных конденсаторов); $\Delta t_к$=3-5(для других конденсаторов); $\Delta t_к$=5-10(для поверхностных конденсаторов).

Разность $\Delta t_в = t_{2в} - t_{1в}$ называют *нагревом охлаждающей воды* в конденсаторе. Для одноходовых конденсаторов $\Delta t_в$ = 6 ... 7 °С; двухходовых $\Delta t_в$ = 7 ... 9 °С; трех- и четырехходовых $\Delta t_в$ = 10 ... 12 °С.

При проектировании температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}$ принимается равной 10; 12; 15; 20 и 25 °С в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды принимают расчетное абсолютное давление отработавшего пара $p_к$:

для t_{1B} = 10 °С $p_к$ = 2,8 ... 3,4 кПа;

для $/_{1в}$ = 15 °С $p_к$ = 3,8 ... 4,8 кПа;

для t_{1B} = 20 ... 25 °С $p_к$ = 5,9 ... 6,8 кПа.

Отношение количества охлаждающей воды $G_{ов}$ к количеству конденсата $D_п$ называют кратностью охлаждения

$$m = \frac{G_{ов}}{Dn} = \frac{hк - h'}{(t2в - t1в)ср} = \frac{hк - h'к}{ср\Delta tв}$$

Нагрев охлаждающей воды $\Delta t_в$ изменяется обратно пропорционально кратности охлаждения: чем больше m, тем меньше $\Delta t_в$ и тем ниже может быть давление в конденсаторе. Однако при увеличении кратности охлаждения возрастает расход охлаждающей воды и увеличиваются затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов. Оптимальная кратность охлаждения находится в следующих пределах:

- для одноходовых конденсаторов m = = 80 ... 120,
- двухходовых m — 60 ... 70,
- трех- и четырехходовых m — 40 ... 50.

1.8.4. Конструкции конденсаторов

Выполнить конденсатор в виде одного аппарата для турбин даже умеренной мощности не удается. Мощные турбины оснащают конденсаторной группой, состоящей из отдельных корпусов, которые, в свою очередь, могут состоять из отдельных конденсаторов. Конденсатор — это теплообменник с отдельной выделенной трубной системой и паровым пространством, со своими водяными камерами охлаждающей воды и воздухоудаляющими устройствами. Одной из самых ответственных деталей конденсатора являются *конденсаторные трубки,* а одним из основных требований, предъявляемых к ним, является стойкость к коррозии, и поэтому их изготавливают из сплавов цветных металлов на основе меди, хромоникелевой нержавеющей стали, титановых сплавов.

Совокупность конденсаторных трубок, на которых осуществляется конденсация пара, называется *трубным пучком.* Конденсаторные трубки крепятся в *трубных досках.* Методы крепления конденсаторных трубок в досках должны обеспечивать плотность и долговечность соединения. В конденсаторах современных паровых турбин конденсаторные трубки обоими концами закреплены в трубных досках развальцовкой, а при использовании титана — сваркой. В целях предотвращения опасной для прочности трубок вибрации и предупреждения их провисания устанавливают промежуточные трубные доски (перегородки). Трубные доски и перегородки крепят к корпусу конденсатора с помощью сварки.

При компоновке трубный пучок разбивают на две части: основной пучок, в котором происходит массовая конденсация пара при практически отсутствующем относительном содержании воздуха, и пучок воздухоохладителя, где конденсация происходит с меньшей скоростью, а образующийся конденсат переохлажден. В целях снижения температуры и количества пара в паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором, к пучку воздухоохладителя смесь поступает только после прохождения основного пучка. Кроме того, к трубкам воздухоохладителя подводится охлаждающая вода низкой температуры (из первого хода).

Отдельные конденсаторы могут собираться в корпуса, а корпуса — в конденсаторные группы по-разному. На этой основе можно провести их классификацию. Схематически установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины показана на рисунке 1.84

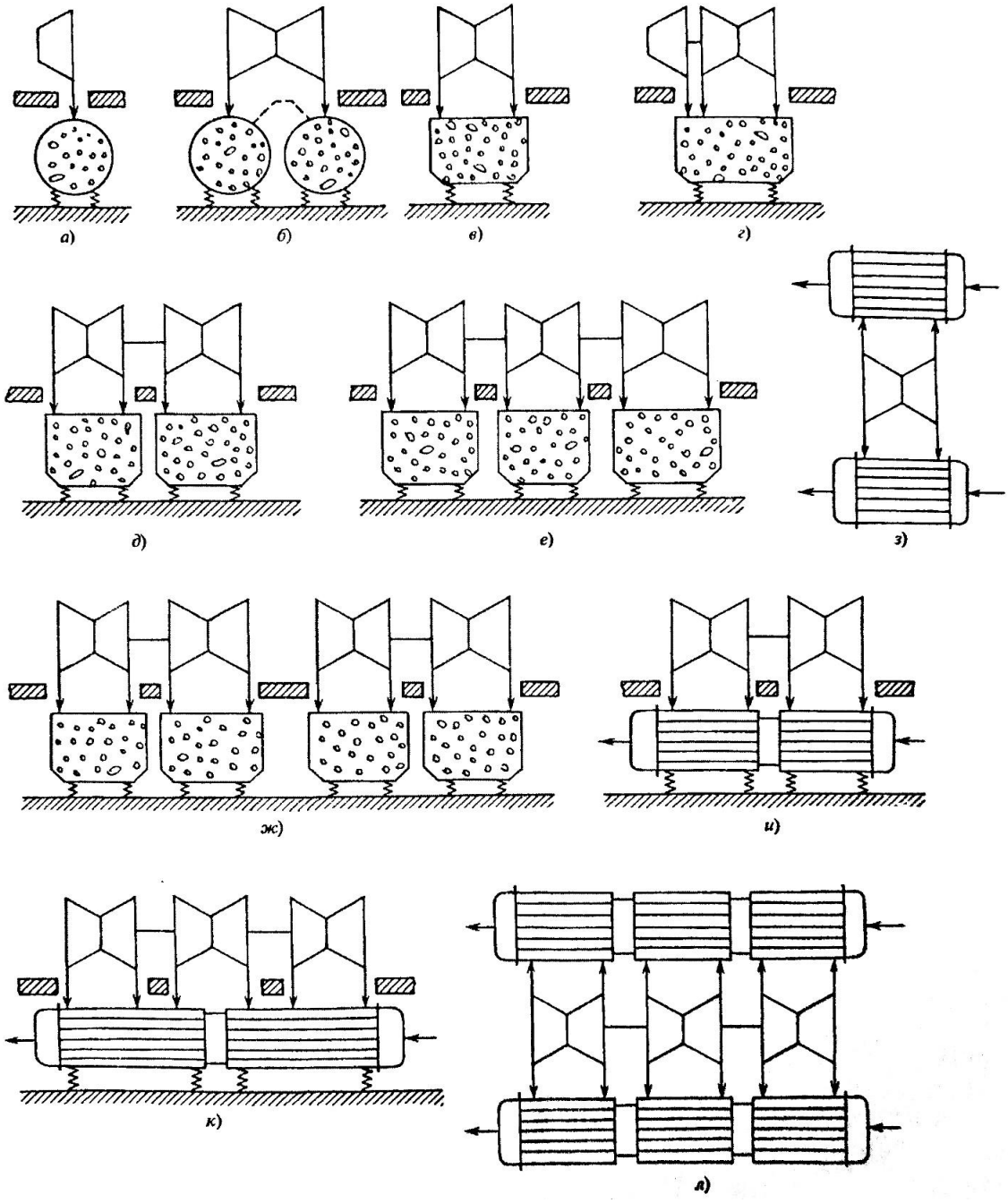


Рис. 1.84. Установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины: а – один подвальный поперечный конденсатор; б – два подвальных поперечных конденсатора, объединенных по паровой стороне и подключенных параллельно по охлаждающей воде; в, г – один подвальный поперечный конденсатор; д – два подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; е – три подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; ж – четыре подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; з – два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; и, к – два подвальных продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; каждый из конденсаторов состоит из двух секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде; л – два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; каждый из конденсаторов состоит из трех секций, подключенных последовательно по охлаждающей

По расположению конденсаторной группы по отношению к турбине их делят на *подвальные* и *бесподвальные.* Подвальные конденсаторные группы устанавливают в помещении под машинным залом между колоннами фундамента, на которых покоится верхняя фундаментная плита с установленной на ней турбиной. Бесподвальная конденсаторная группа размещается на той же отметке машинного зала, что и турбина.

В свою очередь, бесподвальные конденсаторы могут иметь боковую и осевую компоновки по отношению к турбине. В России нет мощных турбин с осевой компоновкой конденсатора. Боковую бесподвальную компоновку имеют две турбины К-500-60/1500 ХТЗ Нововоронежской АЭС и две турбины К-1000-60/1500-1 Калининской АЭС (рис.1.84, з и л). Все остальные используемые компоновки конденсаторов являются подвальными и показаны на рис.1.84 а –ж, и, к.

По расположению конденсаторов по отношению к оси турбины их делят на *поперечные* и *продольные. П*родольные конденсаторы могут выполняться односекционными, двухсекционными и трехсекционными.

По числу потоков охлаждающей воды в отдельном конденсаторе их различают как однопоточные и двухпоточные.

По числу ходов охлаждающей воды различают *одно-, двух-* и *четырехходовые* конденсаторы (последние применяются только для турбин малой мощности).

1.9. Регулирование паровых турбин

1.9.1. Парован турбина как объект регулирования

В подавляющем большинстве случаев паровые турбины в энергетике используются в качестве первичных двигателей для привода синхронных электрических генераторов. Так как вырабатываемая электрическая энергия нигде в энергосистеме не аккумулируется, то ее производство в любой момент времени должно соответствовать потреблению. Критерием этого соответствия является постоянство частоты сети - параметра, значение которого в установившемся режиме одинаково для любой точки энергосистемы. Номинальное значение частоты сети в России равно 50 Гц и должно поддерживаться с высокой точностью.

Частота переменного тока f определяется частотой вращения n приводимого турбиной синхронного генератора и связана с ней соотношением

$$f = p\omega, \tag{9.1}$$

где p - число пар полюсов генератора.

При $p = 1$ частоте $f = 50$ Гц соответствует $\omega = 50 с^{-1}$ (3000 об/мин). Генераторы, приводимые во вращение тихоходными турбинами с $\omega = 25 с^{-1}$, имеют две пары полюсов, для них $p = 2$.

Требование постоянства частоты определяет одну из основных задач регулирования турбины: сохранение частоты вращения ротора турбогенератора, и, следовательно, турбины постоянной и близкой к номинальной, несмотря на изменения нагрузки.

Если турбина предназначена для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии (так называемые теплофикационные турбины), то наряду с поддержанием постоянной частоты вращения ротора турбины ставятся дополнительные условия сохранения неизменными давлений в камерах регулируемых отборов или за турбиной при изменениях тепловой нагрузки.

Для выполнения этих и ряда других задач, которые будут рассмотрены в дальнейшем, паровые турбины снабжаются *системами автоматического регулирования.*

Рассмотрим некоторые свойства турбины как объекта регулирования. На рис. 1.85 представлены кривые изменения крутящего момента M_T, развиваемого паром, расширяющимся в турбине (кривая 1), и тормозящего момента сопротивления на валу генератора $M_Г$ (кривая 2). Моментные характеристики турбины построены для постоянного расхода пара, что при неизменных параметрах пара соответствует определенному открытию регулирующих клапанов.

Установившемуся режиму работы, при котором $M_T = M_Г$ соответствует пересечение моментных характеристик в точке *а* при частоте вращения ω_a. При изменении нагрузки электрической сети, например при отключении некоторых потребителей, характеристика генератора сместится в положение, определяемое кривой 3. Если параметры пара и положение регулирующих клапанов турбины останутся неизменными, то новый стационарный режим работы турбоагрегата будет достигнут в точке *б.* Таким образом, турбина и генератор могут переходить от одного устойчивого режима работы к другому без какого-либо воздействия на них за счет одного лишь *саморегулирования.*

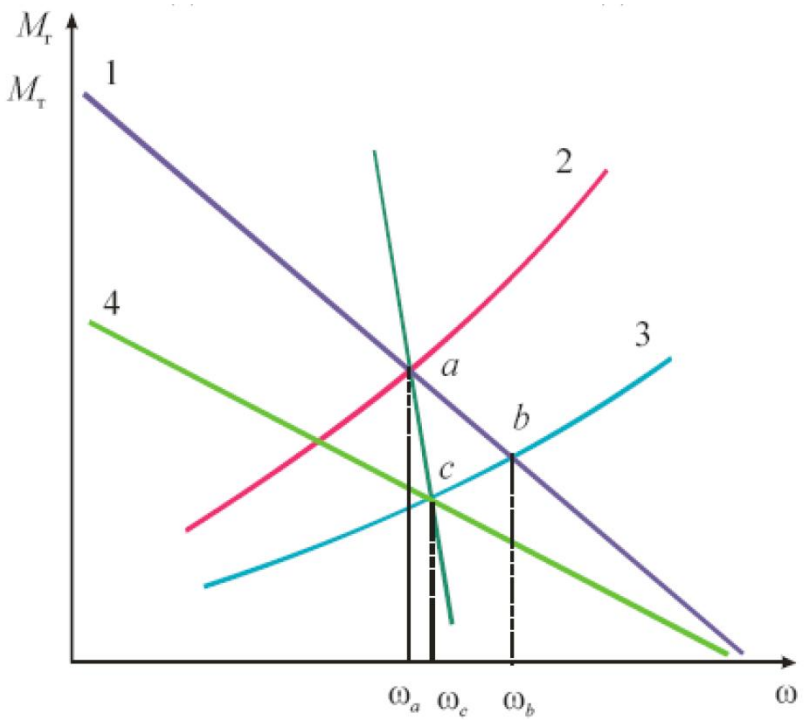


Рис. 1.85. Моментные характеристики турбины (1 и *4)* и генератора (2 и *3),* статическая характеристика турбоагрегата (5)

При отсутствии автоматического регулирования все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата соответствуют линии 1, которая является в этом случае его статической характеристикой. Следует, однако, заметить, что возникающие в процессе саморегулирования изменения частоты вращения недопустимо велики в отношении, как качества отпускаемой электрической энергии, так и надежности турбины и генератора. Возникает, следовательно, необходимость управлять турбиной таким образом, чтобы частота вращения ротора оставалась постоянной или изменялась в заданных узких пределах.

При нарушении установившегося режима работы угловое движение валопровода турбоагрегата описывается уравнением

$$J\frac{d\omega}{d\tau} = \mathrm{M_T} - \mathrm{M_Г} \qquad (9.2)$$

где J - суммарный момент инерции валопровода, кг·м^2;

$d\omega/_{d\tau}$ - угловое ускорение ват о провода, c^{-2}.

Из уравнения (9.2) следует, что восстановление установившегося режима возможно только при изменении одного из моментов M_T или $M_Г$. Воздействие на удаленных и рассредоточенных потребителей электрической энергии с целью изменения их мощности, конечно, невозможно, если не считать частотную разгрузку в энергосистеме. Поэтому для паровых турбин остается единственный способ регулирования - воздействие на момент, развиваемый паром па рабочих лопатках. Иными словами, при изменении нагрузки сети и смещении моментной характери-

стики генератора, следует также сместить и моментную характеристику турбины (рис. 1.85, кривая 4) изменением расхода пара. Новый равновесный режим работы будет достигнут в точке *c* при частоте вращения ω_c, лишь незначительно превышающей ω_a.

Все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата при совместном изменении характеристик турбины и генератора определяются линией 5, которая является *статической характеристикой управляемого турбоагрегата.*

Допуская некоторое небольшое отклонение частоты вращения от заданного значения, можно использовать его в качестве командного импульса для автоматического управления турбиной. На этом фундаментальном принципе управления по отклонению построены все без исключения системы регулирования частоты вращения турбин. Для повышения быстродействия в них могут быть использованы дополнительные импульсы по угловому ускорению $d\omega/d\tau$ или по нагрузке (возмущению).

1.9.2. Принципиальная схема регулирования частоты вращения конденсационной турбины

Рассмотрим принципиальную схему регулирования турбины с центробежным регулятором частоты вращения, представленную на рис. 1.86. С ростом частоты вращения ω центробежные силы грузов 5 увеличиваются, муфта (точка *A)* регулятора 1 поднимается, сжимая пружину 6 и поворачивая рычаг *AB* вокруг точки *B*. Соединенный с рычагом в точке *C* отсечной золотник 2 смещается из среднего положения вверх, за счет чего верхняя полость гидравлического сервомотора 3 сообщается с напорной линией, а нижняя - со сливной. Поршень сервомотора перемещается вниз, прикрывая регулирующий клапан 4 и уменьшая пропуск пара в турбину. Одновременно с помощью обратной связи (правый конец рычага *AB* связан со штоком поршня сервомотора) золотник возвращается в среднее положение, в результате чего стабилизируется переходный процесс и обеспечивается устойчивость регулирования. При снижении частоты вращения процесс регулирования протекает аналогично, но с увеличением пропуска пара в турбину.

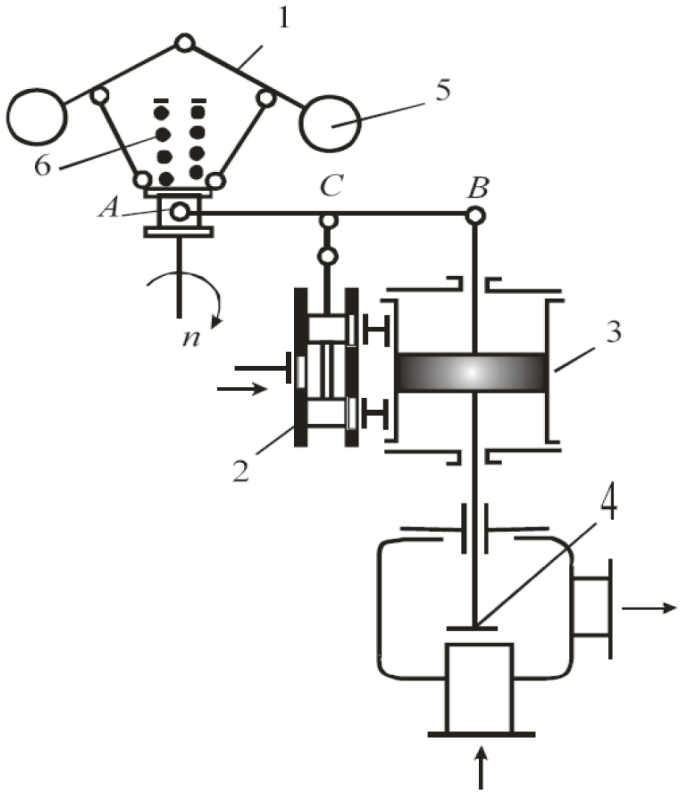


Рис. 1.86. Принципиальная схема регулирования с однократным усилением:*1* - регулятор частоты вращения; *2* - отсечной золотник; *3* - сервомотор; *4* - регулирующий клапан; 5 **- грузы регулятора; *6* - пружина регулятора**

Совокупность установившихся режимов работы турбины и положений органов ее системы регулирования изображается с помощью развернутой статической характеристики регулирования (рис.1.87).

Зависимость перемещения муфты регулятора от частоты вращения $x = f(\omega)$ в квадранте *II* диаграммы представляет собой статическую характеристику регулятора частоты вращения, полностью определяемую конструкцией последнего.

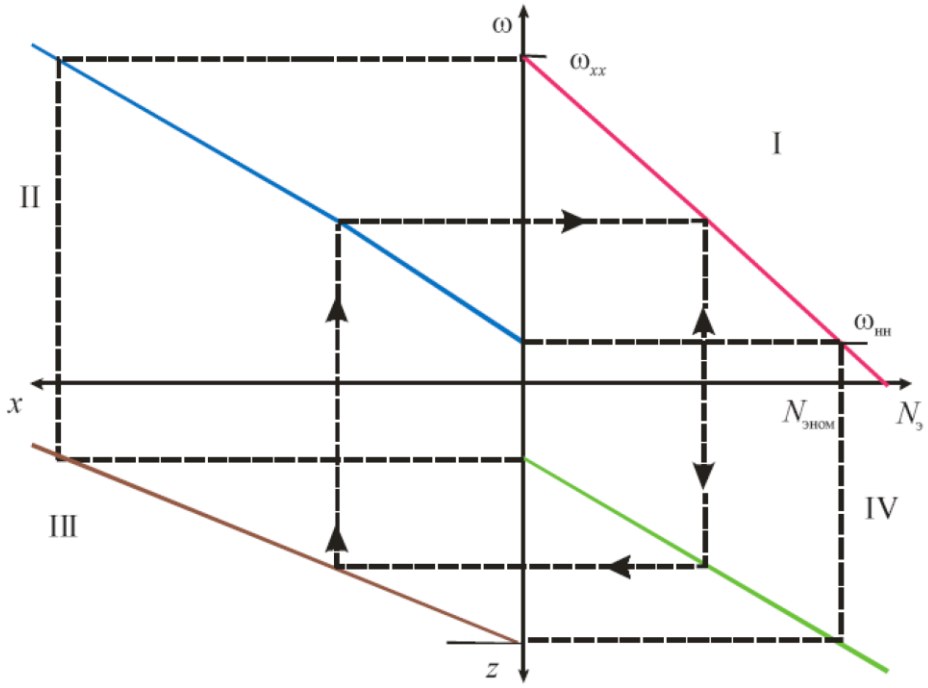


Рис. 1.87. Развернутая статическая характеристика регулирования

Так как на всех установившихся режимах работы отсечной золотник занимает одно и то же среднее положение, в котором он отсекает подвод масла из напорной линии к полостям сервомотора, то положение точки *C* (рис. 1.87) оказывается неизменным, а зависимость хода сервомотора от перемещения муфты регулятора $z = F(x)$ будет прямолинейной (квадрант *III* диаграммы).

Наконец, в квадранте *VI* дана зависимость вырабатываемой электрической мощности от хода сервомотора $N_э = F(z)$, определяемая при неизменных параметрах пара.

По характеристикам квадрантов *II –VI* диаграммы простым построением, показанном на рис. 1.87 штриховыми линиями, в квадранте *I* находим зависимость $\omega = F(N_э)$, связывающую регулируемый параметр - частоту вращения - с мощностью.

Это и есть собственно статическая характеристика регулирования частоты вращения, имеющая важнейшее значение для работы турбины, как в изолированной электрической сети, так и параллельно с другими агрегатами в общей энергосистеме.

Как следует из статической характеристики регулирования, при изменении мощности частота вращения не остается постоянной. Она несколько снижается с ростом мощности. При изменении нагрузки от номинальной до нуля (холостой ход) установившаяся или статическая ошибка регулирования составляет $\omega_{хх} - \omega_{нн}$.

Наклон статической характеристики регулирования определяется отношением статической ошибки к номинальной частоте вращения ω_0 т.е. величиной

$$\delta = \frac{\omega_{\text{хх}} - \omega_{\text{нн}}}{\omega_0} \tag{9.3}$$

называемой *степенью неравномерности (статизмом) регулирования частоты вращения* турбины. В соответствии с ГОСТ 24278-89 при номинальных параметрах пара δ = 0,04...0,05 . При меньших значениях степени неравномерности трудно обеспечить достаточную устойчивость регулирования, а при больших ее значениях ухудшается точность регулирования и возрастает динамическое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки. Тем не менее, в современных электрогидравлических системах регулирования мощных паровых турбин имеется возможность оперативно изменять степень неравномерности регулирования в пределах δ = 0,02...0.08.

Под рациональной статической характеристикой в настоящее время часто понимают характеристику, имеющую участки с разной крутизной, которая характеризуется *местной степенью неравномерности*

$$\delta_{\text{м}} = -\left(d\omega/dN_{\text{э}}\right)\left(N_{\text{э.ном}}/\omega_0\right) \tag{9.4}$$

Повышенная местная неравномерность обычно выбирается при малых нагрузках в области холостого хода и при больших нагрузках, близких к номинальной (рис. 1.88). Но если при $N_{\text{э}} \le 0{,}15N_{\text{э.ном}}$ местная степень неравномерности не регламентируется, то при $N_{\text{э}} \ge 0{,}9N_{\text{э.ном}}$ она не должна превышать среднего значения более чем в 3 раза. Кроме того, при работе на всех нагрузках должно быть обеспечено $\delta \ge 0{,}02$, что продиктовано необходимостью исключить очень пологие участки статической характеристики, на которых теряется устойчивость.

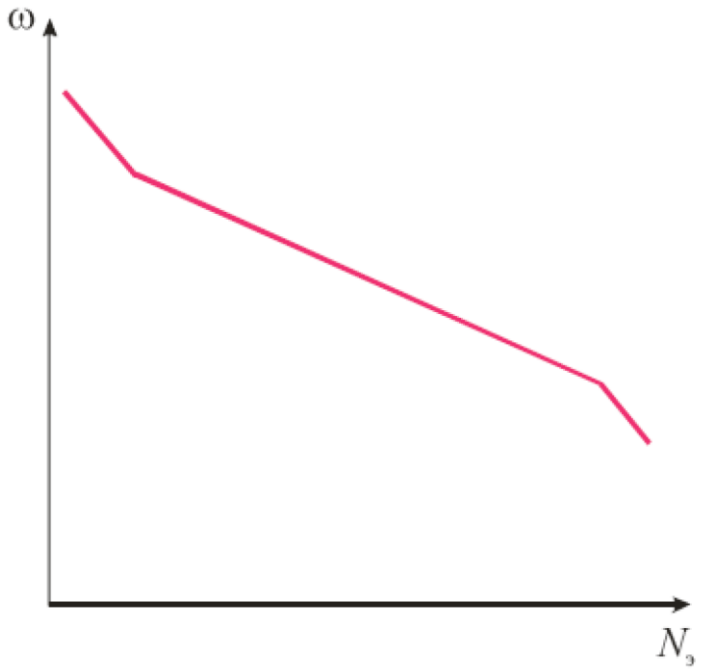


Рис. 1.88. Статическая характеристика регулирования с повышенной местной неравномерностью при малых и больших нагрузках

При построении развернутой статической характеристики принималось, что все ее зависимости являются однозначными. В реальных системах это не выполняется. Статические характеристики некоторых элементов и системы в целом, полученные при нагружении и разгружении турбины, не совпадают (рис. 1.89), что свидетельствует *о нечувствительности регулирования,* характеризуемой *степенью нечувствительности* по частоте вращения $\varepsilon_\omega = {\Delta\omega}/{\omega_0}$.

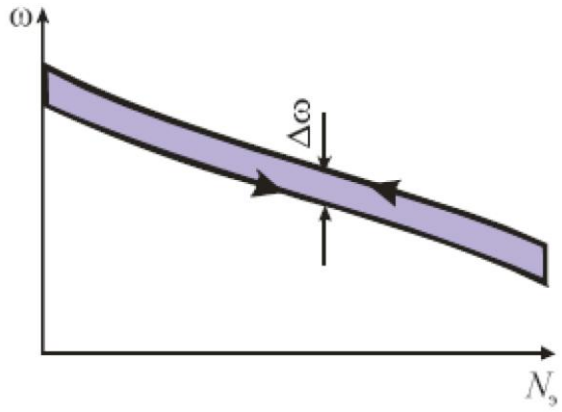


Рис. 1.89. Статическая характеристика регулирования при наличии нечувствительности

Основной вклад в появление нечувствительности вносят силы трения в регуляторах старых конструкций, передаточных механизмах, золотниках, сервомоторах, регулирующих клапанах, люфты в шарнирных соединениях, перекрыши на окнах отсечных золотников.

С ростом нечувствительности процесс регулирования ухудшается, снижается его точность, возможно возникновение автоколебаний. Поскольку степень нечувствительности в значительной мере характеризует совершенство системы регулирования, она регламентируется ГОСТ 13109-87. Для турбин ТЭС мощностью свыше 150 МВт с гидравлическими системами регулирования степень нечувствительности не должна превышать 0,1%. В электрогидравлической системе регулирования с регулятором мощности должно быть обеспечено $\varepsilon_\omega \leq 0{,}06\%$.

Современная тенденция ужесточения требований по нечувствительности ставит перед конструкторами систем регулирования турбин непростую задачу. Одним из путей ее решения является практически полный отказ от механических связей в системе регулирования и замена их гидравлическими или электрическими,

В качестве примера на рис. 1.90 представлена принципиальная схема регулирования турбины с двумя звеньями усиления и гидравлическими связями. Управляемый проточным золотником регулятора частоты вращения дифференциальный

сервомотор первой ступени усиления выполнен как единое целое с отсечным золотником главного сервомотора, перемещающего регулирующие клапаны. Все прямые и обратные связи в системе регулирования выполнены гидравлическими.

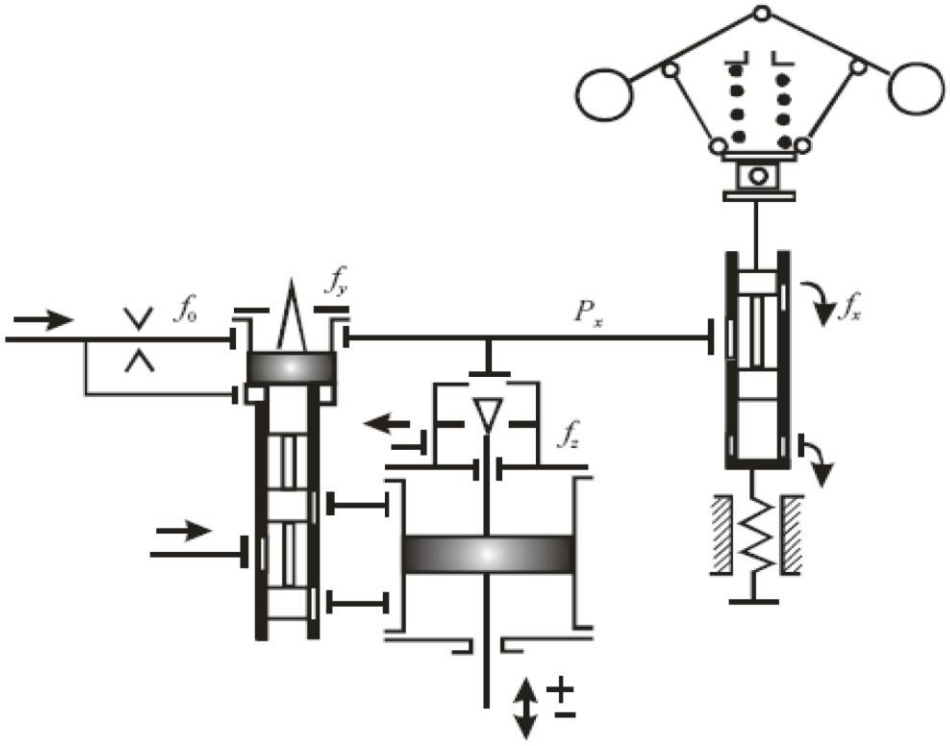


Рис. 1.90. Принципиальная схема регулирования турбины с двумя звеньями усиления и гидравлическими связями

Масло из напорной линии через дроссель постоянного сечения площадью f_0 поступает в импульсную линию, откуда сливается через три параллельно включенных сечения, регулируемых золотником регулятора (f_x), конусом самовыключения дифференциального сервомотора (f_y) и конусом обратной связи главного сервомотора (f_z). С ростом частоты вращения золотник регулятора увеличивает сливное сечение f_x. Давление в импульсной линии p_x падает, равновесие дифференциального сервомотора нарушается, и он перемещается вверх, конусом самовыключения уменьшая сливное сечение f_y и восстанавливая давление p_x. Вместе с дифференциальным сервомотором вверх смещается и отсечной золотник главного сервомотора. Сервомотор, прикрывая регулирующие клапаны, движется вниз до тех пор, пока его обратная связь, изменяющая сечение f_z и воздействующая через импульсную линию на дифференциальный сервомотор, не вернет отсечной золотник в среднее положение.

Из условия равновесия дифференциального сервомотора имеем $p_x = const$. В установившемся режиме работы, кроме того, и $f_y = const$, откуда следует, что $f_x + f_z = const$, или иначе $\Delta f_x + \Delta f_z = 0$, т.е. изменение сливного сечения,

управляемого регулятором, компенсируется изменением сечения обратной связи главного сервомотора.

1.9.3. Механизм управления турбиной

Частота электрического тока в энергосистеме в соответствии с Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) должна непрерывно поддерживаться на уровне (50 ± 0,2) Гц. Даже временно допускается отклонение частоты только в пределах ±0,4 Гц. В то же время степень неравномерности регулирования частоты вращения составляет 4-5%, чему соответствует изменение частоты, равное 2-2,5 Гц, т.е. на порядок больше допустимого. Кроме того, в широких пределах приходится изменять частоту вращения турбины на холостом ходу при синхронизации турбогенератора перед включением его в сеть, при испытаниях автоматов безопасности турбины повышением частоты вращения ротора. Уже только поэтому ясно, что в системе регулирования турбины необходимо иметь устройство для изменения регулируемого параметра - частоты вращения при работе турбины на холостом ходу и в изолированной сети. При работе в энергосистеме, когда частота вращения турбины определяется частотой сети, поддерживаемой всеми параллельно работающими турбоагрегатами, это устройство, получившее название *механизм управления турбиной* (МУТ), дает возможность изменять ее мощность.

Одна из широко распространенных конструкций МУТ показана на рис. 1.86 и представляет собой механизм перемещения буксы золотника регулятора частоты вращения.

Рассмотрим воздействие МУТ па статические характеристики регулирования. Пусть некоторому установившемуся режиму работы турбины соответствуют точки 1 на развернутой статической характеристике регулирования (рис. 1.91). Сместим буксу золотника регулятора, например, вверх. Если турбина работала в изолированной сети, ее мощность, а значит, положение главного сервомотора и сечение слива обратной связи f_z, останутся практически неизменными, т.е. $\Delta f_z = 0$. Так как в этой схеме регулирования в статике выполняется условие $\Delta f_x = -\Delta f_z$, то должно быть $\Delta f_z = 0$. Таким образом, новый установившийся режим (точки 2 на статической характеристике) соответствует восстановлению взаимного положения золотника регулятора и его подвижной буксы, перемещаемой МУТ, что будет достигнуто при новой большей частоте вращения.

Если турбина работала в объединенной энергосистеме, - это же воздействие МУТ приведет к возрастанию мощности турбины при неизменной частоте вращения (режим, соответствующий точкам 3), поскольку из условия $\Delta f_x = -\Delta f_z$ следует, что уменьшенная площадь сечения слива f_x в регуляторе должна быть скомпенсирована равным по абсолютному значению увеличением площади сечения слива f_z

обратной связи сервомотора при движении его в сторону открытия регулирующих клапанов.

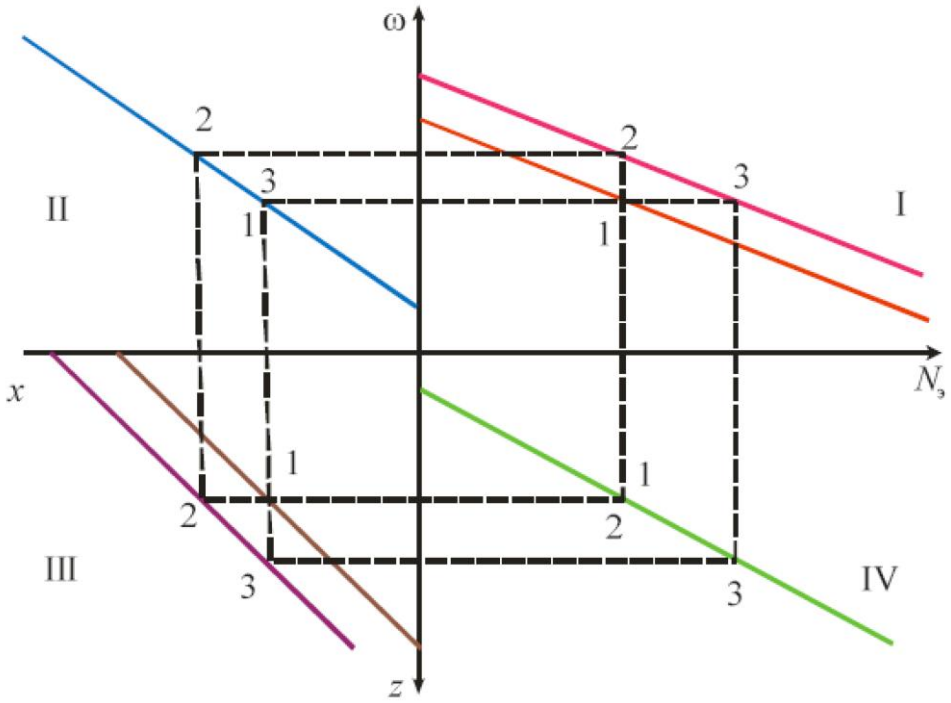


Рис. 1.91. Смешение статической характеристики регулирования в результате воздействия механизма управлении турбиной

Таким образом, в обоих рассмотренных случаях воздействие МУТ приводит к смещению характеристики передаточного механизма (*III* квадрант), что, в свою очередь, вызывает смещение статической характеристики реагирования в *I* квадранте.

Как приспособление для изменения частоты вращения МУТ используется при выполнении ответственной операции - синхронизации генератора при включении его в энергосистему. С этим связи другое, в прошлом даже более распространение наименование этого устройства - *синхронизатор.*

Предельные положения статической характеристики регулирования определяются техническими условиями, задающими минимальное значение частоты сети (ω_{min}), при котором можно синхронизировать и включить генератор в энергосистему, и максимальное значение частоты (ω_{max}), при котором можно нагрузить генератор до номинальной мощности. Если принять ω_{min} = 0,95ω_0, и ω_{max} =1,01ω_0, то при степени неравномерности δ = 0,04 диапазон изменения частоты вращения турбины на холостом ходу с помощью МУТ составит

$$\zeta = {(\omega_2 - \omega_{min})}/{\omega_0} = 0{,}01$$

Возможность синхронизации генератора при пониженной частоте позволяет мобилизовать резервы активной мощности в энергосистеме при аварийном паде-

нии частоты. Возможность нагрузить турбину до номинальной мощности при повышенной частоте важна не столько для реализации этого режима работы, сколько для того, чтобы можно было принять максимально допустимую нагрузку при номинальной частоте или номинальную мощность при параметрах пара, отличающихся от расчетных (пониженных параметрах свежего пара, повышенном давлении в конденсаторе или противодавлении).

1.9.4. Параллельная работа турбогенераторов

При параллельной работе турбогенераторов в общей электрической сети частота вращения всех агрегатов одинакова (при условии, что все они имеют одинаковую номинальную частоту вращения ω_0) и равна частоте и электрического тока в сети, которая, в свою очередь, определяется совместной работой систем регулирования всех параллельно работающих турбин. При изменении нагрузки сети распределение ее между турбинами зависит от их статических характеристик.

Рассмотрим параллельную работу двух турбин с прямолинейными статическими характеристиками, представленными на рис. 1.92.

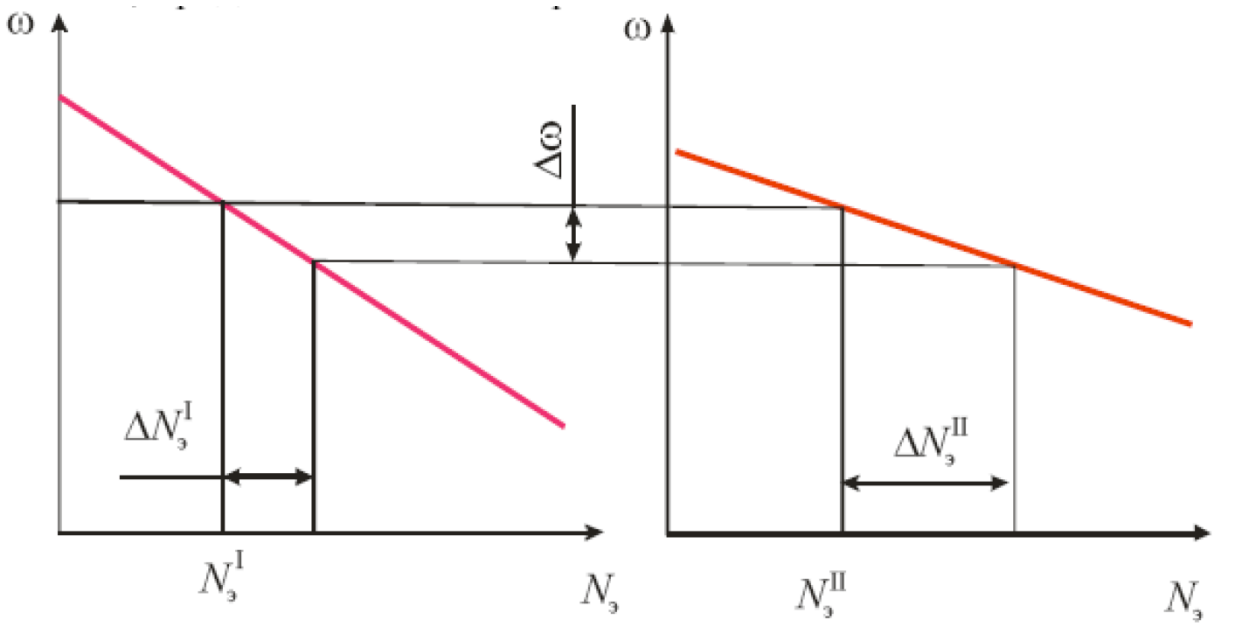


Рис. 1.92. Распределение изменений нагрузки между параллельно работающими турбинами

Пусть частота вращения, одинаковая для обеих турбин, равна ω, а их нагрузки соответственно $N_э^I$ и $N_э^{II}$. Если нагрузка сети $N_c = N_э^I + N_э^{II}$ возрастет на ΔN_C и превысит генерируемую активную мощность, то разность мощностей будет покрываться за счет изменения кинетической энергии всех вращающихся машин, работающих в сети. Частота сети снизится на $\Delta\Omega$, причем ее падение будет продолжаться до тех пор, пока все изменение нагрузки сети ΔN_C, не распределится

между параллельно работающими турбинами: $\Delta N_c = \Delta N_э^I + \Delta N_э^{II}$. Принимая во внимание, что для обеих турбин $\Delta\Omega$ одинаково, из подобия треугольников находим для турбины *I*:

$$\frac{\Delta\omega}{\Delta N_э^I} = \frac{\omega_0 \delta^I}{N_{э.ном}^I},$$

для турбины *II*:

$$\frac{\Delta\omega}{\Delta N_э^{II}} = \frac{\omega_0 \delta^{II}}{N_{э.ном}^{II}}.$$

Тогда

$$\frac{\Delta\omega\delta^I}{N_{э.ном}^I} = \frac{\Delta\omega\delta^{II}}{N_{э.ном}^{II}}$$

и, имея в виду $\Delta N_c = \Delta N_э^I + \Delta N_э^{II}$, найдем приращение мощностей одной из турбин:

$$\Delta N' = \frac{\Delta N_c}{1 + \frac{N_{э.ном}^{II}}{N_{э.ном}^I} \cdot \frac{\delta^I}{\delta^{II}}} \qquad (9.5)$$

Как следует из соотношения (9.5) и видно из рис. 1.92, колебания нагрузки сети сильнее отражаются на нагрузке той турбины, которая имеет более пологую статическую характеристику, т.е. меньшую степень неравномерности δ.

Для того чтобы при перераспределении нагрузки между параллельно работающими турбинами частота сети оставалась неизменной, необходимо воздействием на механизмы управления обеих турбин сместить их характеристики в противоположных направлениях (рис. 1.93).

При параллельной работе не двух, а *m* турбин при изменении нагрузки сети ΔN_C мощность произвольно выбранной турбины изменится на

$$\Delta N' = \frac{\Delta N_c}{1 + \sum_{i=2}^{m} \frac{N_{э.ном}^{II}}{N_{э.ном}^I} \cdot \frac{\delta^I}{\delta^{II}}} \qquad (9.6)$$

Только участие всех параллельно работающих турбин в распределении между собой изменений нагрузки сети *A* ΔN_C , сразу после их возникновения, т.е. участие в *первичном регулировании частоты сети,* обеспечивает небольшие отклонения частоты сети и в значительной степени надежность работы энергосистемы.

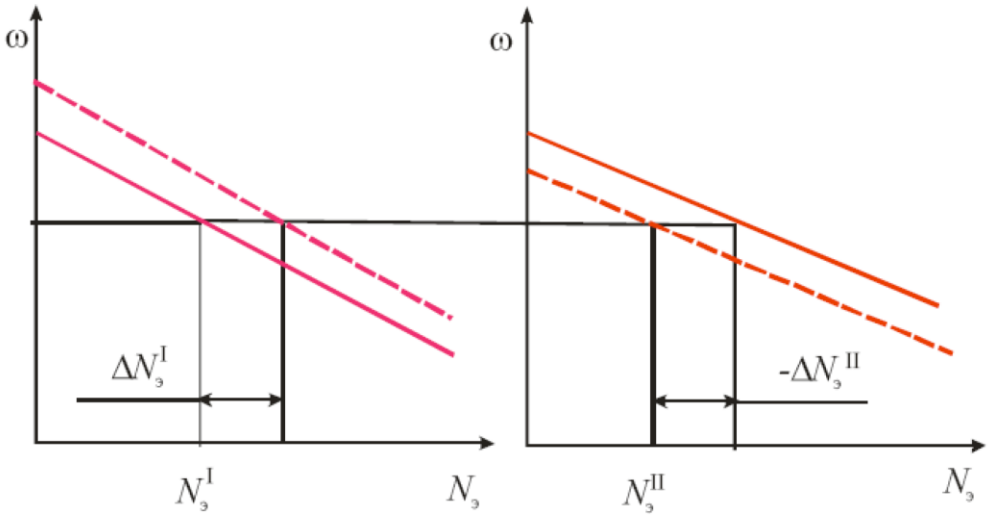


Рис 1.93. Перераспределение нагрузки между параллельно работающими турбинами с сохранением неизменной частоты сети

1.9.5. Защиты турбин и принцип их работы

Система защиты турбины должна предотвратить аварию турбоагрегата или, если она возникла, ограничить ее развитие, прекратив поступление пара в турбину быстрым закрытием стопорных и регулирующих клапанов, поворотных диафрагм, обратных клапанов на линиях регулируемых и регенеративных отборов. Система защиты является последней ступенью управления оборудованием турбоустановки.

Система защиты срабатывает и дает команду на отключение турбины при недопустимых:

- повышении частоты вращения ротора;
- увеличении осевого сдвига ротора;
- падении давления масла в линии смазки подшипников;
- повышении давления (падении вакуума) в конденсаторе;
- повышении вибрации подшипников турбоагрегата;
- повышении температуры свежего пара или резком ее снижении;
- повышении уровня воды в ПВД

и некоторых других нарушениях режима работы турбоустановки, грозящих повредить оборудование и требующих экстренной остановки турбины, а во многих случаях отключения всего энергоблока.

Важнейшим требованием, предъявляемым к устройствам технологических защит, является надежность действия, определяемая как по отказам в работе, так и по ложным срабатываниям.

Основными способами повышения надежности системы защиты являются совершенствование ее компонентов и применение нескольких каналов защиты.

Схема их включения выбирается в зависимости от последствий, к которым может привести отказ или ложное срабатывание защиты.

Наиболее простой является схема «один из одного», использующая один прибор или устройство, срабатывающие при достижении контролируемым параметром заданной уставки. Для зашит, отказ в работе которых грозит тяжелыми повреждениями оборудования, а значит, и убытками более значительными, чем при ложном срабатывании, таких, как, например, защиты от недопустимого осевого сдвига ротора или снижения вакуума в конденсаторе, надежность приборов (реле осевого сдвига, вакуум-реле) должна быть особенно высока именно в отношении отказов.

В тех случаях, когда безопасность оборудования в значительной мере обеспечивается безотказностью защиты, а ложные срабатывания либо маловероятны, либо не ведут к тяжелым последствиям, наиболее предпочтительной является схема «один из двух», в которой устройства с одинаковой уставкой срабатывания включены параллельно (схема «ИЛИ»). Так выполняется, в частности, защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

Наименьшая вероятность ложных срабатываний достигается в схеме «два из двух», когда приборы включаются последовательно (схема «И»), что, однако, связано с заметным повышением вероятности отказов в работе.

Наиболее универсальной, обеспечивающей высокую надежность как по правильным, так и по ложным срабатываниям, является схема «два из трех». Эта схема также дает возможность проводить проверку аппаратуры на работающем оборудовании без отключения защиты и обеспечивает наибольшую живучесть в аварийных ситуациях. Она получила наибольшее распространение на АЭС.

Схемы защит при их срабатывании должны обеспечить, как правило, одностороннее воздействие на оборудование, в результате чего не восстанавливается его исходное состояние после устранения причин, вызвавших срабатывание защиты. Этим предотвращается возможное повторение аварийной ситуации, так как причина, вызвавшая срабатывание защиты, может исчезнуть с отключением оборудования. Ввод оборудования в работу после действия защиты осуществляется оперативным персоналом или под его контролем.

При срабатывании защиты должна быть обеспечена полная отработка алгоритма, заложенного в ее устройство. Это гарантирует выполнение всех команд защиты даже в том случае, если после начала ее действия исчезла причина, вызвавшая ее срабатывание. Кроме того, этим исключается возможность вмешательства оперативного персонала в работу, которое может быть ошибочным.

При пуске турбины некоторые параметры (вакуум в конденсаторе, давление и температура свежего пара и др.) оказываются ниже аварийных уставок, что при включенных защитах делает пуск невозможным. Поэтому схемами защит должна

быть предоставлена возможность ручного или автоматического отключения защит, препятствующих пуску, или предусмотрено автоматическое изменение аварийных уставок. Может быть реализован автоматиеский ввод защит в работу при выходе контролируемого параметра на заданный уровень.

Поскольку защиты вступают в работу тогда, когда система регулирования и оперативный персонал не обеспечили безопасную работу оборудования, их действию предоставляется высший приоритет по отношению к действиям оператора и системы регулирования.

Исполнительными органами системы защиты являются стопорные и обратные клапана. Каждая турбина снабжается одним или несколькими стопорными клапанами, расположенными перед регулирующими. Срабатывают стопорные клапаны при прекращении подачи пара в турбину.

Для турбин с промежуточным перегревом, стопорные клапаны устанавливаются также перед ЦСД. Перед стопорными клапанами устанавливаются сбросные клапаны, через которые пар сбрасывается в конденсатор.

Защита по повышению частоты вращения. Из всех защит турбины самой ответственной является защита от разгона (от недопустимого повышения частоты вращения). Это связано с тем, что разрушение турбины центробежными силами является одной из тяжелейших аварий на электростанции, влекущей за собой полный выход из строя оборудования, серьезные повреждения здания и другие тяжелые последствия.

Безопасность турбины при значительном повышении частоты вращения обеспечивается двумя независимыми системами — регулирования и защиты. Правильно спроектированная и нормально функционирующая система регулирования турбины должна обладать таким быстродействием, чтобы даже в случае полного сброса нагрузки с отключением турбогенератора от сети не допустить повышения частоты вращения ротора до уровня настройки защиты от разгона. Другими словами, система регулирования после сброса полной нагрузки должна удержать турбину на холостом ходу.

Важно отметить, что системы регулирования и защиты действуют совершенно независимо друг от друга — от измерителей частоты вращения (регулятора частоты вращения и автомата безопасности) до парозапорных органов (регулирующих и стопорных клапанов).

Большим преимуществом системы регулирования как первой линии защиты является возможность непрерывного контроля за ее функционированием в процессе нормальной эксплуатации. Вместе с тем безопасность турбоагрегата должна быть обеспечена и в самом неблагоприятном случае полного отказа системы регулирования, когда после сброса нагрузки регулирующие клапаны остаются мак-

симально открытыми. Это и есть основная задача собственно защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

Импульсным органом системы защиты от разгона является *автомат безопасности,* бойки которого настраиваются на срабатывание при повышении частоты вращения на 11—12 % сверх номинального значения, т.е. при и = 3330 ... 3360 об/мин. После срабатывания автомата безопасности частота вращения еще заметно увеличивается из-за расширения пара, поступающего в турбину в процессе закрытия стопорных клапанов, а также аккумулированного в промежуточных ступенях турбины. Снижение уровня настройки срабатывания автомата безопасности уменьшает максимальное значение частоты вращения в переходном процессе, но делает затруднительным удержание турбины на холостом ходу с помощью системы регулирования. Срабатывание же автомата безопасности при сбросе нагрузки не позволяет судить о динамических качествах системы регулирования, об их изменении в процессе эксплуатации, что снижает ее надежность как первой линии защиты турбины от разгона.

Автомат безопасности располагается на переднем конце вала турбины. С каждым кольцевым бойком резьбой жестко соединен стержень, направляемый втулками, закрепленными на валу автомата безопасности. В поперечной расточке вала находится пружина, которая через тарелку и стержень прижимает кольцо к валу.

Центр масс кольца и связанных с ним подвижных деталей (стержня, пружины, тарелки пружины, регулировочного винта) смещен относительно оси ротора в направлении возможного движения кольца. Благодаря этому при вращении на кольцо действует равнодействующая центробежных сил, стремящаяся преодолеть силу натяжения пружины, которая регулируется таким образом, чтобы срабатывание (выбивание) бойка произошло при частоте вращения $n = (1{,}11 \ldots 1{,}12)\ n_0$. Для повышения надежности защиты автомат безопасности выполнен как *неустойчивый регулятор* частоты вращения. В этом случае, как только боек начнет двигаться, приращение центробежной силы будет превышать приращение натяжения пружины, что гарантирует движение бойка до упора. После срабатывания внешняя поверхность кольца становится эксцентричной по отношению к оси ротора, что приводит к удару кольца по рычагу, передающему это воздействие на золотники автомата безопасности, перемещение которых вызывает быстрое закрытие всех парозапорных органов турбины.

Уровень срабатывания автомата безопасности настраивается вращением стержня, меняющего натяжение пружины (грубая настройка), или перемещением внутри стержня регулировочного винта, изменяющего эксцентриситет центра масс бойка в сборе (тонкая настройка).

При нормальных эксплуатационных режимах элементы системы защиты неподвижны, и поэтому нет твердой уверенности в их надежной работе при возник-

новении аварийной ситуации. Отсюда вытекает необходимость периодической проверки работоспособности всего канала защиты — от первичных датчиков (автомата безопасности) до исполнительных механизмов (сервомоторов стопорных клапанов).

Наиболее надежной является проверка автомата безопасности повышением частоты вращения до значений, при которых он срабатывает. Такая проверка по ПТЭ обязательна после разборки автомата безопасности, перед испытанием системы регулирования на сброс нагрузки и после длительного простоя (более 1 месяца). Для испытания турбина должна быть полностью разгружена и отключена от сети.

Хотя проверка защиты турбины разгоном проводится в условиях, максимально приближенных к тем, в которых она должна сработать, высокие напряжения в роторе от центробежных сил, возрастающие во время испытаний более чем на 20 %, отрицательно сказываются на надежности и сроке службы деталей ротора, ухудшают его вибрационное состояние. Поэтому правилами технической эксплуатации (ПТЭ) допускается кроме упомянутых выше случаев проверка защиты без увеличения частоты вращения. Она проводится на холостом ходу или даже при работе турбины под нагрузкой.

Для испытания автомата безопасности без повышения частоты вращения в бойках имеются камеры для масла, которое подводится к каждому бойку раздельно. Попадая в камеры, масло смещает центр масс бойка. Равнодействующая центробежных сил, действующих на боек, получает приращение, и он срабатывает при номинальной или даже более низкой частоте вращения. После прекращения подачи масла к бойку камеры дренируются через отверстия малого диаметра.

Для возможности проведения испытания автомата безопасности под нагрузкой необходимо, чтобы под действием пружин бойки возвращались в исходное (рабочее) положение при частоте вращения, несколько большей номинальной.

Испытание бойков при работе турбины под нагрузкой ведется поочередно, для чего испытуемый боек отключается от системы защиты смещением рычага. Во время испытания защита турбины от разгона осуществляется другим бойком.

Если защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения воздействует непосредственно на золотники автомата безопасности, то остальные защиты используют датчики с электрическим выходным сигналом и логические устройства для формирования команды на отключение турбины, которая передается через электромагнитные выключатели.

Защита по осевому сдвигу. Возрастание осевого усилия до уровня, превышающего несущую способность упорного подшипника, приводит к выплавлению баббитовой заливки на колодках подшипника, сопровождающемуся осевым сдвигом ротора. При достижении им заданной уставки (0,5 мм) *реле осевого сдвига*

(РОС) немедленно отключает турбину, чтобы не допустить тяжелого повреждения ее проточной части.

Следует отметить, что осевое перемещение ротора в пределах разбега в упорном подшипнике при изменении направления осевого усилия является совершенно нормальным. Чтобы исключить ложное срабатывание РОС и необоснованное отключение турбины, при выборе уставки реле приходится допустить некоторое выплавление баббитовой заливки колодок упорного подшипника и тем самым его повреждение. Важно успеть отключить турбину раньше, чем выберется минимальный осевой зазор в проточной части, когда последствия аварии будут значительно более тяжелыми.

Защита по давлению в системе смазки. При падении давления в системе смазки до первого предела подается предупредительный сигнал, автоматически включаются резервный маслонасос переменного тока и аварийный маслонасос постоянного тока. Если это не приводит к восстановлению давления, и оно продолжает падать, то при достижении второго предела защита отключает турбину. Масло в подшипники при выбеге ротора подается из аварийных бачков, размещенных на крышках подшипников. Во избежание ложных отключений турбины при кратковременных провалах давления, например, при переходе с рабочего на резервный насос смазки, сигнал на отключение турбины подается с выдержкой времени.

Защита по вакууму в конденсаторе. Тяжелым нарушением режима работы является глубокое падение вакуума в конденсаторе, сопровождающееся повышением температуры выходных патрубков ЦНД и в паровом пространстве конденсатора. При этом нарушается центровка, растет вибрация, возможно задевание в проточной части из-за относительного укорочения ротора, резко возрастают динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени, не исключено нарушение вальцовки трубок в трубных досках конденсатора.

При повышении абсолютного давления в конденсаторе до первого предела (40кПа) подается предупредительный сигнал, при достижении второго предела (70 кПа) защита отключает турбину.

Защита турбины по температуре свежего пара. Резкое снижение температуры свежего пара приводит к высоким температурным напряжениям в деталях паровпуска, роторе и лопаточном аппарате, угрожает забросом влажного пара и даже воды в турбину. Поэтому при падении температуры до второго предела турбина отключается. Защита выводится из работы при пуске турбины на скользящих параметрах и при контролируемом расхолаживании, когда турбина выводится в ремонт.

Наряду с защитами собственно турбины предусмотрены так называемые *локальные защиты* вспомогательного оборудования турбоустановки (регенератив-

ных и сетевых подогревателей, насосов и др.), нарушение режимов работы которого может иметь тяжелые последствия и для турбины. Одна из них – защита по уровню воды в ВПД.

Защита по уровню воды в ПВД. Среди причин, по которым может повыситься уровень воды в ПВД, наиболее вероятной и опасной является повреждение его трубной системы. Поступающая в паровое пространство подогревателя питательная вода быстро заполнит его полностью. Если обратный клапан на линии подвода пара к подогревателю не закроется, вода попадет в турбину, а если закроется — давление в корпусе подогревателя станет близким к давлению питательных насосов, которое значительно превышает расчетное для ПВД.

Защита действует следующим образом. При повышении уровня воды в любом из ПВД до первого предела выдается предупредительный сигнал. Если уровень воды достигнет второго предела, защита отключает всю группу ПВД по питательной воде и по пару, переводит питание котла на байпас ПВД. Если подъем уровня и после этого не прекращается, и он доходит до третьего предела, отключаются питательные насосы и энергоблок выводится из работы.

Сервомоторы стопорных клапанов как исполнительные органы системы защиты должны закрываться особенно быстро, причем закрываться даже при полном падении давления рабочей жидкости. Такими свойствами обладают только односторонние пружинные сервомоторы, которые всегда и выбираются для привода стопорных клапанов.

1.9.6. Вибрационная надежность паровых турбин

Когда говорят о вибрации (небольшие перемещения относительно положения равновесия) турбоагрегата, то имеют в виду колебания системы, состоящей из турбоагрегата и его фундамента. Непосредственным источником колебаний является валопровод турбоагрегата, который вращаясь на масляной пленке подшипников, предает через нее усилия на вкладыши подшипников и их корпуса.

Вибрация турбоагрегата измеряется и регистрируется с помощью аппаратуры непрерывного контроля вибрации подшипниковых опор. Эта аппаратура должна включать в себя систему защиты с сигнализацией и последующей остановкой турбины в случае возникновения недопустимой вибрации или ее внезапного изменения.

Вибрация турбоагрегата может происходить во всех трех направлениях. Поэтому ее измеряют на всех подшипниковых опорах в трех взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном, горизонтально-поперечном, горизонтально-осевом по отношению к оси вала турбины.

Одной из основных характеристик вибрации является частота колебаний (число колебаний за 1 с). Чем больше масса и деформативность, тем меньше частота собственных колебаний. При неизменности системы ЧСК – величина постоянная.

Колебания в реальных системах всегда затухающие, однако, если на систему воздействовать возмущающей гармоничной силой, то это может вызвать вынужденные колебания. Максимальная амплитуда вынужденных колебаний возникает при резонансе ($f_{вс}=f_{ск}$ при совпадении колебаний). Для рабочих лопаток турбин считается опасным резонирование до 7-ой кратности. При n_0=50 Гц эта частота является основным возбудителем.

Вибрация бывает*: низкочастотная, высокочастотная* и *вибрация оборотной частоты*. Каждая вибрация имеет свои причины.

При вибрации вал вращается в прогнутом состоянии. Поэтому повышенная вибрация может привести к следующим негативным последствиям:

1. Возникают задевания вращающихся частей о неподвижные. Это приводит к износу уплотнений, росту осевых зазоров (при небольших задеваниях). При больших задеваниях – аварийной остановке турбины.
2. Происходит ослабление связей отдельных деталей (ослабляется связь отдельных вкладышей и их обойм, крышек подшипников и нижних половин их корпусов, корпусов подшипников и фундамента.
3. Если фундамент недостаточно гасит передающиеся на него вибрации, то это может привести к взаимному вертикальному смещению опор и как следствие – к расцентровке валопровода и прогрессии вибрации.
4. Вибрация приводит к смещению электрических обмоток генератора, к короткому замыканию и другим повреждениям.
5. Задевание шеек вала о баббитовую заливку подшипников и ее износу.

Вибрация оборотной частоты возникает из-за несовпадения центров тяжести отдельных сечений валопровода с линией, вокруг которой происходит его вращение.

Такое несовпадение обычно возникает по двум основным причинам: первая характеризуется несовпадением линии центров тяжести отдельных сечений с линией геометрических центров этих же сечений; вторая заключается в смещении отдельных, даже уравновешенных сечений целиком относительно оси вращения (например, вследствие изгиба вала).

Неуравновешенность ротора. Неуравновешенность валопровода является одной из основных причин вибрации. Она может возникать на стадии изготовления, на стадии монтажа и сборки, а также в процессе эксплуатации. Небаланс, получаемый на стадии изготовления, обычно связан с недостаточной балансировкой ротора; аналогичный небаланс возникает и при ремонтах турбин, когда замена от-

дельных поврежденных лопаток, бандажей и других деталей приводит к нарушению уравновешенности.

Обычно причиной появления неуравновешенности на работающей турбине является обрыв рабочих лопаток, бандажей и проволок.

Вибрация оборотной частоты, вызванная неуравновешенностью вала имеет, характерные особенности, позволяющие отличить ее от вибрации, вызванной другими причинами. Прежде всего, она имеет синусоидальный характер и ее интенсивность растет с увеличением частоты вращения.

Для ликвидации вибрации, вызванной неуравновешенностью ротора, необходима балансировка. В процессе изготовления ротор обязательно проходит статическую и динамическую балансировку. Статической балансировке подвергаются облопаченные диски.

Статическая балансировка достаточна только для тонких дисков, насаженных на вал без перекосов. Для многодисковых роторов необходима динамическая балансировка.

Балансировка производится на турбинном заводе на балансировочном станке в специальных вакуумных камерах и обязательно на рабочей частоте вращения. При ремонтах турбины или вследствие аварий может появиться неуравновешенность, которую устраняют в условиях электростанции путем балансировки в собственных подшипниках турбины.

Идеальную балансировку осуществить нельзя, и всегда ротор будет иметь некоторый остаточный небаланс. Поэтому важно представлять себе другие меры, с помощью которых уже при заданном остаточном небалансе можно уменьшить вибрацию валопровода. Уровень вибрации в сильной степени зависит от частоты возмущающих сил, их распределения вдоль оси валопровода и его вибрационных характеристик.

Под вибрационными характеристиками валопровода понимают критические частоты валопровода и соответствующие им главные формы.

Интенсивные колебания возникают при совпадении частоты возмущающих сил с частотой собственных колебаний (при резонансе). Применительно к роторам турбин резонанс возникает при совпадении частоты вращения с критическими частотами вращения (критическая частота, это частота вращения, при которой наблюдается резкий всплеск динамического прогиба вала). Теоретически ротор реального турбоагрегата имеет бесчисленное количество критических частот, с которыми не должна совпадать рабочая частота вращения. Если в процессе выхода на рабочую частоту турбоагрегат не проходит критических частот, то такой ротор называют жестким. Если же рабочая частота больше хотя бы одной из критических скоростей, то такой ротор называют гибким. Эти названия связаны с тем,

что чем выше жесткость конструкции ротора, (больше диаметр его вала и меньше длина), тем большую критическую частоту вращения он имеет.

Жесткий ротор, конечно, всегда предпочтительнее, но в современных конструкциях длина ротора и его масса (с увеличением и того и другого критическая частота падает) столь велики, что жесткие роторы мощных турбин встречаются очень редко. Обычно интерес представляют первые несколько критических частот, наибольшие значения которых не превышают удвоенной рабочей частоты вращения. Ранее отмечалось, что интенсивные колебания возникают при резонансе. Применительно к роторам турбины резонанс возникает при совпадении частоты вращения с критическими частотами вращения.

Рабочая частота вращения турбоагрегата, безусловно, должна отличаться от критической с достаточным запасом. Однако неправильный монтаж, при котором недостаточно вчитывается изменения условий работы при переходе от монтажных к рабочим, может изменить критическую частоты и приблизить ее к рабочей. Такое положение может, например, возникнуть при неравномерном тепловом расширении корпусов подшипников. В этом случае какая-либо из опор валопровода окажется разгруженной, и критическая частота соответственно уменьшится. Аналогичным образом может повлиять податливость масляного слоя.

Нарушение посадки деталей. При нарушении контакта сопрягаемых поверхностей вала и насадной детали (рабочего диска, втулки уплотнения и т.д.) происходит смещение центра масс насаженной детали относительно оси вращения, что приводит к разбалансировке ротора. Нарушение посадки может происходить по разным причинам.

Натяг посадки рабочих дисков (разность размеров вала и отверстия диска до посадки) составляет десятые доли миллиметра и при изготовлении должен выдерживаться с большой точностью; при превышении расчетного натяга увеличивается напряженность диска и появляется опасность его разрыва, а при его уменьшении возникает опасность освобождения диска при частоте вращения, меньшей номинальной.

Характерными признаками вибрации, связанной с появлением зазора и смещением диска, являются ее возникновения на строго определенной частоте вращения (частоте освобождения), увеличения ее интенсивности при дальнейшем повышении частоты вращения и исчезновение вибрации при снижении частоты вращения из-за восстановления высоты посадки.

Прогибы вала и задевания. Все рассмотренные выше причины вибрации оборотной частоты относились к случаю появления небаланса. Другой причиной вибрации является деформация вала, вследствие которой центры масс отдельных сечений, несмотря на то, что они могут совпадать с геометрическими центрами,

начинают вращаться вокруг некоторой оси, отличной от оси вала (прецессировать).

Низкочастотной вибрацией называют вибрацию турбоагрегата с частотой, близкой к половине частоты вращения. Низкочастотная вибрация возникает в случае потери устойчивости вращения вала на масляной пленке подшипников. Низкочастотная вибрация связана с автоколебаниями.

Возможность потери устойчивости вращения в первую очередь определяется конструкцией ротора и его вибрационными характеристиками. Жесткие роторы практически не подвержены низкочастотной вибрации. Реальные роторы во многих случаях имеют первую критическую скорость, примерно равную половинной частоте вращения. В этом случае возникающая низкочастотная вибрация обычно весьма интенсивна. Интенсивная вибрация возникает при некотором значении мощности (эту мощность называют «пороговой», так как она дает начало неустойчивому вращению ротора), но не прекращается немедленно после ее снижения.

По источникам возникновения низкочастотную вибрацию принято делить на два вида: *масляную*, источником которой является масляный слой подшипника, и *паровую*, вызываемую силами, действующими в проточной части турбины.

Низкочастотная *масляная* вибрация возникает при появлении любых случайных сил, которые всегда присутствуют. Однако вибрация возникает не всегда, а только при определенных условиях. Дело в том, что масляная пленка обладает не только упругими свойствами, которые способствуют возникновению низкочастотной вибрации, но и свойствами гашения вибрации за счет сил трения (демпфирующими свойствами), возникающими при взаимном смещении отдельных частиц масла в масляном слое относительно друг друга.

Определяющим в возможности возникновения низкочастотной вибрации является положение шейки вала в расточке вкладыша. Теоретически в зависимости от условий работы центр шейки вала может занимать положение от самого нижнего, когда шейка не вращается, до самого верхнего (при бесконечно большой частоте вращения), совпадающего с центром расточки. Практика показывает, что для несегментных подшипников, чем больше всплытие шейки вала, тем больше вероятность возникновения низкочастотной вибрации. Всплытие шейки определяется значением комплекса, который называется критерием нагруженности подшипника. Чем меньше значение критерия нагруженности, тем сильнее всплытие шейки вала и тем больше вероятность потери устойчивости вращения. Анализ критерия нагруженности подшипника позволяет рассмотреть влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов на возможность возникновения низкочастотной вибрации.

1. С ростом частоты вращения ω значение критерия нагруженности уменьшается, а вероятность возникновения низкочастотной вибрации увеличивается. Поэтому возникновение низкочастотной вибрации в процессе разворота турбины или на холостом ходу является характерным признаком масляной вибрации.

2. Заметное влияние на возникновение масляной вибрации оказывает температура масла, которая определяет его вязкость μ. Чем ниже температура масла, тем больше его вязкость и больше всплытие шейки вала и тем вероятнее потеря устойчивости вращения. Поэтому чем выше температура масла, тем это лучше с точки зрения устойчивости ротора. Однако высокая температура масла приводит к снижению несущей способности масляной пленки и ее демпфирующих свойств, вызывает износ вкладыша и приводит к преждевременному старению масла. Поэтому для каждого турбоагрегата устанавливается узкий диапазон изменения допустимых значений температуры масла на входе в подшипник.

3. Большое влияние на момент потери устойчивости вращения оказывает удельное давление p: с ростом давления опасность возникновения масляной вибрации снижается. Однако удельное давление не может быть чрезмерно большим, так как его значение определяет толщину масляной пленки и интенсивность износа, особенно при трогании машины и работе на валоповоротном устройстве.

4. Устойчивость ротора против масляной вибрации может быть повышена путем увеличения абсолютного зазора, т.е. увеличения относительного зазора при сохранении диаметра шейки вала. Однако повышенные относительные зазоры приведут к сильному всплыванию шейки вала и потребуют увеличенных зазоров в уплотнениях, что снизит экономичность турбины.

Паровая вибрация низкой частоты возникает вследствие появления в проточной части турбины и ее уплотнениях газодинамических циркуляционных сил, вызывающих автоколебания ротора.

По месту возникновения возмущающих газодинамических сил принято их делить на венцовые, бандажные и силы в уплотнениях.

Венцовые циркуляционные силы возникают на венце рабочих лопаток из-за неравномерной по окружности надбандажной утечки пара вследствие неодинакового радиального зазора. Наиболее эффективным способом борьбы с возникновением возмущающих венцовых сил является соответствующее конструктивное выполнение периферийных уплотнений ступени.

Бандажные силы возникают вследствие появления окружной неравномерности давления вдоль окружности бандажа из-за смещения ротора.

Возникновение циркуляционных самоподдерживающихся сил в уплотнениях связана с нарушением симметрии окружного течения пара в уплотнении, вследст-

вие чего появляется самоподдерживающаяся сила, действующая поперечно смещению и вызывающая прецессию вала.

Высокочастотными вибрациями называются вибрации с частотой, вдвое превышающей частоту вращения ротора. Для турбоагрегатов, имеющих частоту вращения 50 1/с, частота вибрации составляет 100 Гц. Вибрация двойной оборотной частоты возникает под действием веса ротора.

Основным источником вибрации двойной оборотной частоты является электрический генератор, в частности для турбины частотой вращения 50 1/с. Такой генератор имеет два полюса, т.е. две обмотки, расположенные на противоположных сторонах ротора, и поэтому его сопротивление изгибу различно в разных плоскостях. Особенно интенсивные колебания возникают, если турбогенератор имеет частоту вращения 50 1/с, а какая-либо из критических частот вращения примерно равна 100 1/с. В этом случае возникает резонанс.

Для уменьшения вибрации двойной оборотной частоты применяются специальные конструктивные меры, направленные на уменьшение разножесткости сечения ротора генератора: на большом зубе ротора (периферийной части ротора, где отсутствует обмотка) выполняют продольные пазы и поперечные прорези.

Электрический генератор турбины насыщенного пара на частоту вращения 25 1/с менее подвержены высокочастотной вибрации, т.к. они имеют четыре полюса и, следовательно, более симметричную конструкцию ротора.

Источником высокочастотных возмущающих сил в собственно турбине могут быть шпоночные пазы дисков, колеса насосов и т.д., однако несимметрия, вносимая ими, как правило, невелика.

1.9.6. Нормы допустимой вибрации турбоагрегатов

Работающий турбоагрегат всегда в какой-то степени вибрирует. Поэтому ПТЭ предусматривают жесткие нормы на допустимый уровень вибрации.

Вибрационное состояние турбоагрегата оценивают по наибольшему значению виброскорости, действующему в вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом направлениях. Длительная эксплуатация турбоагрегатов мощностью 200 МВт и более допускается при вибрации подшипниковых опор, не превышающей 2,8 мм/с.

Если по каким-либо техническим причинам такой уровень вибрации не может быть достигнут, то по согласованию между заводом – изготовителем турбины и электростанцией допускается эксплуатировать турбоагрегаты при большей вибрации, но не превышающей 4,5 мм/с. Такой же уровень вибрации допустим для турбоагрегатов мощностью меньше 200 МВт. При этом должны быть приняты меры по снижению вибрации в срок не более 30 дней.

Эксплуатация турбоагрегата запрещается при вибрации свыше 7,1 – 11,2 мм/с, т.е. при размахе вибрации большем 65 мкм. Так же эксплуатация недопустима, если при установившемся режиме происходит внезапное изменение виброскорости на 1 мм/с.

Электронный учебно-методический комплекс

Теоретический раздел

ТУРБИНЫ ТЭС

2 ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ, ЛАБОРАТОРНЫХ И КУРСОВЫХ РАБОТ

Минск 2022 г.

2 ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ, ЛАБОРАТОРНЫХ И КУРСОВЫХ РАБОТ

2.1. Темы практических занятий

1. Классификация современных паровых турбин;
2. Тепловой цикл паротурбинной установки и его КПД;
3. Методы повышения тепловой экономичности паротурбинных установок;
4. Преобразование энергии в турбинной ступени;
5. Геометрические и газодинамические характеристики турбинных ступеней;
6. Внутренний относительный к.п.д. ступени;
7. Работа ступени при переменном режиме работы;
8. Распределение давлений и тепловых перепадов в турбине при переменном расходе пара;
9. Влияние способов регулирования нагрузки на маневренность паровых турбин;
10. Режимы работы теплофикационных турбин;
11. Тепловой баланс конденсационной установки;
12. Статические и динамические характеристики САР.

2.2. Темы лабораторных работ

1. Лабораторная работа №1. Основные узлы и конструкция паровой турбины;
2. Лабораторная работа №2. Определение основных геометрических и газодинамических параметров турбинных ступеней;
3. Лабораторная работа №3. Исследование распределения давления по обводу профиля турбинной лопатки;
4. Лабораторная работа №4. Исследования течения в канале активной решетки и профильных потерь энергии при изменении угла атаки;
5. Лабораторная работа №5. Исследование концевых потерь энергии в турбинной решетке;
6. Лабораторная работа №6. Определение потерь энергии с выходной скоростью в турбинной ступени.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Факультет энергетический

Кафедра «Тепловые электрические станции

Карницкий Н.Б, Нерезько А.В., Пантелей Н.В.

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

«Турбины ТЭС и АЭС»

Направление и специальность подготовки дипломированного специалиста:
1 – 43 01 08 "Паротурбинные установки атомных электрических станций";
1 – 43 01 04 "Тепловые электрические станции";

Минск,
2015

УДК 621.311.22 (075.8)

Турбины ТЭС и АЭС: Методические указания к выполнению лабораторных работ.

Методические указания соответствуют государственным образователь-ным стандартам высшего профессионального образования по направлению подготовки дипломированного специалиста **1 – 43 01 08 «Паротурбинные установки атомных электрических станций», 1 – 43 01 04 «Тепловые электрические станции».**

Лабораторный практикум предназначен для студентов специальностей **«Паротурбинные установки атомных электрических станций», «Тепловые электрические станции»**, изучающих дисциплины «Турбины ТЭС», «Турбины АЭС»

В практикуме представлены лабораторные работы по исследованию аэродинамических характеристик турбин на лабораторных установках, режимов работы действующего оборудования в условиях электростанций.

Выполнение этих работ позволяет закрепить теоретический материал лекций, а также приобрести практические навыки по исследованию работы паровых турбин электростанций.

Рецензенты:
А.М. Таращук;
В.А. Седнин.

ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Общие требования по охране труда

К выполнению работ на экспериментальных стендах по исследованию аэродинамических характеристик воздушной турбины, оснащенных, двигателями и генераторами постоянного и переменного тока (далее по тексту - лабораторный стенд), прошедшие в установленном порядке обучение, инструктаж, стажировку и проверку знаний по вопросам охраны труда.

Допуск работника к самостоятельной работе осуществляется руководителем и оформляется записью в журнале регистрации инструктажа по охране труда.

В процессе работы на лабораторных стендах на работника могут воздействовать следующие вредные и опасные производственные факторы:

- подвижные части производственного оборудования;
- повышенный уровень шума на рабочем месте;
- недостаточная освещенность рабочей зоны;
- повышенный уровень вибрации на рабочем месте;
- повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека;
- повышенная напряженность электрического и магнитного полей; тяжесть и напряженность труда.

При разработке и постановке лабораторных работ учтены требования «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей» (ПТЭ), (М.: СПО ОРГРЭС, 1996), а также следующих Государственных стандартов и нормативных документов:

ГОСТ 24278 –89. Установки турбинные паровые стационарные для при-вода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования;

ГОСТ 28969-91. Турбины паровые стационарные малой мощности. Общие технические условия;

ГОСТ 25364-88. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации и общие требования к проведению измерений;

ГОСТ 28757-90. Подогреватели для системы регенерации паровых турбин ТЭС. Общие технические условия;

Сборник распорядительных документов по эксплуатации энергосистем (Теплотехническая часть). Ч.1. Разд. 3. М.: СПО ОРГРЭС, 1991.

Студенты обязаны:

- изучить инструкцию по охране труда при работе на экспериментальных стендах по исследованию аэродинамических характеристик воздушной турбины ЭВТ-1, ЭВТ-2 в лаборатории №8.
- выполнять требования охраны труда установленные **Инструкцией по охране труда при работе на экспериментальных стендах по исследованию аэродинамических характеристик воздушной турбины ЭВТ-1, ЭВТ-2**;
- выполнять работу в соответствии с заданием, способы безопасного выполнения которой известны, при необходимости обратиться за разъяснением к руководителю.
- быть внимательным, не отвлекаться на посторонние дела и разговоры;
- соблюдать в порядке и чистоте свое рабочее место;
- проверять надежность крепления проводов защитного заземления;
- следить за тем, чтобы руки, одежда и обувь были сухими и чистыми. соблюдать требования настоящей Инструкции;
- выполнять только ту работу, которая ему поручена, безопасные способы выполнения которой известны. При необходимости следует обратиться к непосредственному руководителю за разъяснением;
- проходить обучение, инструктаж, стажировку и проверку знаний по вопросам охраны труда;
- не допускать на рабочее место посторонних лиц;
- использовать и правильно применять средства индивидуальной защиты, а в случае их отсутствия или неисправности немедленно уведомить об этом руководителя;
- соблюдать правила внутреннего трудового распорядка, режим труда и отдыха, трудовую дисциплину, правила поведения на территории университета, в аудиториях, лабораториях и других помещениях. Не допускается нахождение на работе в состоянии алкогольного опьянения, либо в состоянии, вызванном употреблением наркотических средств, психотропных или токсичных веществ, а также распивать спиртные напитки, употреблять наркотические средства, психотропные или токсичные вещества на рабочем месте или в рабочее время;
- курить только в местах предназначенных для курения;
- выполнять требования охраны труда и пожарной безопасности, знать сигналы оповещения о пожаре, порядок действий при пожаре, места расположения средств пожаротушения и уметь пользоваться ими;
- знать правила оказания первой помощи пострадавшим при несчастных случаях на производстве и приемы освобождения от действия электрического тока лиц, попавших под напряжение;

- знать место расположения аптечки первой медицинской помощи и уметь применять содержащиеся в ней лекарственные средства и изделия медицинского назначения.
- немедленно сообщать непосредственному руководителю о любой ситуации, угрожающей жизни и здоровью людей, о каждом несчастном случае происшедшем на производстве, замеченных неисправностях оборудования, инструмента, измерительных приборов об ухудшении состояния своего здоровья, в том числе о проявлении признаков острого заболевания;
- оказывать содействие руководителю в принятии мер по оказанию необходимой помощи потерпевшим в доставке их в организацию здравоохранения;

Ознакомиться на месте со шкалой прибора, обратив внимание на цену деления шкалы. Отсчет начинать по сигналу старшего группы или преподавателя. Запись обязательна и при неизмененных показаниях приборов. У жидкостных приборов (дифференциального манометра, U-образного манометра, барометра) показания уровня ниже нуля записывать со знаком минус (-), выше нуля – со знаком плюс (+). При колебаниях уровня жидкостей оценить средний уровень в левом и правом коленах, после чего записать оба показания; методика отсчета по другим шкалам поясняется на месте руководителем испытаний.

После завершения опыта протокол наблюдений подписать и сдать руководителю для проверки.

Студентам запрещается:

Во избежание механических травм не допускается:

- заходить за ограждение площадки турбин ЭВТ-1, ЭВТ-2;
- находиться перед всасом вентилятора;
- прикасаться к аэродинамической решетке;

Во избежание травмирования электрическим током не допускается:

- пользоваться электрозащитными средствами, срок годности которых истек;
- применять указатель напряжения без повторной проверки после его падения;
- пользоваться для заземления проводниками, не предусмотренными для этой цели, а также присоединять заземление путем скрутки проводников;
- натягивать, перекручивать и перегибать кабели питания средств измерений, подвергать их механическим воздействиям;
- облокачиваться на включенные в электрическую сеть корпуса приборов;
- проникать к приборам, вмонтированным под защитные стекла и сетки;

- держать легковоспламеняющиеся материалы, жидкости вблизи работающих электродвигателей, вентиляторов, проводов, электрооборудования;
- работа при возникновении во время проведения измерений повреждения штепсельного соединения, шнура или его защитной оболочки, нечеткой работы выключателя, появление дыма или огня, характерного для горящей изоляции, поломки или появлении трещин в корпусной детали, защитном ограждении.

Лабораторная работа №1.
Основные узлы и конструкция паровой турбины

Цель работы: изучение устройства и конструктивных особенностей паровых турбин.

Общие сведения.

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в механическую работу вращающегося ротора. Процесс превращения потенциальной энергии пара в кинетическую, а затем и в механическую энергию вращения валопровода происходит в проточной части турбины, которая состоит из ступеней.

Всякая турбина состоит из неподвижных и вращающихся частей. Совокупность всех неподвижных частей принято называть статором турбины, а вращающихся — ротором.

Статор турбины состоит из корпуса, в который вварены сопловые коробки, соединенные с помощью сварки с клапанными коробками, установлены обоймы концевых уплотнений, обоймы диафрагм, сами диафрагмы и их уплотнения.

Одной из основных деталей статора турбины является ее корпус (или ее цилиндр), имеющий сложную форму с изменяющимися по длине диаметрами, и фланцы горизонтального и вертикального разъемов. В корпусе размещены пароподводящие и пароотводящие каналы, закреплены сопловые и направляющие аппараты, диафрагмы, обоймы и другие элементы статора. Заодно с цилиндром выполняются патрубки для промежуточных регулируемых и нерегулируемых отборов пара, патрубки для подвода и отвода пара из цилиндров.

Конструкция корпуса определяется многими факторами, главными из которых являются назначение и тип турбины, режимные условия ее работы, начальные и конечные параметры пара, наличие или отсутствие промежуточного перегрева, размеры проточной части, возможности технологии его изготовления. В зависимости от параметров пара условно различают цилиндры (части) высокого давления (ЦВД), цилиндры среднего давления (ЦСД) и цилиндры низкого давлений (ЦНД).

Направление потоков пара в многоцилиндровых турбинах разнообразно (рисунок 1.1) и определяется следующими факторами: уменьшение осевых усилий, воздействующих на упорный подшипник, уменьшением осевых зазоров, уменьшением взаимных перемещений валопровода и корпусов цилиндров, уменьшение тепловых деформаций, расположением трубопроводов подвода и отвода пара и т.д.

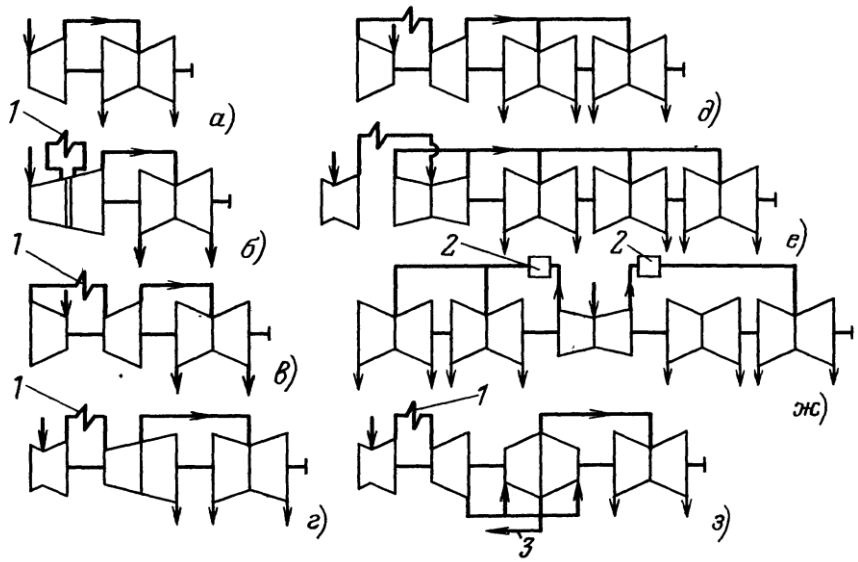


Рисунок 1.1 – Схемы некоторых мощных многоцилиндровых паровых турбин: а) - К 100-90 ЛМЗ; б) - К 160-130 ХТГЗ; в) - К 200-130 ЛМЗ; г) - К 300-240 ЛМЗ; д) - К 500-240 ХТГЗ; е) К 800-240 ЛМЗ, К 1200-240 ЛМЗ; ж) – К 500-65/3000 ХТГЗ; з) – Т 250/300-240 УТМЗ; 1 – промежуточный перегрев; 2 – сепаратор с промежуточным перегревом; 3 – отбор пара на теплофикацию

Цилиндр высокого давления выполняют однопоточным, при этом пар может подводиться как с конца цилиндра (прямоточная схема), так и в его среднюю часть (петлевая схема). В петлевой схеме ЦВД предусматривается поворот потока пара за первой группой ступеней, расположенных во внутреннем корпусе, на 1800, после чего он омывает снаружи внутренний корпус цилиндра, охлаждает его и поступает в последнюю группу ступеней, расположенных в наружном корпусе цилиндра. Такая конструкция позволяет уменьшить температурную разность и напряжения в корпусе цилиндра, особенно на переменных режимах работы, уравновесить осевые усилия в пределах цилиндра.

В турбинах с большими объемными пропусками пара на входе в цилиндр применяют двухпоточную конструкцию с одинаковыми потоками пара и одинаковой геометрией проточной части. Использование такой конструкции позволяет снизить высоту рабочих лопаток последней ступени в данном цилиндре и полностью уравновесить осевые усилия в нем. Двухпоточная конструкция применяется в ЦНД, иногда в ЦСД, и даже в некоторых ЦВД турбин АЭС.

Сопловой аппарат турбины состоит из нескольких сегментов сопел, к каждому из которых пар поступает от отдельного клапана. Сегменты сопел крепятся к вставным сопловым коробкам или к корпусу турбины, если сопловые коробки выполнены заодно с корпусом турбины. По типу конструкции различают сопловые аппараты с наборными лопатками, сварными или литыми.

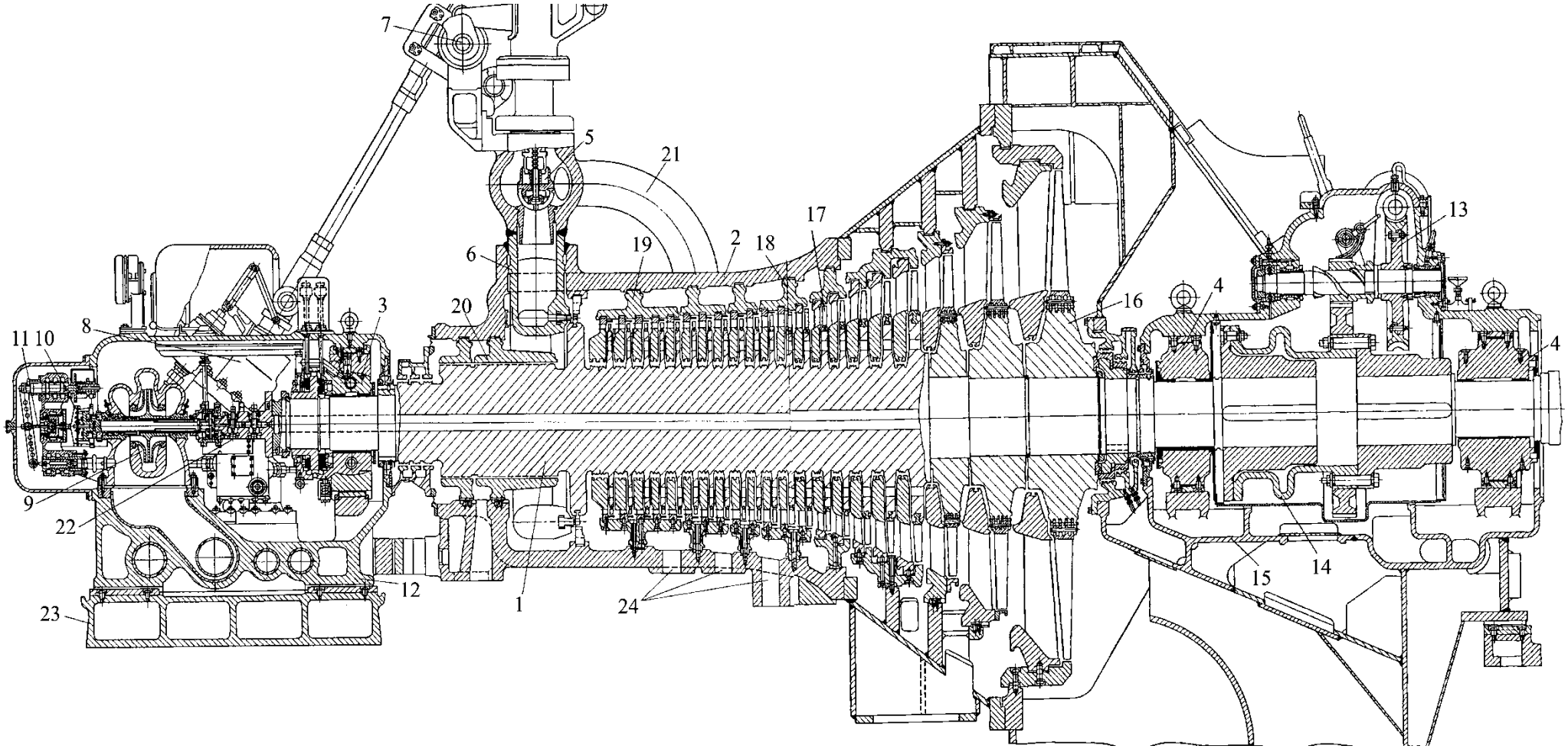


Рисунок 1.2 – Продольный разрез турбины К-50-90.

1-ротор турбины; 2-корпус турбины; 3-опорно-упорный подшипник; 4-опорный подшипник; 5-регулирующий клапан; 6-сопловая коробка; 7-кулачковый вал; 8-сервомотор; 9-главный масляный насос; 10-регулятор скорости; 11-следящий золотник; 12-картер последнего подшипника; 13-валоповоротное устройство; 14-соеденительная муфта; 15-выхлопной патрубок турбины; 16-насадные диски; 17-рабочие лопатки; 18-диафрагмы; 19-обоймы диафрагм; 20-обоймы последнего концевого уплотнения; 21-перепускная труба; 22-датчики автомата безопасности; 23 фундаментная плита; 24-патрубки отборов пара на регенерацию.

Диафрагмы турбины – кольцевые перегородки с сопловыми решетками, в каналах которых происходит преобразование тепловой энергии пара в кинетическую энергию его струй. Диафрагмы предназначены для разделения внутренней полости цилиндра на отсеки с различными параметрами пара. В каждой диафрагме размещены неподвижные сопловые лопатки, проходя между которыми поток пара ускоряется и приобретает необходимое направление для входа в каналы, образованные рабочими лопатками. Диафрагмы состоят из двух половин, каждая из которых устанавливается в верхней и нижней половинах цилиндра или промежуточной обоймы. В пазы внутренних расточек половин диафрагм установлены сегменты лабиринтовых уплотнений для уменьшения утечки пара вдоль вала в местах, где он проходит сквозь диафрагму.

Диафрагмы выполняют стальными или чугунными. Стальные диафрагмы устанавливают в зоны высоких температур пара, а чугунные – в зоне низких и средних температур. Диафрагмы устанавливают непосредственно во внутренние расточки цилиндров или обойм. В одну обойму располагают диафрагмы нескольких ступеней, в которых общий теплоперепад и соответственно изменение температур и давлений небольшие. Применение диафрагм позволяет упростить конфигурацию корпуса, уменьшить влияние деформации корпуса на распределение зазоров в проточной части.

В паровых турбинах с регулируемыми отборами пара применяют поворотные диафрагмы, выполняющие две функции: разделение внутренней полости цилиндра на отсеки с различными параметрами пара и регулирование пропуска пара в последующие отсеки турбины. Применение поворотных диафрагм, заменяющих собой регулирующие клапаны, упрощает конструирование цилиндров и позволяет выполнить одноцилиндровыми турбины с одним и двумя регулируемыми отборами пара.

Наиболее ответственными элементами проточной части турбин являются рабочие лопатки, профили которых образуют рабочую решетку. Именно в каналах рабочей решетки происходит преобразование энергии потока пара в полезную работу на валу турбины. Любая лопатка состоит из рабочей части (пера) и хвостовика. Рабочая часть имеет профили, установка которых с равным шагом образует рабочие каналы. Хвостовики служат для крепления лопаток на диске. На торце рабочей лопатки выполняют шип. На группу лопаток надевается лопаточный бандаж, в котором выполнены отверстия с шагом и формой, соответствующими шипам на лопатках, установленных на диске. Шипы расклепывают, и в результате лопатки на диске оказываются набранными в пакеты, что увеличивает вибрационную надежность облопачивания и позволяет выполнить периферийное уплотнение ступени. Короткие лопатки выполняют с постоянным по высоте профилем, длинные – с переменным (закручивают).

Валопровод турбоагрегата – это совокупность соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров и генератора. Для передачи крутящего момента роторы цилиндров соединяются между собой посредством муфт. Ротор несет на себе лопаточный аппарат, который выполняет основную функцию: превращение кинетической энергии пара в механическую энергию вращения ротора генератора. Ротор включает в себя вал, облопаченные диски и некоторые другие элементы, обеспечивающие его сборку и нормальную работу.

Конструктивно ротор турбины может быть выполнен с насадными дисками, цельнокованым, сварным, сварно-кованным, а также комбинированным (часть ротора – цельнокованая, часть имеет насадные диски). Роторы с насадными дисками просты в изготовлении, но могут работать только при умеренных температурах пара, так как при высоких температурах может происходить ослабление посадки диска на вал. В цельнокованых роторах диски с валом вытачиваются из одной паковки, поэтому исключается ослабление посадки диска на вал в процессе эксплуатации турбины. Однако диаметры цельнокованых роторов ограничены, что объясняется сложностью изготовления. Роторы комбинированного типа применяются в турбинах, в которых температура изменяется в больших интервалах в пределах одного цилиндра.

В ЦНД широко применяются сварные роторы, которые состоят из нескольких дисков, сваренных по периферийной окружности. Это позволяет получить равномерную структуру металла по объему детали и улучшить тепловую стабильность ротора.

В паровых турбинах используют четыре вида уплотнений: концевые (для уплотнения валов, выходящих из цилиндров), промежуточные (отделяют друг от друга отсеки проточной части с разными направлениями потоков пара в противоточных цилиндрах), диафрагменные (препятствуют протечке пара между диафрагмой и валом) и уплотнения рабочей решетки.

К неподвижным частям турбины относятся также картеры ее подшипников. Подшипники служат для фиксации вращающегося валопровода турбоагрегата, при котором обеспечивается надежная и экономичная работа. В паровых турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и не вращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазки. В зависимости от числа роторов в валопроводе и способа их соединения турбоагрегат может иметь от трех до двенадцати опорных подшипников и один или два (чаще всего один) упорных.

Опорные подшипники воспринимают и передают на детали статора радиальные нагрузки от собственных веса валопровода, от его неуравновешенных центробежных сил и расцентровок, от аэродинамических сил, возникающих в проточной части турбины и уплотнениях. Упорный подшипник служит для воспри-

ятия результирующего осевого усилия, приложенного к вращающемуся валопроводу, и передачи его на детали статора. Одновременно он фиксирует положение валопровода в турбоагрегате и осевые зазоры в проточной части турбины и уплотнениях.

На стуле переднего подшипника располагается блок системы автоматического регулирования турбины. В состав системы регулирования входят: центробежный регулятор скорости, бойки автомата безопасности, рычаги срабатывания бойков, блок управления стопорным и регулирующими клапанами. На передней части блока расположен механизм управления турбиной (МУТ).

К переднему торцу ротора прикрепляют приставной конец вала, на котором установлены бойки предохранительных выключателей (датчики автомата безопасности), воздействующие на стопорный и регулирующие клапаны и прекращающие доступ пара в турбину при повышении частоты вращения ротора на 10—12% по сравнению с расчетной. Приставной конец вала с помощью гибкой муфты соединен с валом главного масляного насоса, который предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбины и генератора и в систему автоматического регулирования (САР) турбины.

Система маслоснабжения является составной частью турбоустановки, в значительной мере определяющей ее работоспособность. Масло в турбоустановках используют в качестве рабочего тела в гидравлических системах регулирования, для смазки и охлаждения подшипников турбоагрегата, в качестве уплотняющей среды в генераторах с водородным охлаждением, в гидромуфтах питательных насосов. Неудовлетворительная работа масляных систем приводит к авариям. По уровню давления масляные системы можно разделить на две группы: низкого давления (не более 0,295-0,392 МПа) для смазки, уплотнения генератора, питания гидромуфт и высокого давления (в зависимости от мощности турбины 0,49-0,98) для регулирования.

Всякая турбина имеет органы и устройства, позволяющие изменять ее мощность в зависимости от потребности в электроэнергии, т.е. турбина имеет механизм управления турбиной (МУТ), который постоянно восстанавливает равенство между требуемой и вырабатываемой мощностью. Регулирование основных параметров и частоты вращения осуществляется системой автоматического регулирования турбины (САР). Функции САР меняются в зависимости от типа турбоустановки. Основная функция САР конденсационной турбины - обеспечивать автоматическое поддержание заданной частоты вращения ротора турбины. Главная задача системы регулирования турбин в противодавлением - поддержание в определенных пределах давления отработавшего пара. Система регулирования теплофикационных турбин должна допускать независимое управление и поддержание как вырабатываемой мощности, так и отбираемого количества пара.

В заднем картере турбины располагают валоповоротное устройство. Валоповоротное устройство служит для медленного вращения валопровода турбины, исключающего его изгиб из-за температурной неравномерности по сечению, появлению вибрации и задевании вращающихся деталей о неподвижные. Оно состоит из электродвигателя, к ротору которого присоединен червяк, входящий в зацепление с червячным колесом, насаженным на промежуточный валик. На винтовой шпонке этого валика установлена ведущая цилиндрическая шестерня, которая при включении валоповоротного устройства входит в зацепление с ведомой цилиндрической шестерней, сидящей на валу турбины. После подачи пара в турбину частота вращения ротора повышается, и ведущая шестерня автоматически выходит из зацепления из-за проворачивания ее по винтовой шпонке.

Необходимость в работе валоповоротного устройства возникает при пуске и останове турбины.

Со стороны выхода пара ротор турбины соединен полугибкой муфтой с ротором генератора.

Основная потеря теплоты в турбинной установке происходит в ее конденсаторе. Для уменьшения этой потери в корпусе предусмотрено несколько патрубков, через которые пар отбирается из промежуточных ступеней на подогрев питательной воды, подаваемой в котел.

Контрольные вопросы.

1. Что собой представляет паротурбинный агрегат?
2. В чем принципиальное различие паровых турбин активного и реактивного типа?
3. Из каких основных элементов состоит типичная энергетическая паровая турбина?
4. Из чего состоит валопровод турбоагрегат?
5. Типы уплотнений турбины и места применения?
6. Варианты конструктивного исполнения роторов турбины?
7. Что входит в состав системы регулирования паровой турбины
8. Чему примерно равен абсолютный теоретический (термический) КПД турбоустановки?
9. В чем принципиальная разница абсолютных и относительных КПД? Какой из них больше?
10. Чем отличается эффективная мощность турбоагрегата от электрической? Какая из них больше?
11. Почему экономически целесообразны ТЭЦ с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии?

12. Какие типы турбин (по назначению) используются в энергетике?
13. Что такое номинальная мощность турбоагрегата и в чем отличие ее от конденсационных и теплофикационных турбин?
14. Расшифруйте обозначения турбины ПТ–60/80–12,8/1,3–2 и К-1000-5,9/25-1.

Лабораторная работа №2

Определение основных геометрических и газодинамических параметров турбинных ступеней.

Цель работы: изучение устройства и принципа действия турбинных ступеней и их основных параметров.

Общие сведения:

На рисунке 2.1 показана ступень активного типа, широко применяемая в практике турбостроения, которая состоит из диафрагмы 1 и рабочего колеса 2.

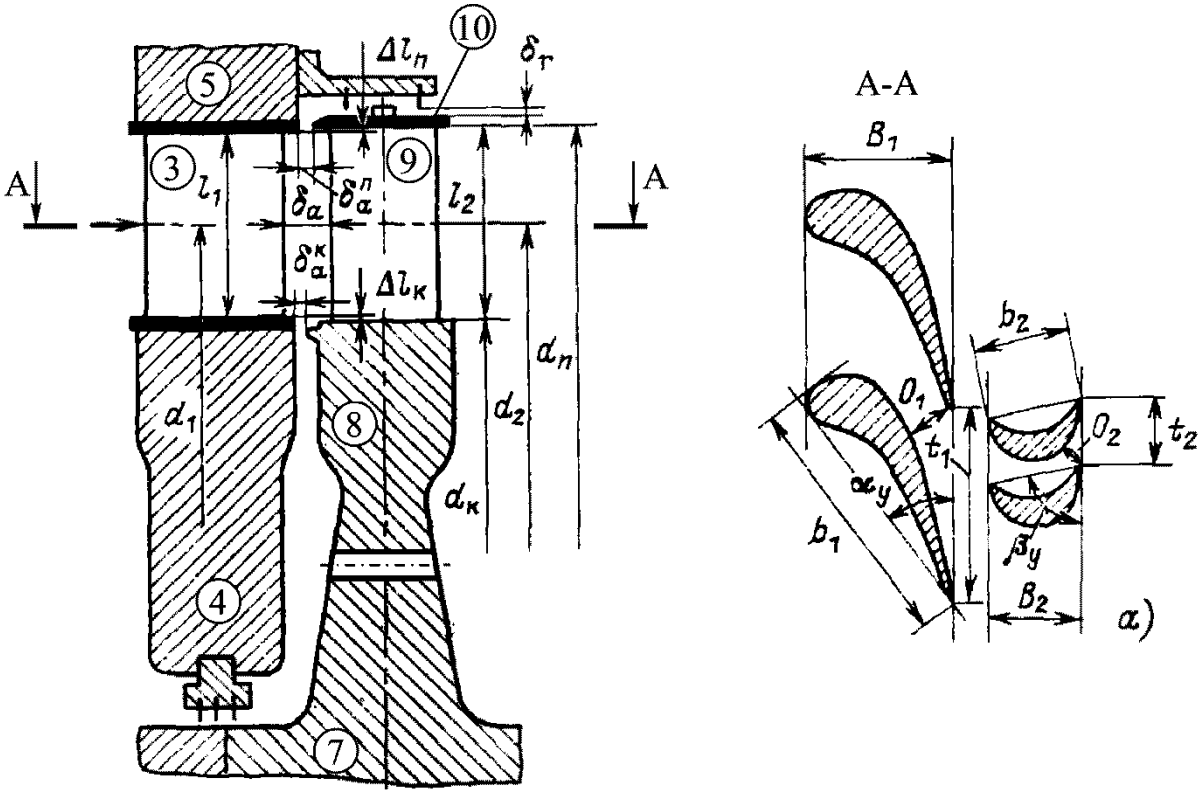


Рисунок 2.1 - Турбинная ступень активного типа:
1 – диафрагма; 2 - рабочее колесо; 3 - сопловые лопатки; 4, 5 – нижнее и верхнее диафрагменное кольцо; 6 - диафрагменное уплотнение; 7 – вал турбины; 8 – диск рабочего колеса; 9 – рабочие лопатки

Диафрагма выполняется из сопловых лопаток 3, образующих каналы сопловой решетки и закрепленных в нижнем 4 и верхнем 5 диафрагменных кольцах. Диафрагма 1 верхним кольцом 5 крепиться в корпус турбины, а в нижнее кольцо 4 монтируется диафрагменное уплотнение 6 для уменьшения бесполезной протечки рабочего тела помимо сопловых каналов через (зазор между диафрагмой 1 и валом 7) диафрагменный зазор. Рабочее колесо 2 выполняется из диска 8, вы-

полняемого заодно с валом или насаженного на него посредством шпонок. К диску 8 крепятся рабочие лопатки 9, образующие каналы рабочей решетки. Поверх рабочих лопаток 9 крепится бандажная лента 10 с усиками для уплотнения радиального зазора (зазор между рабочим колесом и корпусом).

Устройство реактивной турбинной ступени (рисунок 2.2) отличается от тем, что сопловые лопатки крепятся в корпус, а рабочие в барабан ротора, а также отличной формой каналов рабочей решетки.

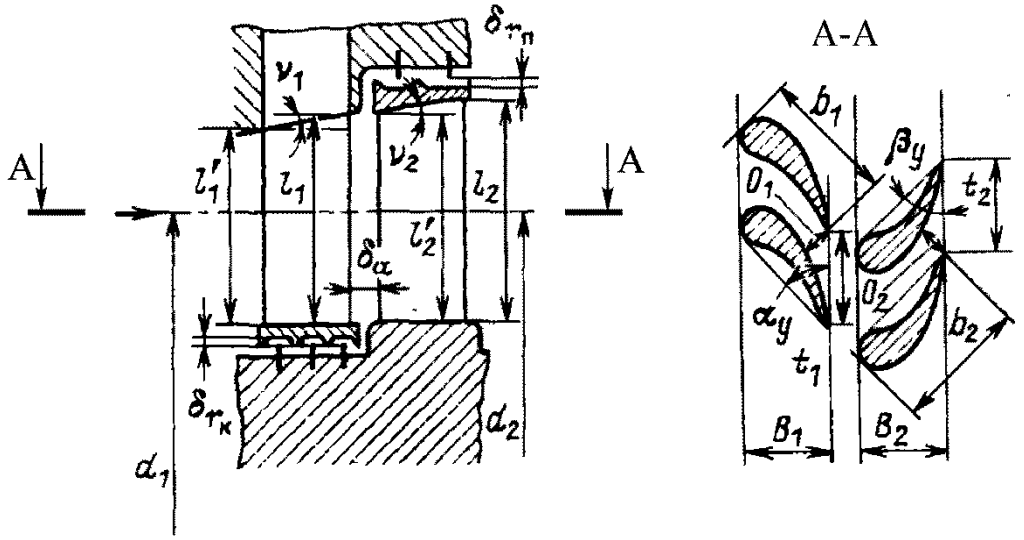


Рисунок 2.2 - Турбинная ступень реактивного типа.

В ступени турбины работа расширения пара преобразуется в кинетическую энергию потока, а последняя – в механическую. Поток пар, вышедший со скоростью c_1 из сопловой решетки, проходит зазор δ_a, отделяющий неподвижные сопловые лопатки от рабочих, и поступает в каналы рабочей решетки.

При обтекании рабочей решетки пар в общем случае дополнительно расширяется от давления p_1 (см. рисунок 2.3) в зазоре между сопловой и рабочей решеткой до давления p_2 за рабочими лопатками. Одновременно поток пара в рабочей решетке меняет направление. При этом происходит передача кинетической энергии потока рабочим лопаткам ступени.

Ступени подразделяются на активные и реактивные по особенностям преобразования в них внутренней и потенциальной энергии потока в механическую.

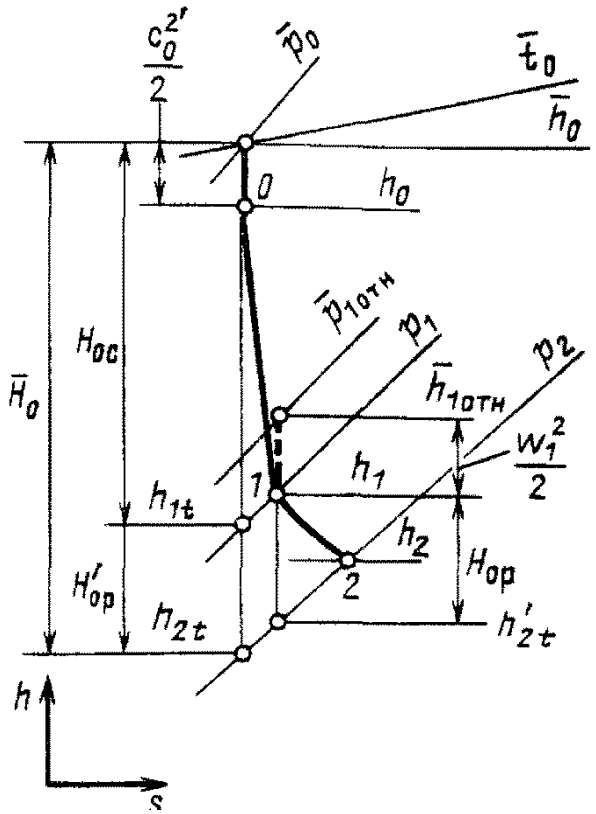


Рисунок 2.3 - Процесс расширения пара в активной турбинной ступени в h-S координатах

Отношение теплового перепада $H_{0\text{Р}}$ к теплоперепаду ступени от параметров торможения называется степень реактивности:

$$\rho = \frac{H_{0\text{Р}}}{H_{0\text{Р}} + H_{0\text{С}}} \approx \frac{H_{0\text{Р}}}{\overline{H_0}}. \qquad (2.1)$$

Если степень реактивности равна нулю и в каналах рабочих лопаток не происходит дополнительного расширения пара, то такая ступень называется **чисто активной.**

Когда степень реактивности невелика (до 0,2 – 0,25),то ступень принято также называть активной, причем иногда указывают, что это активная ступень с небольшой степенью реактивностью. Если степень реактивности значительна (0,4–0,6), то ступень называется **реактивной.**

Установленные на диске рабочие лопатки вращаются вместе с диском со скорость $u = \frac{w \cdot d_{\text{ср}}}{2}$, ($d_{\text{ср}}$ - средний диаметр ступени). Выходящий из сопловой решетки поток пара со скоростью c_1 под углом α_1 направляется в рабочую решетку, по отношению к которой обладает относительной скоростью w_1, которая составляет угол β_1 с окружной скоростью (рисунок 2.4).

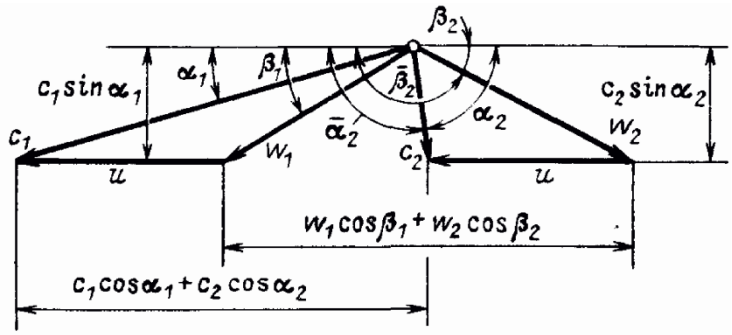


Рисунок 2.4 - Входной и выходной треугольники скоростей турбинной ступени.

Направление относительной скорости w_1 пара при выходе из лопаточного канала определяется углом выхода из рабочей решетки β_2. Абсолютная скорость выхода пара c_2 из каналов рабочих лопаток определятся как сумма векторов относительной скорости w_2 и окружной скорости u.

Геометрические размеры проточной части турбинной ступени выполняются в соответствии с уравнением неразрывности, записанного, например, для сечения за соплами:

$$G \cdot v_{1t} = \mu_1 \cdot e \cdot \pi \cdot d \cdot l_1 \cdot c_{1t} \cdot \sin\alpha_{1э}, \qquad (2.9)$$

где v_{1t} (м^3/кг) – удельный объем рабочего тела на выходе из сопловой решетки, определяется по диаграмме; π =3,14; l_1 - высота сопловой решетки; e - степень парциальности ($0 < e \le 1$, учитывающая долю окружности, по которой установлены сопла, для промежуточных ступеней e принимается равным 1, в регулирующих ступенях e равно 0,6…0,85, что обусловлено наличием стенок между группами сопловых коробок, питаемых от своих клапанов; $\alpha_{1эф}$ - эффективный угол выхода потока из сопел, в первом приближении может приниматься равным профильному углу сопловой решетки α_1.

Объект исследования:

Объектом исследования является промежуточную ступень паровой турбины ПТ 60-130/13. Необходимо определить для нее геометрические параметры турбинной ступени, определить ее мощность и построить треугольники скоростей в масштабе, построить процесс расширения с указанием параметров пара в соответствии с рисунками 2.3 и 2.4 соответственно.

Исходные данные по вариантам приведены в таблице 2.1

№ варианта	Давление пара	Температура пара	Степень реактивности	Скорость пара перед ступенью	Относ. внутренний КПД
	P_0	t_0	ρ	C_0	$\eta_{ол}$
	ата	**^{0}C**	**%**	**м/с**	**-**
1	76,28	497	11,0	56	0,739
2	68,47	482	12,0	55,7	0,761
3	61,14	468	12,6	55,5	0,772
4	55,9	454	14,2	54,8	0,731
5	49,7	440	16,5	54,7	0,790
6	44,31	425	16,8	54,4	0,798
7	39,2	410	16,6	54,2	0,809
8	34,58	393	15,6	54,1	0,810
9	30,5	377	16,3	54,0	0,816
10	26,88	361	15,4	54,8	0,819
11	23,33	344	20,2	53,9	0,824
12	20,37	328	19,3	53,3	0,828
13	17,58	311	21,5	53,1	0,838
14	15,22	294	20,5	52,7	0,843
15	13,00	276	26,4	52,3	0,857

Недостающие параметры принять самостоятельно и обосновать.

Выполнение работы

При расчете геометрических параметров турбинной ступени в первом приближении оптимальное отношения скоростей можно найти из выражения:

$$\chi_{\text{ф}} = \frac{\varphi \cdot \cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \qquad (2.5)$$

где $\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}}$ - коэффициент скорости для сопловой решетки, задавшись в первом приближении φ=0,93…0,95; α_1 - угол выхода рабочего тела из сопловой решетки, зависит от профиля лопатки, для сопловых решеток активных ступеней α_1^a = 9…15^0, для реактивных α_1^p = 17…23^0.

Величина теплового перепада на ступень – H_0 должна находиться в строгом соответствии с ее частотой вращения – n (с$^{-1}$) и средним диаметром – $d_{\text{ср}}$ (м), определяющим значение окружной скорости на среднем диаметре – $u = \pi \cdot d_{ср} \cdot n$ (м/с). Эта связь выражается посредством оптимального отношения скоростей:

$$\chi_{\text{ф}} = \left(\frac{u}{c_{\phi}} \right)_{opt},$$

где $c_{\text{ф}} = \sqrt{2\overline{H_0}}$ - фиктивная изоэнтропийная скорость пара, м/с.

С учетом энтальпия торможения перед ступенью (2.6) находим теоретическую энтальпию на выходе из ступени, определенная по основной изоэнтропе, проходящее через начальную точку процесса p_0, t_0.

Энтальпия торможения рабочего тела перед ступенью находится из выражения:

$$\overline{h}_0 = h_0 + \frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг}$$

где h_0 - энтальпия рабочего тела перед ступенью, кДж/кг; c_0 - скорость рабочего тела на входе в ступень, м/с.

Теоретическая энтальпия пара на выходе из ступени, проходящей через начальную точку p_0, t_0 равна

$$h_{2t} = \overline{h}_0 - \overline{H}_0, \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемы теплоперепад при выбранной степени реактивности делится между сопловой $H_{0c} = (1-\rho)\overline{H}_0$ и рабочей $H_{0p} = \rho\overline{H}_0$ решетками.

Теоретическая скорость пара из сопловой решетки

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho} \cdot c_{\phi}$$

Для последующего расчета необходимо по *h,s* – диаграмме найти параметры пара в ступени ($\overline{p}_0$, p_1, p_2, v_{1t}). Для нахождения высоты сопловой решетки воспользуемся формулой (2.9), задавшись углом α_1 и приняв полный подвод пара.

Определяем характер течения рабочего тела на выходе из сопловой решетки

$$\text{M}_1 = \frac{c_{1t}}{a_1},$$

где $a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}}$, м/с - теоретическая скорость звука за сопловой решеткой; κ – показатель политропы (для перегретого пара κ=1,35; для насыщенного κ=1,135).

По числу M_1 и углам α_0, $\alpha_{1э}$ выбираем профиль решетки (приложение 1).

Согласно выбранному профилю сопловой решетки и конструктивным соображениям, требующим проверку надежности лопаток, а также возможности унификации с другими ступенями определяем хорду профиля b_1 и относительный шаг $\bar{t}_1 = \frac{t_1}{b_1}$.

Число сопловых лопаток находим по формуле:

$$z_c = \frac{\pi \cdot d}{b_1 \cdot \bar{t}_1}, \text{ шт.}$$

Согласно рисунку 2.4 строим входной треугольник скоростей по c_1, u, α_1 из которого определяем w_1, β_1, графически или находится графически из треугольников скоростей или из формул косоугольных треугольников:

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1, \text{ м/с}$$

Теоретическая относительная скорость выхода рабочего тела из рабочей решетки:

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + \rho \cdot c_\phi^2}, \text{ м/с.}$$

Находим M_{2t} и выбираем профиль рабочей решетки, хорду рабочих лопаток с проверкой надежности относительный шаг решетки $\bar{t}_2 = \frac{t_2}{b_2}$.

Рассчитываем высоту рабочей лопатки по перекрыше (приложение 2).

$$l_2 = l_1 + \Delta_K + \Delta_П, \text{ м.} \qquad (2.13)$$

Находим угол выхода $\beta_{2э}$ скорости w_{2t} по выражению:

$$\beta_{2э} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot l_2}\right). \qquad (2.14)$$

где $F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}$, м^2 – выходная площадь сечения рабочей решетки; μ_2 - коэффициент расхода рабочей решетки, предварительно принимаем 0,91…0,93; v_{2t} - удельный объем рабочего тела на основной изоэнтропе, взятого при p_2.

Строим выходной треугольник скоростей по w_2, u, β_2 из которого определяем c_2, α_2, графически или или из формул косоугольных треугольников:

$$c_2^2 = w_2^2 - u^2 - 2 \cdot u \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2, \text{ м/с}$$

Оптимальное значение отношения скоростей $\chi_ф$ соответствует наибольшей величине относительного лопаточного к.п.д. турбинной ступени:

$$\eta_{ол} = \frac{H_u}{\overline{H_0}}, \qquad (2.10)$$

где $H_u, \overline{H_0}$ - фактически используемый (действительный) и располагаемый тепловой перепад в ступени.

Мощность развиваемая потоком рабочего тела на лопатках ступени (ободе колеса), может быть найдена из выражения:

$$N_u = G \cdot H_u = G \cdot u \cdot \left(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2\right),$$

где G – расход рабочего тела через ступень, кг/с;

Контрольные вопросы.

1. Конструкция турбинной ступени активного и реактивного типа?
2. Принцип действия турбинной ступени активного и реактивного типа?
3. Как по внешнему виду профиля сопловой и рабочей лопаток ступени определить, к какой ступени относятся: к активной или реактивной?
4. Какие основные, фундаментальные уравнения используются для газодинамического расчета элементов турбин?
5. Уравнение неразрывности для определения выходного сечения рабочей решетки F_2 при сверхзвуковой скорости на выходе из решетки.
6. Что называется конффузорным, безградиентным и диффузорным течением?
7. Как определяются располагаемые теплоперепады ступени и ее решеток?
8. Что такое степень реактивности турбинной ступени и каков ее физический смысл?
9. Что такое параметры торможения и как они определяются?
10. Уравнение для определения критического расхода при заданных параметрах торможения перед решеткой?
11. Уравнение для определения критического расхода при заданных параметрах за решеткой и выходной скорости?
12. Каковы преимущества и недостатки турбинных решеток с расширяющимися каналами?
13. Почему отношение скоростей является определяющей характеристикой эффективности ступени?
14. От каких главных параметров ступени зависит оптимальное отношение скоростей $\left(\frac{U}{C_{\hat{o}}}\right)_{opt}$?
15. Какие недостатки у ступени, спроектированной с отрицательной степенью реактивности?

Лабораторная работа №3

Исследование распределения давления по обводу профиля турбинной лопатки

Цель работы:

Изучение механизма возникновения окружного усилия в турбинной ступени.

Общие сведения:

Для анализа обтекания решетки профилей большое значение имеет распределение давления *P* и соответственно скорости *c* по обводу профиля. Это распределение показывает, какой поток в решетке – конфузорный или диффузорный, позволяет определить характер пограничного слоя, вычислить его характеристики, выявить возможность и место отрыва. Существует несколько методов теоретического расчета распределения давления *P* и скорости *c* в случае потенциального характера обтекания, т. е. в предположении безвихревого потока (без учета влияния сил вязкости). Во многих случаях характер этого распределения весьма близок к полученному экспериментально.

На рисунке 3.1 представлено изменение давления по профилю для двух решеток – сопловой и рабочей с малой конфузорностью канала.

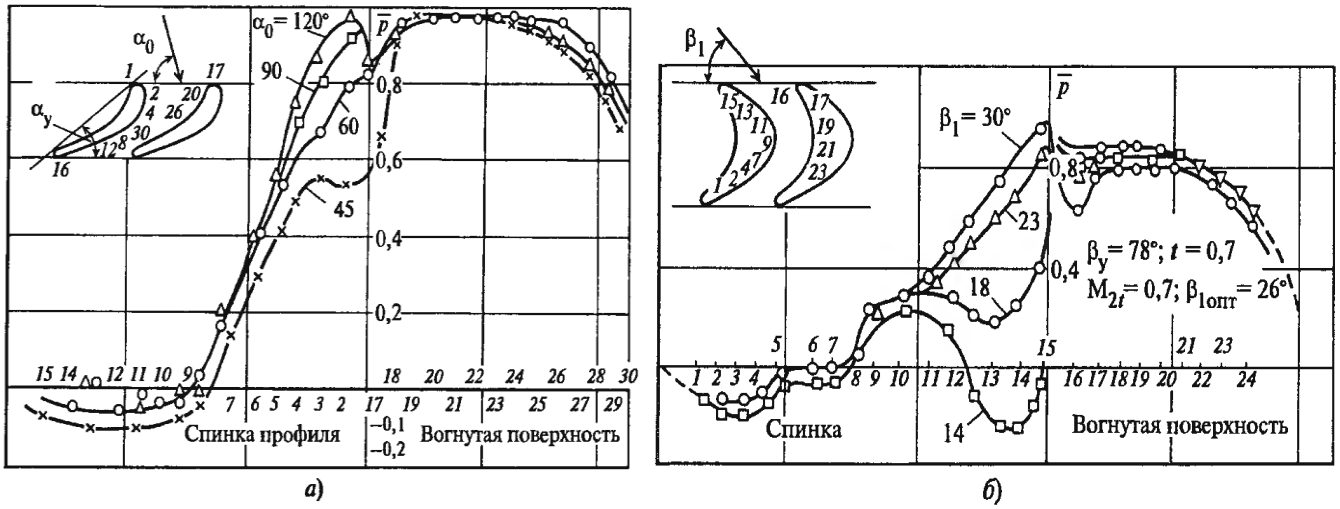


Рисунок 3.1 - Распределение давлений по обводу сопловой а) и рабочей (активной) б) решеток: 1-30 – номера точек

В сопловой решетке (рис. 3.1, *а*) на передней, входной кромке поток разветвляется. В точке разветвления скорость равна нулю и давление достигает наибольшего значения. За точкой разветвления при обтекании скругленной входной кромки поток ускоряется. Дальше распределение давления зависит от формы профиля и межлопаточного канала. На выпуклой поверхности (спинке) профиля рассматриваемой решетки продолжается интенсивное ускорение потока до точек 9-11 в косом срезе решетки. На этом участке спинке давление *p* меньше, чем дав-

ление за решеткой p_1 . На участке спинки между точками 11 и 15 давление повышается и у выходной кромки достигает величины, близкой к P_1.

Характер распределения давления на вогнутой поверхности оказывается иным. Вслед за резким ускорением потока у входной кромки давление сохраняется почти неизменным до точки 27. Только вблизи выходной кромки наблюдается снижение p (точки 27-30) и, следовательно, новое ускорение потока.

Таким образом, на спинке и на вогнутой поверхности образуется области с отрицательным, нулевым и положительным градиентами давлений, т. е. с ускорением, неизменной скоростью и замедлением потока. В данной решетке область с положительным градиентом давления (диффузорная) имеется на выходном участке спинки профиля.

Наиболее благоприятно конфузорное течение (*с* отрицательным градиентом давления $dp<0$). Здесь по потоку толщина пограничного слоя δ, начиная с точки 2 на спине и с точки 27 на вогнутой стороне, увеличивается незначительно, а при некоторых условиях можно наблюдать даже утонение слоя. Участок $dp\approx 0$ (точки 19-27) характерен ростом толщины слоя. Основное первоначальное наращивание слоя происходит при обтекании входной кромки, где на небольшом участке давление p возрастает. На спинке профиля в косом срезе толщина слоя существенно увеличивается; здесь во многих случаях наблюдается турбулизация слоя, а в диффузорной области, где $dp>0$ (точки 11-16), возможен отрыв слоя.

Схема образования пограничного слоя и изменения его толщины δ при обтекании сопловой решетки показана на рис. 2-16. Здесь представлены случаи безотрывного течения и течения с отрывом. Для наглядности толщина пограничного слоя на рисунке утрированно увеличена.

Распределение давлений по профилю рабочей решетки активного типа, т. е. с малой конфузорностью канала, показано на рис. 3.1, б).

На входном участке спинки профиля происходит расширение потока, как и в сопловой решетке. Далее вновь происходит ускорение потока, и давление падает до минимального значения вблизи выходной кромки (точки 2,3). Вслед за тем образуется диффузорный участок, на котором давление повышается до P_2 - давления за решеткой.

На вогнутой поверхности давление также интенсивно понижается вблизи входной кромки, затем возрастает и потом медленно понижается до точек 21-22. в дальнейшем (за точкой 23) наблюдается интенсивное падение давления до P_2.

Из-за менее благоприятных условий на входе в решетку, большого участка неизменной скорости потока, начала перерасширения ($p<p_2$) еще до косого среза (точка 7) и более резкого повышения давления в диффузорной области следует ожидать, и это подтверждается опытами, что коэффициент потерь энергии при обтекании решетки активного типа будет выше, чем при обтекании сопловой ре-

шетки. Распределение давления по профилю можно представить в виде векторной диаграммы, откладывая значения *P* по нормалям от линии профиля (рис. 3.2).

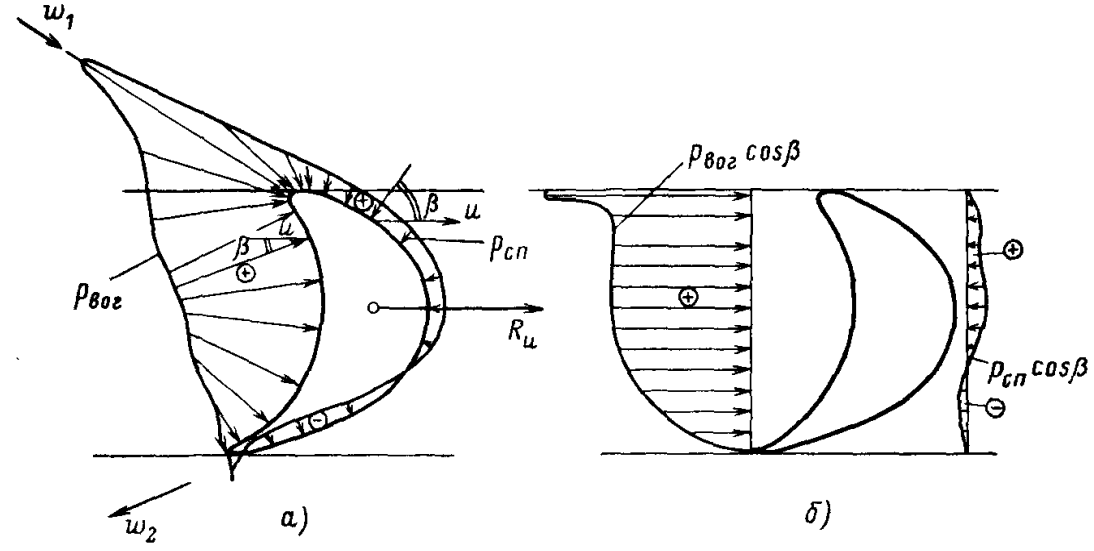


Рисунок 3.2 - Распределение давления по профилю рабочей (активной) решетки *а)* и проекции в окружном направлении давлений на вогнутую и выпуклую поверхности профиля *б)*.

Как видно из рисунка 3.2, давление $p_{вог}$ на вогнутой поверхности значительно выше, чем на спинке $p_{сп}$.

Эта разность давлений создает окружное усилие, которое можно определить, проинтегрировав разность давлений по высоте $\int$ и длине обвода *S* каждого профиля:

$$R_u = \int\int (p_{вог} - p_{сп}) \cos\beta \cdot dS \cdot dl$$

где *S* - длина обвода профиля; β - угол между направлением *и* и нормалью к элементу поверхности профиля *dS*; *l*– высота лопатки.

Качество рабочей решетки при заданных расходах пара G, параметрах до решетки, давлении за ней, повороте потока и числе лопаток определяется величиной усилия $R_è$, действующего на лопатку. Чем больше это усилие, тем эффективнее решетка.

Объект исследований и методика выполнения работы.

В качестве объекта исследований выбрана плоская решетка профилей, собранная из точных моделей одной из рабочих лопаток ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ, представляющей типичный профиль рабочей решетки активного типа. В среднем сечении по обводу одной из лопаток выполнены дренажные отверстия (17 шт.), которые системой импульсных линий соединены с манометрическим щитом, благодаря чему имеется возможность замера давлений на поверхностях

лопатки. Координаты точек профиля приведены таблице 3.1, внешний вид профиля и схема разбивки точек замера изображены на рисунке 3.3.

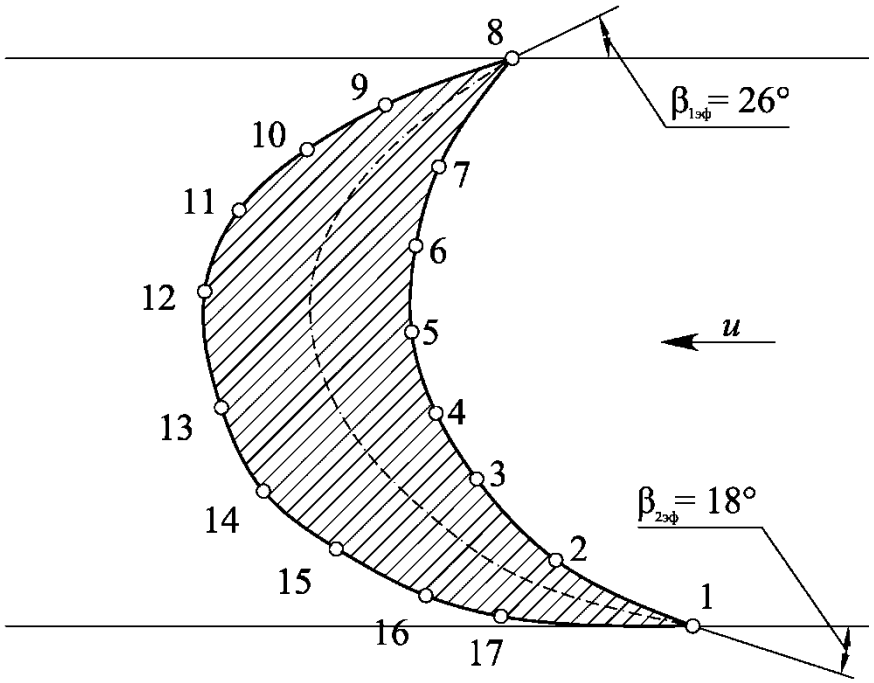


Рисунок 3.3. Внешний вид профиля и схема разбивки точек замера давления по ободу профиля: 1-17 - 1-30 – номера точек замера.

Таблица 3.1 - Координаты точек профиля

Точки	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
X, мм	61,3	47,8	40,0	36,0	33,6	34,0	36,3	43,5	31,0
Y, мм	0	6,5	14,5	21,0	29,0	37,5	45,3	56,0	51,4

Продолжение таблицы 3.1

Точки	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**
X, мм	23,3	16,6	13,2	15,5	19,0	26,4	35,0	42,5
Y, мм	47,0	41,0	33,0	21,8	13,3	8,0	3,0	2,0

Анализ эпюры давления позволяет рассчитать окружное усилие, действующее на лопатку. Зная последнее, можно определить вращающий момент на валу колеса и найти мощность, развиваемую колесом. Эпюра распределения давления по обводу профиля строится следующим образом: вычерчиваем в масштабе 2:1 профиль с размеченными точками замера, из которых проводятся нормально к поверхности профиля лучи, по которым в масштабе, считая от поверхности профиля, откладываются значения давления P_i в данной конкретной точке в принятом масштабе. После чего полученные точки на нормалях соединяются плавной кривой, которая и представляет собой эпюру распределения давления по обводу профиля.

Замеры распределения давления в дренируемых точках и построение на основании таких замеров эпюры распределения давления по обводу профиля проводят для трех углов атаки $i = \beta_1 - \beta_{1\ddot{e}}$ (-10°, 0°, 10°), которые изменяется поворотом стола решетки.

Для получения результирующего давления, действующего на профиль, необходимо спроектировать эпюру давлений на направление вращения колеса - u. Для этого следует воспользоваться формулой:

$$\overline{\eth_{ui}} = \overline{\eth_i} \cdot \cos\beta_i .$$

где β_i – угол между вектором нормали в i-той точке и направлением вращения колеса - u. Методом графического интегрирования проекций эпюры находится среднее давление на вогнутой $\eth_{\hat{a}\hat{i}\,\tilde{a}\ddot{i}}$ и выпуклой $\eth_{\tilde{n}\ddot{i}}$ поверхностях профиля. Результирующее давление, действующее на профиль, находится из выражения:

$$\overline{\eth} = \overline{\eth}_{\hat{a}\hat{i}\,\tilde{a}\ddot{i}} - \overline{\eth}_{\tilde{n}\ddot{i}} .$$

Окружное усилие R_u, действующее на одну лопатку, можно найти из выражения:

$$R_u = \overline{p \cdot l} \cdot B ,$$

где l, B– соответственно высота и ширина решетки определяется замером по месту.

Момент на валу колеса может быть рассчитан как:

$$M = R_u \cdot z \cdot \frac{d}{2},$$

где z, d– соответственно число лопаток в колесе и средний диаметр ступени (задаются преподавателем).

Мощность ступени найдется как

$$N_u = M \cdot \omega = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$$

где ω – угловая скорость вращения колеса.

Полученные результаты анализируются.

Контрольные вопросы.

1. За счет чего создается окружное усилие, действующее на рабочие лопатки?
2. Что такое относительный лопаточный КПД ступени и какие потери энергии он учитывает?
3. Что такое пограничный слой? В чем удобство расчета каналов турбинных решеток с использованием характеристик пограничного слоя?
4. Изобразите эпюры скоростей в пограничном слое при ламинарном и турбулентном режимах. При каком из этих режимов потери от трения будут больше?

При каком из этих режимов больше вероятность отрыва пограничного слоя обтекаемой поверхности? Когда и почему при диффузорном течении происходит отрыв пограничного слоя?

5. Назовите основные геометрические и режимные параметры турбинных решеток. Какие основные зависимости включаются в аэродинамические характеристики турбинных решеток?
6. Где больше величина оптимального относительного шага *t-y* сопловых или рабочих решеток?
7. В каких случаях можно не учитывать влияние шероховатости поверхности на коэффициент потерь?
8. По каким параметрам подбирается типоразмер решетки? Что означают обозначения решеток С-90-15 В и Р-30-21 А?

Лабораторная работа №4.

Исследования течения в канале активной решетки и профильных потерь энергии при изменении угла атаки

Цель работы:

Изучить механизм возникновения профильных потерь энергии в решетках и влияние угла атаки на их формирование.

Общие сведения:

Потери энергии, связанные с течением пара в кольцевых турбинных решетках, можно условно разделить на несколько составляющих, первая из которых профильные потери, которые являются один из основных видов потерь в турбинных решетках. Профильные потери характеризуются коэффициентом $\zeta_{ïð}$ и определяются при обтекании решетки профилей с бесконечной длиной, т.е. при *l*>>*b*.

Профильные потери в свою очередь можно разделить на:

- потери на трение в пограничном слое и вихревые потери при отрывах потока на профиле, $\zeta_{òð}$;

- вихревые потери за выходной кромкой, называемые кромочными, $\zeta_{êð}$;

- волновые потери при обтекании решетки сверхзвуковым потоком $\zeta_{âîëí}$.

$$\zeta_{ïð} = \zeta_{òð} + \zeta_{êð} + \zeta_{âîë} \qquad (4.1)$$

Первую составляющую профильных потерь – потери на трение в пограничном слое $\zeta_{òð}$ – можно определить теоретически, если известен режим пограничного слоя и его условные толщины у выхода из решетки.

Следует учитывать, что потери на трение в решетке в значительной степени зависят от качества (шероховатости) поверхности профиля, особенно спинки профиля в косом срезе, поэтому при изготовлении сопловых и рабочих лопаток большое внимание уделяется чистоте обработки этих поверхностей.

Вторую часть профильных потерь составляют кромочные потери $\zeta_{êð}$. При сходе с выходных кромок профиля поток открывается. В результате отрыва за выходной кромкой возникают вихри (рисунок 4.1), которые образуют начальный участок кромочного следа.

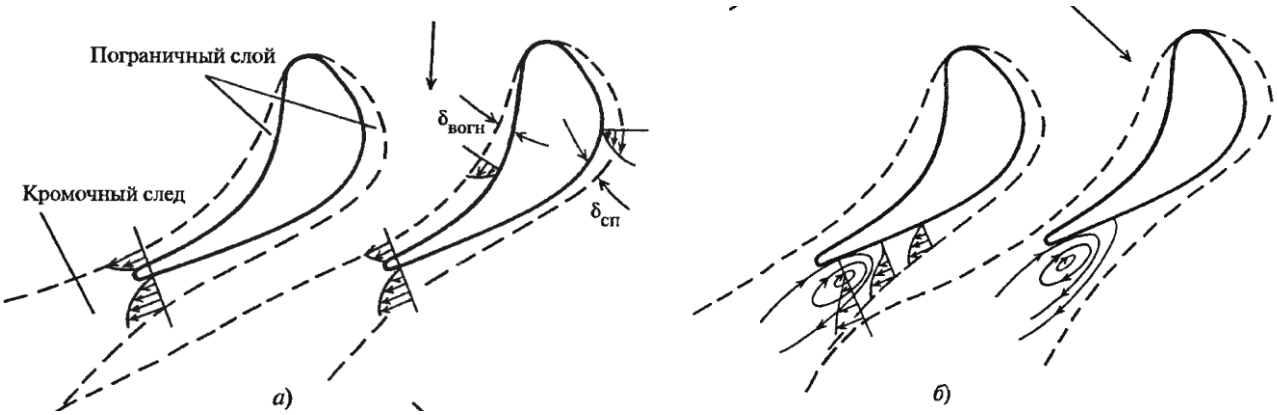


Рисунок 4.1 – Образование пограничного слоя на профиле сопловой лопатки: а) – безотрывное течение; б) – течение с отрывом потока от спинки

Взаимодействие между кромочным следом и ядром потока приводит к выравниванию поля потока за решеткой. Статическое давление потока увеличивается, а средняя скорость уменьшается, в результате возникают потери кинетической энергии, аналогичные потерям при внезапном расширении.

На малых расстояниях за выходными кромками поток имеет периодически неравномерное поле скоростей, давлений и углов (рисунок 4.2). По мере удаления от решетки скорости в ядре потока уменьшаются, а в кромочных следах возрастают, поток за решеткой выравнивается; при этом благодаря перемешиванию ширина кромочного следа увеличивается.

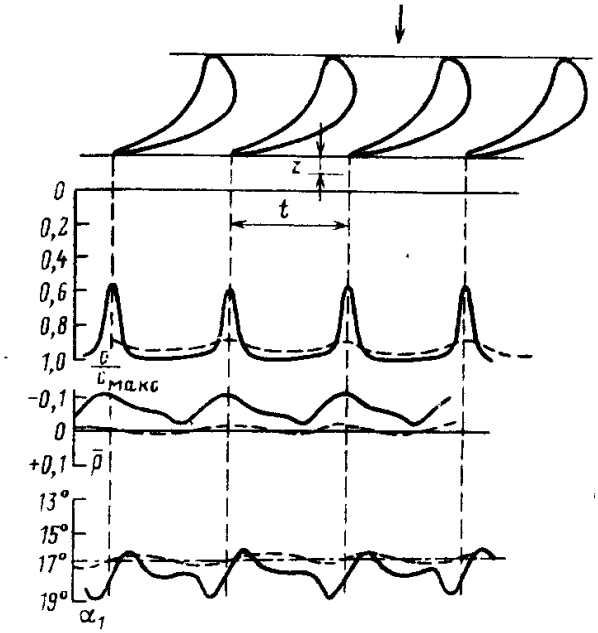


Рисунок 4.3 – Распределение скоростей, относительных давлений и углов выхода потока за решеткой на разном расстоянии: — – при z=0,1t, - - – при z=1,8t

Коэффициент кромочных потерь $\zeta_{кд}$ зависит в первую очередь от относительной толщины выходной кромки

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta_{\hat{e}\eth}}{O_1} = \frac{\Delta_{\hat{e}\eth}}{b \cdot \bar{t} \cdot \sin\alpha_{1\acute{y}}},$$

где O_1 – ширина минимального сечения канала. Для снижения $\zeta_{\hat{e}\eth}$ следует утонять выходную кромку до величины, минимально допустимой по условиям прочности и технологии изготовления.

Потери на трение и кромочные потери зависят от относительного шага $\bar{t} = \frac{t}{b}$. Величина $\zeta_{\hat{e}\eth}$ меняется главным образом из-за изменения относительной толщины выходной кромки с увеличением шага несколько ухудшается обтекание спинки профиля сопловой решетки – растет относительная протяженность спинки профиля в косом срезе и, следовательно, растет протяженность диффузорной области на выходном участке спинки. При уменьшении шага эпюра давлений становится более благоприятной, однако при очень малом шаге могут возникнуть диффузорные участки, так как канал на выходе становится менее конфузорным.

Кроме того диффузорные участки, при уменьшении $\bar{t}$ возрастают кромочные потери, поэтому коэффициент профильных потерь для сопловой решетки имеет минимальное значение при некотором оптимальном шаге рекомендованный профилем решетки приведенный в приложении 1.

При уменьшении шага межлопаточный канал может стать на выходе расширяющимся. В этом случае скорость дозвукового потока в выходной части канала уменьшается (поток тормозится), что приводит к резкому возрастанию профильных потерь. Большое влияние шага в решетках активного типа объясняется тем, что при измерении $\bar{t}$ форма межлопаточного канала меняется существеннее.

Профильные потери зависят от поворота потока в решетке. Обычно чем больше поворот потока, тем $\zeta_{\ddot{i}\eth}$ выше. Для сопловой решетки с $\alpha_0 \approx 90^\circ$ уменьшение $\alpha_{1э}$ означает (при неизменной хорде *b* и оптимальном шаге $\bar{t}$) уменьшение ширины минимального сечения канала O_1 и тем самым рост $\zeta_{\grave{o}\eth}$ при той же толщине выходной кромки $\Delta_{кр}$ растет $\overline{\Delta}_{\hat{e}\eth}$ и следствие этого увеличиваются кромочные потери $\zeta_{\hat{e}\eth}$. Кроме того, чем меньше $\alpha_{1\acute{y}}$, тем больше протяженность косого среза решетки, в котором на спинке профиля из-за диффузорного характера потока существенно возрастает толщина пограничного слоя. Наиболее оптимальными являются решетки с $\alpha_{1\acute{y}} = 10\ldots18^\circ$. При $\alpha_{1\acute{y}} < 8\ldots10^\circ$ потери энергии заметно выше, чем при $\alpha_{1\acute{y}} = 13\ldots18^\circ$, а решетки с $\alpha_{1\acute{y}} < 8^0$ почти не применяются в турбинах. При очень больших углах $\alpha_{1\acute{y}} > 30^0$, профилируя решетку, трудно обеспечить достаточную конфузорность на всем протяжении канала и вследствие этого $\zeta_{\grave{o}\eth}$ возрастают.

При изменении угла входа потока в решетку заданных размеров будут меняться распределение давления по профилю, характер и толщина пограничного слоя и место его отрыва; следовательно, будут меняться и профильные потери. Для каждой решетки существует оптимальный угол входа $\alpha_{1\text{ýîïò}}$, при котором профильные потери минимальны $\zeta^{\text{ìèí}}_{\text{ïð}}$.

При меньшем угле входа $\alpha_1 < \alpha_{1\text{îïò}}$ ухудшается обтекание входного участка на спинке профиля, где может появиться диффузорный участок, в решетках активного типа захватывающий значительную часть канала. При $\alpha_1 > \alpha_{1\text{îïò}}$, наоборот, ухудшается обтекание вогнутой поверхности профиля.

Таким образом, можно сделать вывод, что большую роль в формировании профильных потерь играет режим течения потока внутри канала решетки профилей. В частности, наиболее неблагоприятный режим с диффузорным течением.

Объект и методика исследований.

В качестве объекта исследований выбрана решетка активных профилей, характеристики которой приведены в работе №3. По координатам профиля, приведенным в таблице работы №3, вычерчивается канал решетки на в масштабе 2:1 и анализируется для выявления диффузорных участков. Измерение выполняется для трех значений угла атаки $i = \beta_1 - \beta_{1\text{ë}}$ (-10°, 0°, 10°) где $\beta_{1\text{л}}$ и β_1 – соответственно лопаточный и действительный угол входа потока в решетку. Последний изменяется поворотом стола решетки. По результатам эксперимента для каждого из исследованных значений угла атака строится зависимость $\delta_1^* = f(t)$.

Так как потери по шагу t решетки формируются неравномерно, то судить об уровне экономичности ее можно на основании средних по шагу потерь энергии. Потери энергии в случае продувки решеток воздухом могут быть оценены по изменению полного давления потока до δ_0^* и после δ_1^* решетки. Причем значение P_1^* здесь должно рассматриваться как среднее по шагу $\delta_{1\text{ñð}}^*$. Такой подход справедлив, так как изменением температуры потока в канале можно пренебречь, тогда коэффициент профильных потерь энергии может быть определен как

$$\zeta_{\text{ïð}} = \frac{\delta_0^* - \delta_{1\text{ñð}}^*}{\delta_0^*} \qquad (4.1)$$

Замер давления δ_0^* осуществляется неподвижной трубкой полного напора, а p_1^* трехканальным зондом в нескольких точках по шагу.

Затем эти графики усредняются для определения $\delta_{1\text{ñð}}^*$, по которым рассчитывается $\zeta_{\text{ïð}}$ с помощью выражения (4.1). По рассчитанным значениям $\zeta_{\text{ïð}}$ строится

зависимость вида $\zeta_{ïð} = f(i)$. Одновременно проводятся измерения распределения давлений по обводу профиля (аналогично работе №3), по результатам которых строится соответствующая эпюра давлений по развертке профиля, используемая для анализа режима течения в канале и анализируется изменение профильных потерь энергии в решетке при различных значениях угла атаки.

Контрольные вопросы.

1. Что такое пограничный слой? В чем удобство расчета каналов турбинных решеток с использованием характеристик пограничного слоя?
2. Изобразите эпюры скоростей в пограничном слое при ламинарном и турбулентном режимах. При каком из этих режимов потери от трения будут больше? При каком из этих режимов больше вероятность отрыва пограничного слоя обтекаемой поверхности? Когда и почему при диффузорном течении происходит отрыв пограничного слоя?
3. Где больше величина оптимального относительного шага t – у сопловых или рабочих решеток?
4. В каких случаях можно не учитывать влияние шероховатости поверхности на коэффициент потерь?
5. Как условно делятся профильные потери в турбинной ступени?
6. Как происходит распределение скоростей, относительных давлений и углов выхода потока за решеткой?
7. Почему при бесконечно тонкой выходной кромке Кромочные потери равны нулю? Почему и как зависят кромочные потери от расстояния плоскости измерения от выходных кромок?

Лабораторная работа №5
Исследование концевых потерь энергии в турбинной решетке

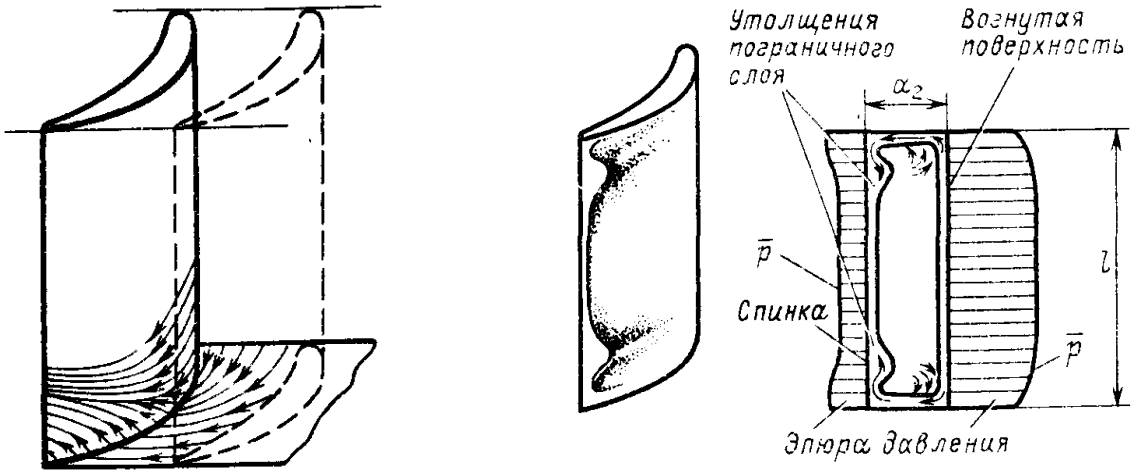
Цель работы:

Изучить механизм возникновения концевых потерь энергии.

Общие сведения.

В каналах турбинных решеток конечной высоты поток имеет пространственный характер. Здесь возникают поперечные (вторичные) течения создающие потери энергии. Причинами возникновения перетоков в межлопаточных каналах являются вязкость пара и поперечный градиент давления, обусловленный кривизной каналов.

Благодаря повышенному давлению у вогнутой поверхности профиля в пограничном слое происходит перетекание по торцевым стенкам, ограничивающие каналы по высоте, к спинке лопатки, где давление ниже (рисунок 5.1, а). На спинке у концов лопатки пограничный слой, стекающий с торцевых стенок, взаимодействует с пограничным слоем, движущимся вдоль спинки по траекториям, параллельным торцевым стенкам. В результате этого взаимодействия на спинке вблизи концов лопатки происходит интенсивное набухание пограничного слоя: толщина слоя значительно увеличивается (рисунок 5.2, б). На вогнутой поверхности в направлении к торцевым стенкам давление несколько уменьшается, а на выпуклой возрастает.



а) б)

Рисунок 5.1 - Образование вторичных течений в канале плоской решетки: а) – линии тока на ограничивающей (торцевой) стенке и на спинке профиля у конца лопатки; б) – распределение толщины пограничного слоя в канале решетки и распределение давление по высоте лопатки.

Составляющие скоростей поперечного (вторичного) движения в пограничном слое на спинке и на торцевых стенках будут различны в зависимости от положения рассматриваемого сечения в канале. Частицы пара, наиболее близкие к торцевым стенкам и спинке профиля , обладают наименьшем запасом кинетической энергии и под воздействием поперечного градиента давления наиболее сильно откланяются от направления основного движения.

Перетекание пара в пограничных слоях от вогнутой поверхности к спинке лопатки компенсируются в ядре потока у торцевых стенок соответствующим течением от спинки к вогнутой поверхности.

В результате этих вторичных течений в межлопаточных каналах решетки возникают две вихревые области, расположенные симметрично по высоте плоской решетки вблизи торцевых стенок каналов. В этих вихревых областях имеет место винтообразное движение пара, причем вращение частиц происходит в противоположных направлениях (рисунок 5.1, б)

Характер изменение коэффициентов потерь энергии по высоте решетки показан на рисунке 5.2. При удалении от торцевых стенок потери вначале уменьшаются, затем резко возрастают и потом вновь уменьшаются к среднему сечению, где они соответствуют профильным потерям. Наибольшие потери по высоте возникают в зонах утолщенного пограничного слоя на спинке профиля, а также непосредственно на ограничивающих (торцевых стенках).

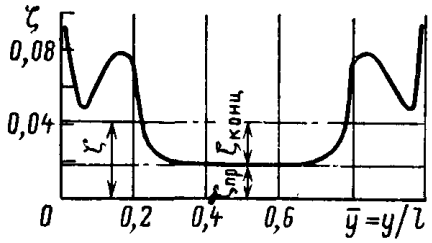


Рисунок 5.1. - Распределение коэффициентов потерь по высоте плоской решетки активного типа

Концевые потери зависят от геометрических и режимных параметров решетки. Наибольшее решающее влияние на коэффициент концевых потерь имеет относительная высота лопатки $\bar{l} = l/b$. Структура потока в канале, а следовательно, и абсолютная величина концевых потерь с уменьшением высоты лопаток l до определенных пределов сохраняются неизменными, а относительные потери растут.

При малой высоте, когда происходит смыкание вторичных течений, начинается возрастать не только относительная, но и абсолютная величина концевых потерь. Это объясняется слиянием утолщенных пограничных слоев на спинке и интенсификацией вихревого движения.

Чем меньше угол поворота потока $\Delta\beta = 180° - (\beta_1 + \beta_{2\acute{y}})$, тем меньше разница давлений на вогнутой и выпуклой сторонах профиля и, следовательно, меньше концевые потери. При заданной величине l/b концевые потери будут меньше при утонении пограничного слоя в зоне наибольшей кривизны канала, а так же уменьшении поперечного градиента давления в этой области.

Уменьшение концевых потерь в сопловых решетках можно добиться специальным меридиональным профилированием каналов с поджатием потока по высоте. Такое профилирование позволяет уменьшить поперечные градиенты давления в месте максимальной кривизны канала и тем самым уменьшить вторичные перетекания; уменьшить толщину пограничного слоя в выходном сечении на спинке профиля увеличением конфузорности канала в косом срезе; кроме того уменьшаются потери специфические для кольцевых решеток, а именно за счет поджатия потока к корневому сечению лопаток снижаются потери у нижнего цилиндрического бандажа.

Объект исследования

Объект представляет собой плоскую решетку профилей, собранную из точных моделей рабочих лопаток 10-й ступени турбины К-300-240 ЛМЗ, описанную в работе №4.

Задачей экспериментального исследования является получение зависимости средних по шагу потерь в решетке вдоль высоты канала.

Для получения такой зависимости определяют потери в нескольких сечениях по высоте лопатки (не менее пяти). Причем, в каждом сечении потери определяются как средние по шагу, так как потери по шагу t решетки формируются неравномерно

Измерение выполняется для трех значений угла атаки $i = \beta_1 - \beta_{1л}$ (-10°, 0°, 10°) где $\beta_{1л}$ и β_1 – лопаточный и действительный угол входа потока в решетку соответственно. Последний изменяется поворотом стола решетки.

По результатам эксперимента для каждого из исследованных значений угла атака строится зависимость $\delta^*_{1ср} = f\left(\bar{l}\right)$.

Потери энергии в случае продувки решеток воздухом могут быть оценены по изменению полного давления потока до δ^*_0 и после δ^*_1 решетки. Причем значение δ^*_1 здесь должно рассматриваться как среднее по шагу $\delta^*_{1ср}$. Такой подход справедлив, так как изменением температуры потока в канале можно пренебречь, тогда коэффициент профильных потерь энергии может быть определен как

$$\zeta_{кон} = \frac{\delta^*_0 - \delta^*_{1ср}}{\delta^*_0} \qquad (4.1)$$

Замер давления δ^*_0 осуществляется неподвижной трубкой полного напора, а p^*_1 – трехканальным зондом в нескольких точках по шагу для заданной высоты $\bar{l}$.

Затем эти графики усредняются для определения $\delta^*_{1ср}$, по которым рассчитывается $\zeta_{кон}$ с помощью выражения (4.1). По рассчитанным значениям $\zeta_{кон}$ стро-

ится зависимость вида $\zeta_{i\delta} = f\left(\bar{l}\right)$ для каждого угла $i = \beta_1 - \beta_{1ё}$. Результаты эксперимента анализируются.

Контрольные вопросы.

1. Причина возникновения градиента давления в межлопаточых каналах?
2. От каких геометрических параметров турбинной ступени зависят концевые потери в большей степени?
3. Как происходит распределение потерь по высоте решетки активного типа?
4. Как можно уменьшить концевые потери в сопловой решетке?
5. В чем физический смысл концевых потерь при обтекании турбинных решеток? Где больше эти потери (при одинаковых длинах и хордах): в сопловой или в рабочих решетках?
6. Какие составляющие суммарных коэффициентов потерь при обтекании кольцевой турбинной решетки?
7. Какова основная причина повышения потерь энергии при обтекании суживающихся турбинных решеток и сверхзвуковых выходных скоростях?

Лабораторная работа №6

Определение потерь энергии с выходной скоростью в турбинной ступени

Цель работы:

изучить возникновение потерь энергии с выходной скоростью в турбинной ступени и факторы ее определяющие.

Общие сведения:

Потери энергии с выходной скоростью обусловлены наличием определенной скорости потока, покидающего ступень. Величина потери энергии при этом составляет

$$\Delta h_{âñ} = \frac{c_2^2}{2}. \qquad (6.1)$$

Максимальная величина этих потерь имеет место в ступенях, срабатывающих наибольшие перепады энтальпий. Обычно это последняя ступень. В таких ступенях выходная скорость достигает значений до 300 м/с, а $\Delta h_{âñ}$ при этом составляет 15…40 кДж/кг. КПД последней ступени из-за повышенных потерь с выходной скоростью снижается до 75% и ниже.

Объект и методика исследований.

Объектом исследований является экспериментальная воздушная турбина ЭВТ-1 лаборатории паровых турбин кафедры ТЭС, состоящая из одиночной ступени большой веерности ($\theta \approx 4$) с установленным за ней диффузорным выхлопным патрубком. Ротор турбины соединен с валом двигателя постоянного тока, выполняющего роль как генератора с выдачей энергии в сеть, так и двигателя для вращения ступени до скоростей, превышающих холостой ход. Последнее дает возможность исследовать режимы работы турбины с потреблением мощности (с отрицательным к.п.д.). Установка снабжена специально разработанной для этих целей электронной схемой управления, основу которой составляет тиристорный выпрямитель, управляемый магнитным усилителем. На входе в турбину имеется ресивер, что позволяет с большой точностью определять в нем параметры заторможенного потока p_0^* и T_0^*. В межвенцовом зазоре (зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом) устанавливаются в зависимости от решаемых задач специальные аэродинамические зонды, позволяющие замерять скорость потока за соплами. За рабочим колесом устанавливается зонд для определения выходной скорости. Одновременно с определением абсолютного значения скоростей замеряется и направление потока.

Методика определения скоростей потока в проточной части основана на замере динамического напора

$$\Delta p_{äèí} = p^* - p_{ñò} \ . \qquad (6.2)$$

где p^* и $p_{ñò}$ – давление заторможенного потока и его статическое давление. Величина скорости через $\Delta p_{äèí}$ может быть определена как

$$\tilde{n}_2 = \sqrt{2\frac{p^* - p_{ñò}}{\rho}} \ . \qquad (6.3)$$

где $\rho = \rho_0 \frac{t_0}{t + 273}$ – плотность воздуха при температуре $t, {}^0C$.

Применительно к объекту исследований (ЭВТ №1) величина изоэнтропийного теплового перепада на ступень может быть определена из выражения

$$h_0 = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] \qquad (6.4)$$

где p_2 – среднее давление в потоке за ступенью, с достаточной точностью p_2 может быть принято равным барометрическому (атмосферному) давлению - $p_{àò ì}$. T_0^* и p_0^* - температура и давление заторможенного потока определяется замером в ресивере турбины. $\mathrm{R} = 8314 \ Äæ / \left(êã^* Ê \right)$ – газовая постоянная; $k = 1{,}4$ - показатель адиабаты для воздуха.

Таким образом, по замеренному зондом динамическому напору потока за рабочим колесом $\Delta P_{äèí}$ с помощью выражения (6.3) рассчитывается величина скорости $\tilde{n}_2$, а по замерам P_0^*, T_0^* и $P_{àò ì}$ по выражению (6.4) рассчитывается h_0. Тогда коэффициент потерь энергии с выходной скоростью составит

$$\zeta_{âñ} = \frac{\Delta h_{âñ}}{h_0} = \frac{c_2^2}{2h_0} \qquad (6.5)$$

Эксперимент выполняется при нескольких значениях величины теплового перепада на ступень. По результатам эксперимента строится зависимость $\zeta_{âñ} = f\left(u / c_0 \right)$, где $u = \pi d n$ – окружная скорость на среднем диаметре – d, определяемого замером. Частота вращения ротора – n определяется замером по штатным приборам установки. Фиктивная скорость $c_0 = \sqrt{2h_0}$. Выполняется анализ полученных данных.

Контрольные вопросы.

1. Чем обусловлена потеря с выходной скоростью?

2. От каких газодинамических характеристик зависит потеря с выходной скоростью?
3. В каких турбинных ступенях происходит наибольшая потеря с выходной скоростью?
4. В каких случаях учитывается потеря с выходной скоростью?

Приложение 1

Геометрические и аэродинамические характеристики профилей МЭИ

Принятые обозначения типа профиля решеток профилей, (**С** – сопловая, **Р** – рабочая)	Угол выхода потока из решетки профилей ($\alpha_{1э}$), ($\beta_{2э}$), ***градусов***	Расчетный угол входа потока в решетку профилей ($\alpha_0{}^{p}$, $\beta_1{}^{p}$), ***градусов***	Величина оптимального относительного шага для решеток профилей, ($t_{опт}$)	Значения расчетных величин чисел Маха для решеток профилей (M_{c1t}), (M_{w2t})
С-90-09А	8-11	70-120	0,72-0,85	До 0,9
С-90-12А	10-14	70-120	0,72-0,87	До 0,9
С-90-15А	13-17	70-120	0,70-0,85	До 0,9
С-90-18А	16-20	70-120	0,70-0,80	До 0,9
С-90-22А	20-24	70-120	0,70-0,80	До 0,9
С-90-27А	24-30	70-120	0,65-0,75	До 0,9
С-90-33А	30-36	70-120	0,62-0,75	До 0,9
С-90-38А	35-42	70-120	0,60-0,73	До 0,9
С-55-15А	12-18	45-75	0,72-0,87	До 0,9
С-55-20А	17-23	45-75	0,70-0,85	До 0,9
С-45-25А	21-28	35-65	0,60-0,75	До 0,9
С-60-30А	27-34	45-85	0,52-0,70	До 0,9
С-65-20А	17-23	45-85	0,60-0,70	До 0,9
С-70-25А	22-28	55-90	0,50-0,67	До 0,9
С-90-12Б	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15
С-90-15Б	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15
С-90-12Р	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8
С-90-15Р	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7
Р-23-14А	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95
Р-26-17А	15-19	23-35	0,60-0,70	До 0,95
Р-30-21А	19-24	25-40	0,58-0,68	До 0,90
Р-35-25А	22-28	30-50	0,55-0,65	До 0,85
Р-46-29А	25-32	44-60	0,45-0,58	До 0,85
Р-60-33А	30-36	47-65	0,43-0,55	До 0,85
Р-60-38А	35-42	55-75	0,41-0,51	До 0,85
Р-23-14Ак	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95
Р-26-17Ак	15-19	23-45	0,60-0,70	До 0,95
Р-27-17Б	15-19	23-45	0,57-0,65	0.80-1,15
Р-27-17Бк	15-19	23-45	0,57-0,68	0.85-1,15
Р-30-21Б	19-24	23-40	0,55-0,65	0.85-1,10
Р-35-25Б	22-28	30-50	0,55-0,65	0.85-1,10
Р-21-18Р	16-20	19-24	0,60-0,70	1,30-1,60
Р-25-22Р	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,60

Приложение 2

Рекомендуемые значения периферийной и корневой перекрыш ступеней активного типа

Длина лопатки, мм	Величина перекрыши, мм	
	периферийной, $\Delta_п$	корневой, $\Delta_к$
≤ 35	≤ 2,0	≤ 1,0
35 - 55	2,0 - 2,5	1,0
35 - 75	2,5 - 3,0	1,5 - 2,0
75 - 150	3,0 - 3,5	2,0 - 2,5
150 - 300	3,5 - 4,0	2,5 - 3,0
300 - 400	6,5 - 7,5	5,0 - 6,0
400 - 625	7,0 - 8,0	7,0 - 8,0
625 и выше	9,0 - 10,0	9,0 - 10,0

Приложение 3

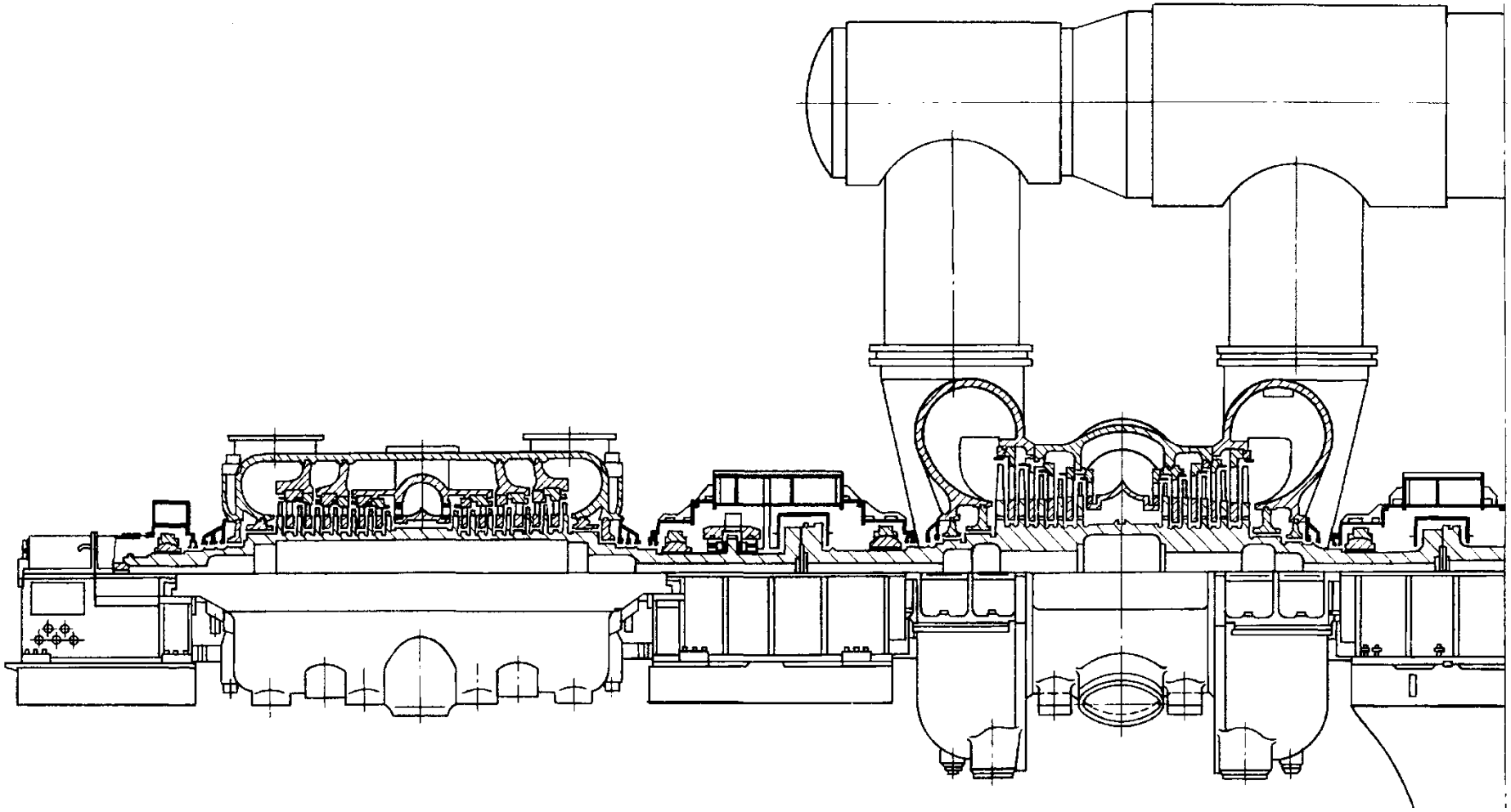
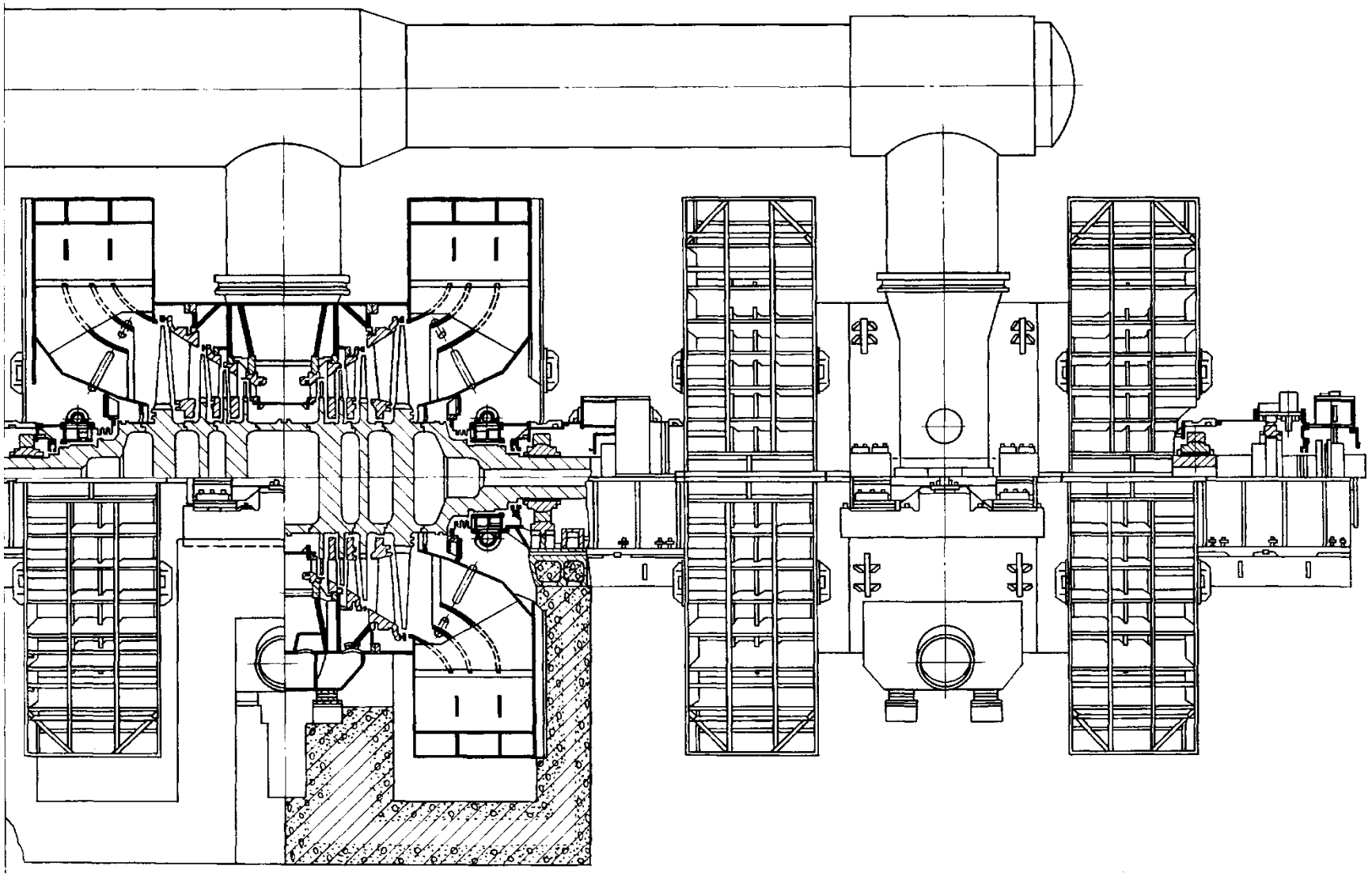


Рисунок П 3.1 – Продольный разрез турбины К 1000 – 5,9/25 – 1 ХТГЗ (НПП «Энергоатом»).



Продолжение рисунка П 3.1.

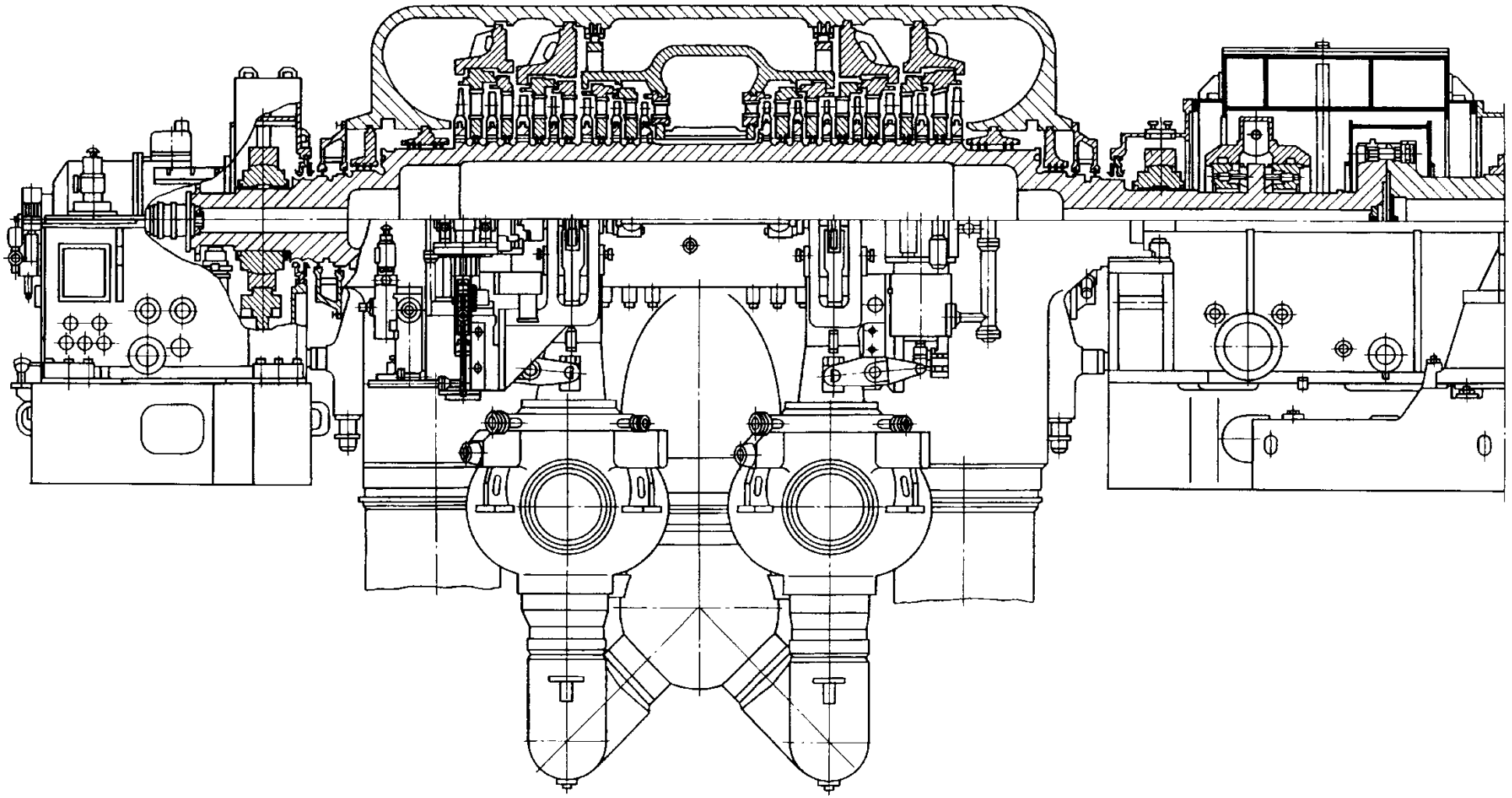
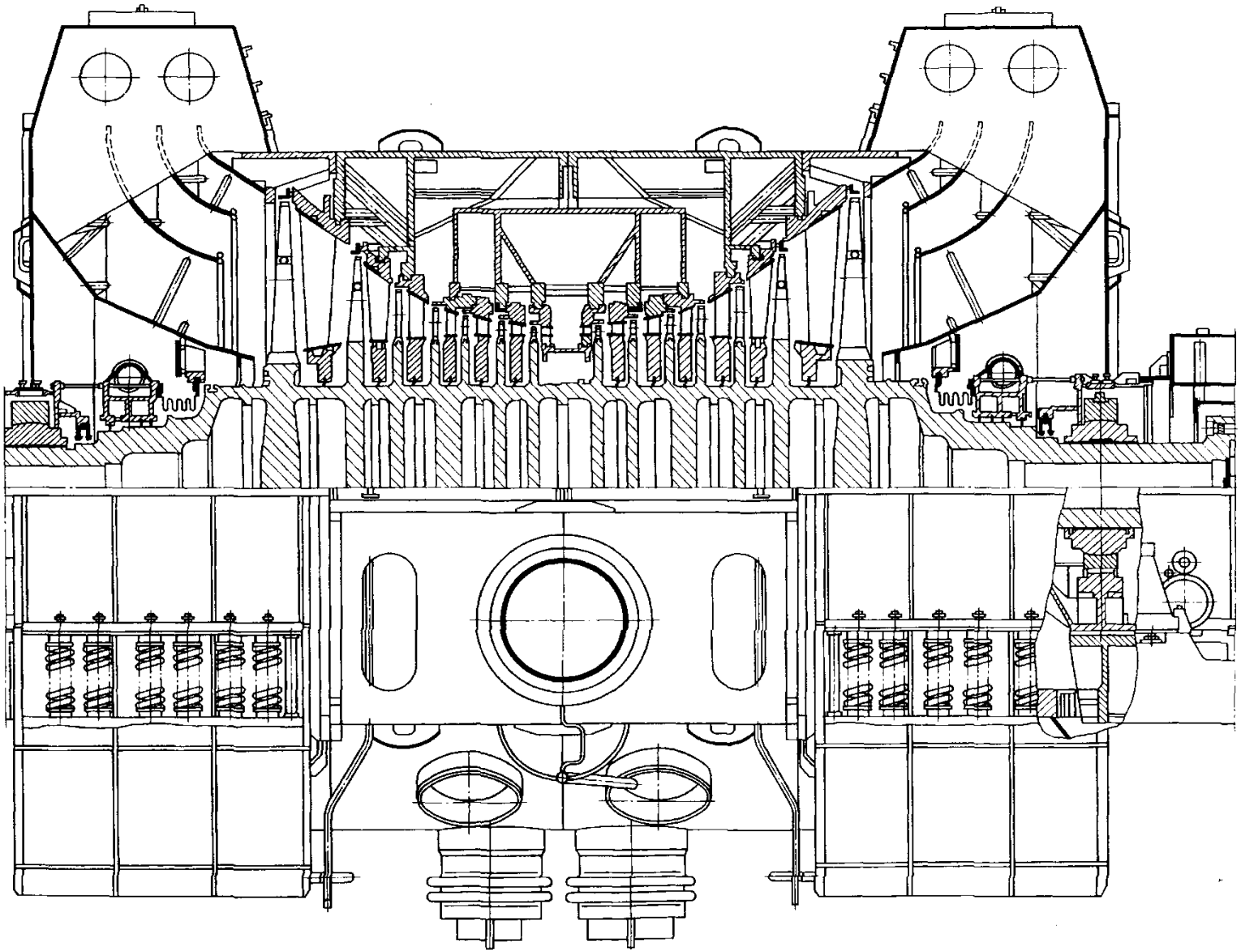


Рисунок П3.2 - Продольный разрез турбины К 1000 – 5,9/25 – 2 ХТГЗ (НПП «Энергоатом»)



Продолжение рисунка П 3.2.

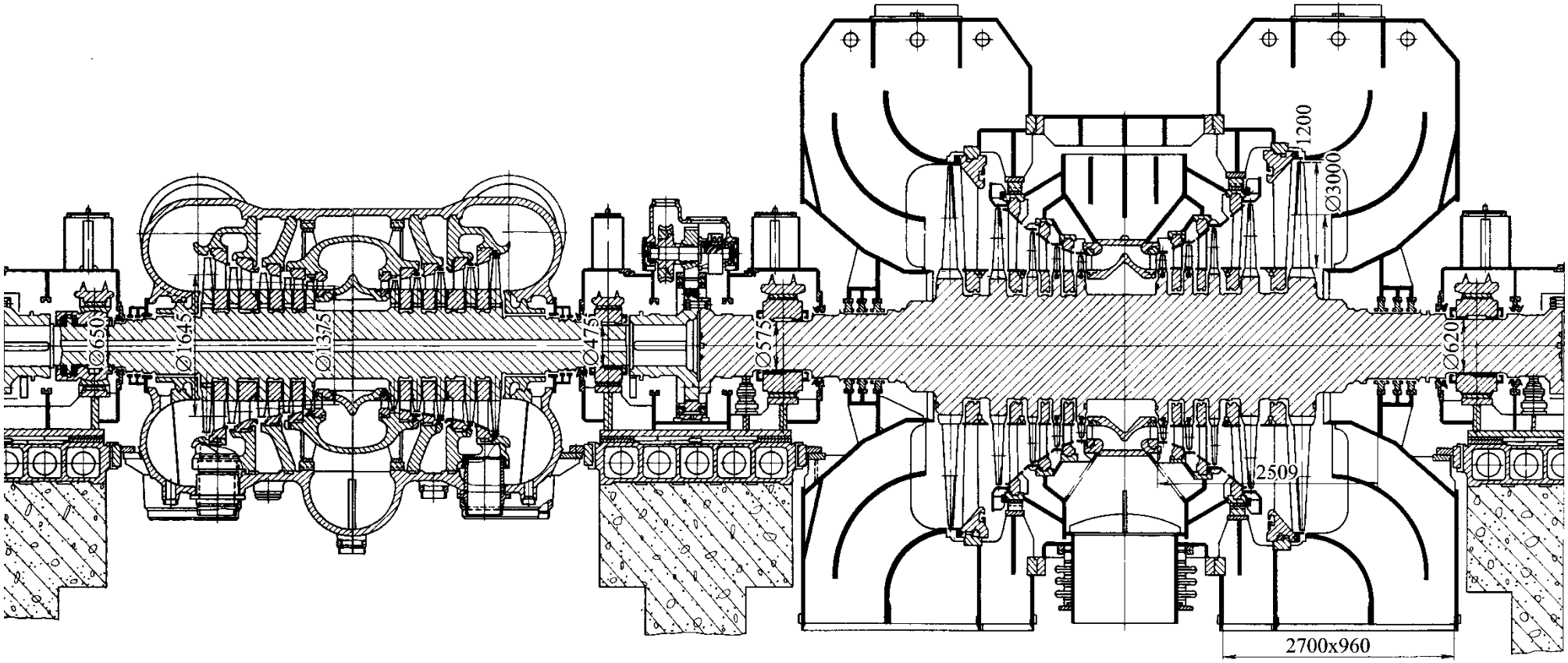


Рисунок П3.3 - Продольный разрез турбины К-1000-6,0/50 ЛМЗ (Силовые машины)

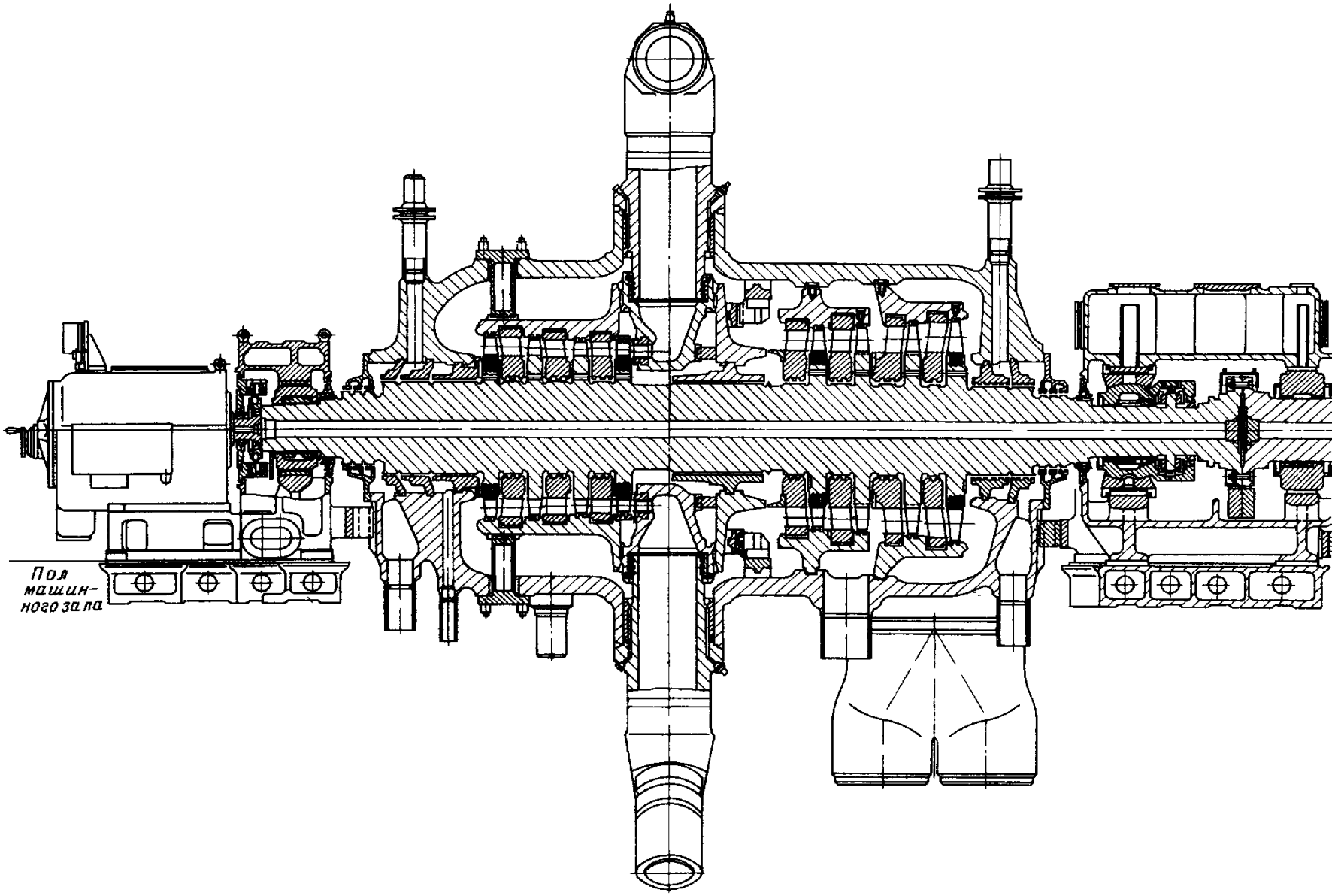
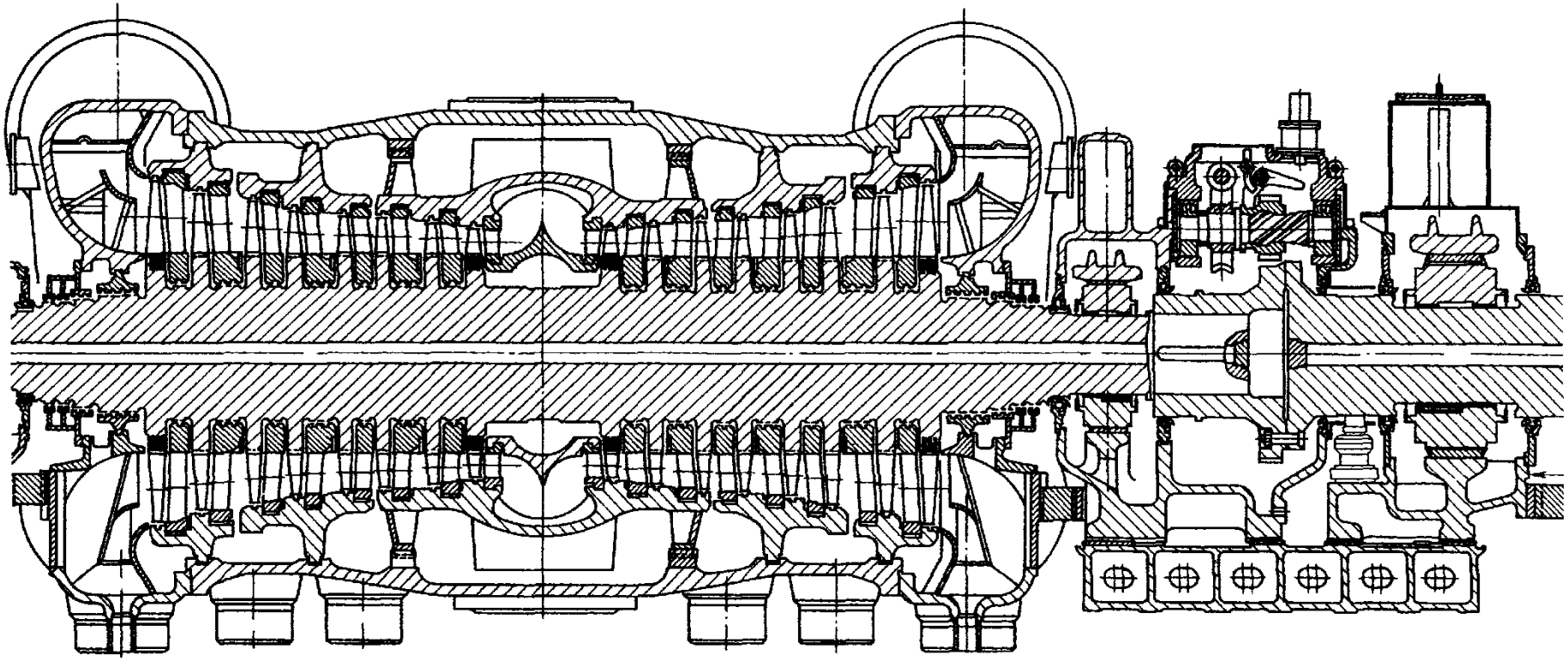
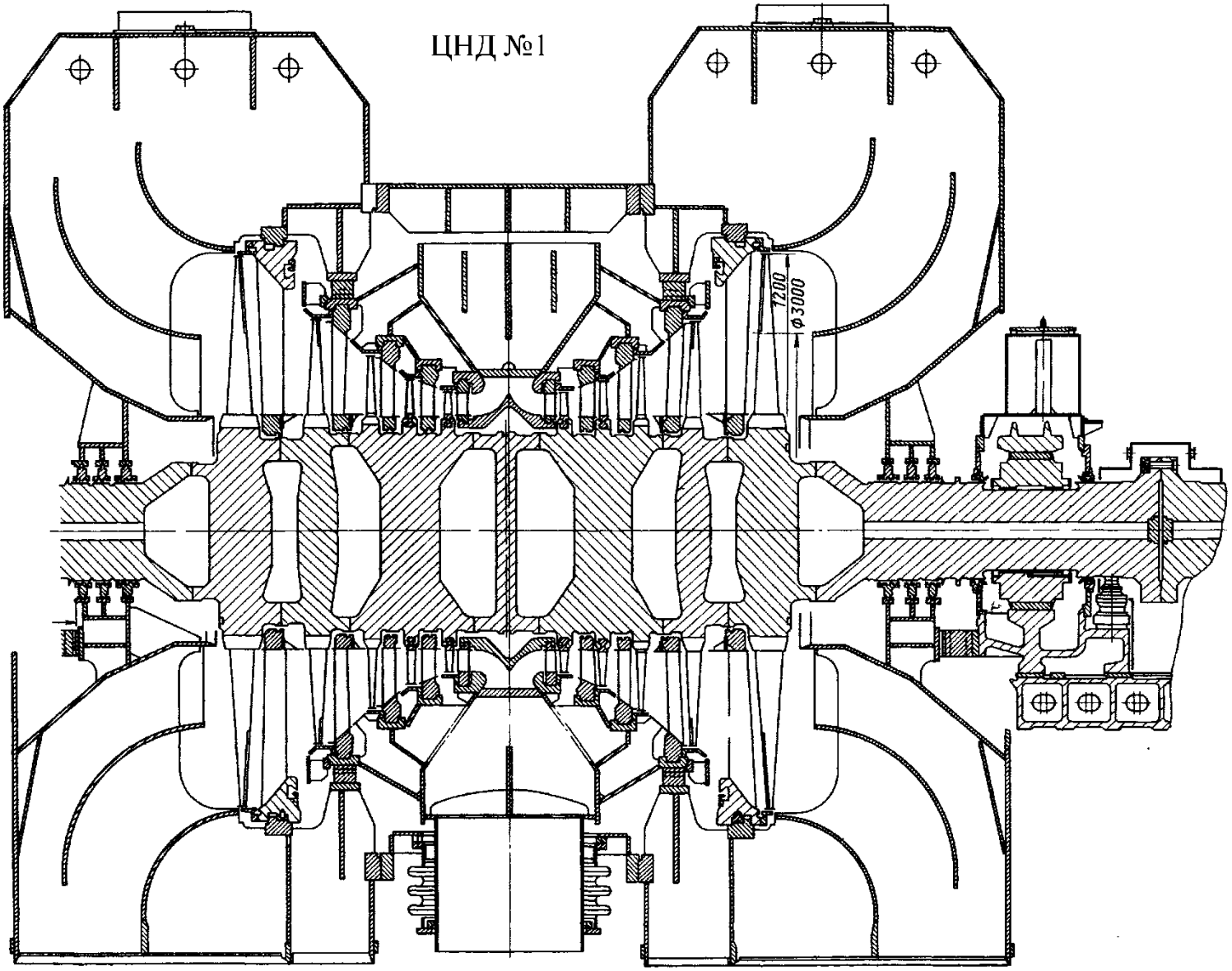


Рисунок П3.4 - Продольный разрез турбины К-1200-24,0/50 ЛМЗ (Силовые машины)



Продолжение рисунка П 3.4.



Продолжение рисунка П 3.4.

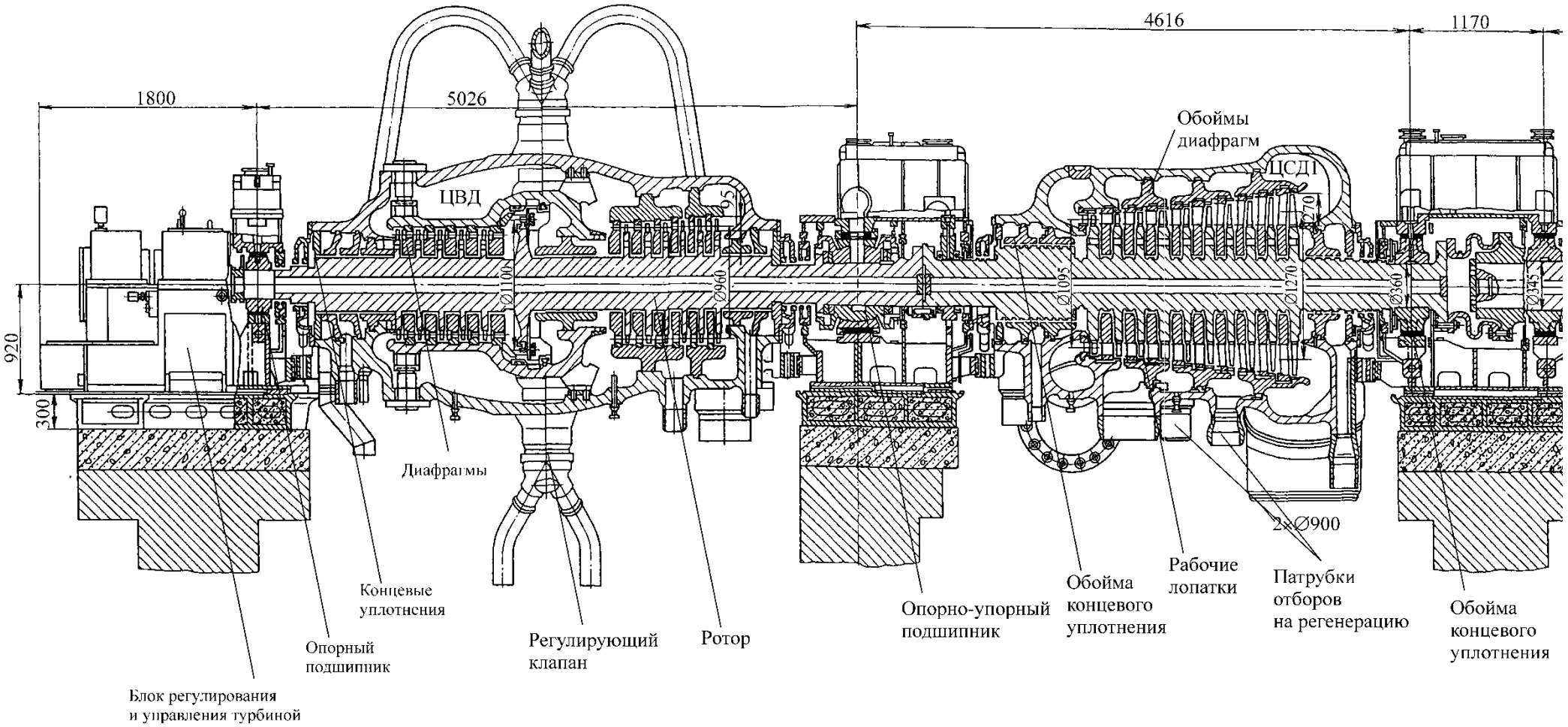
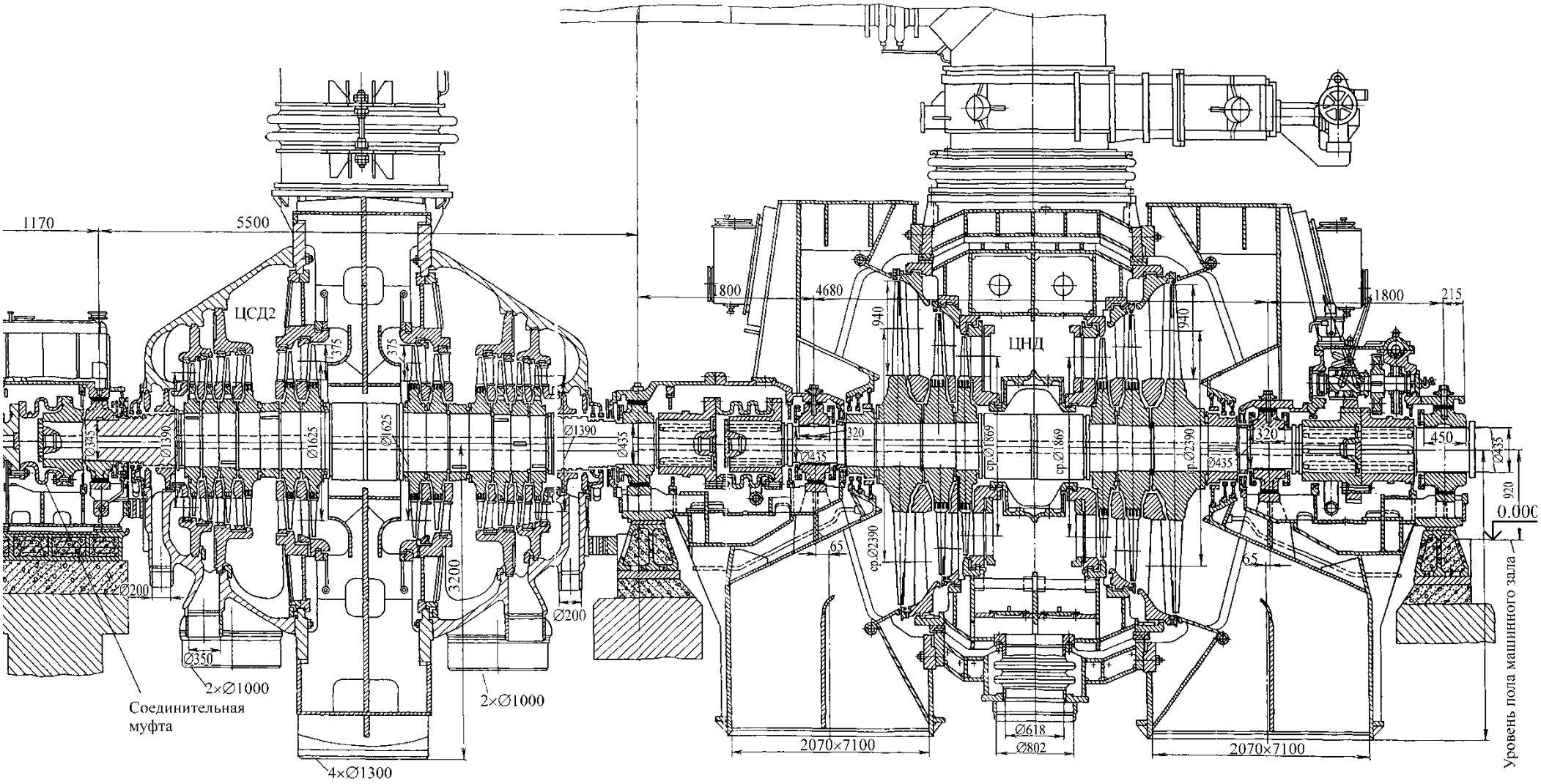


Рисунок П3.5 - Продольный разрез турбины Т-250-24,0/50 ЛМЗ (Силовые машины)



Продолжение рисунка П 3.5.

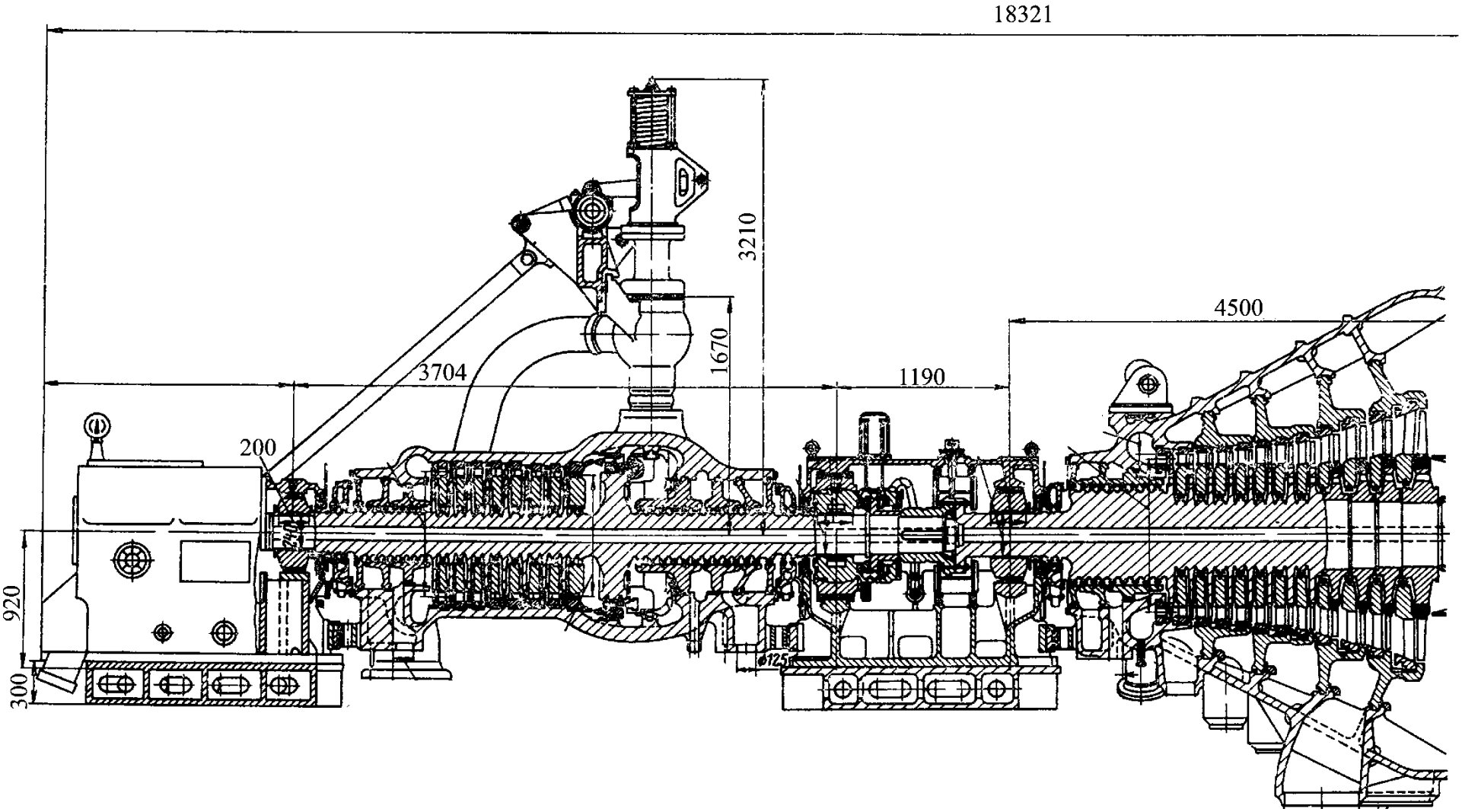
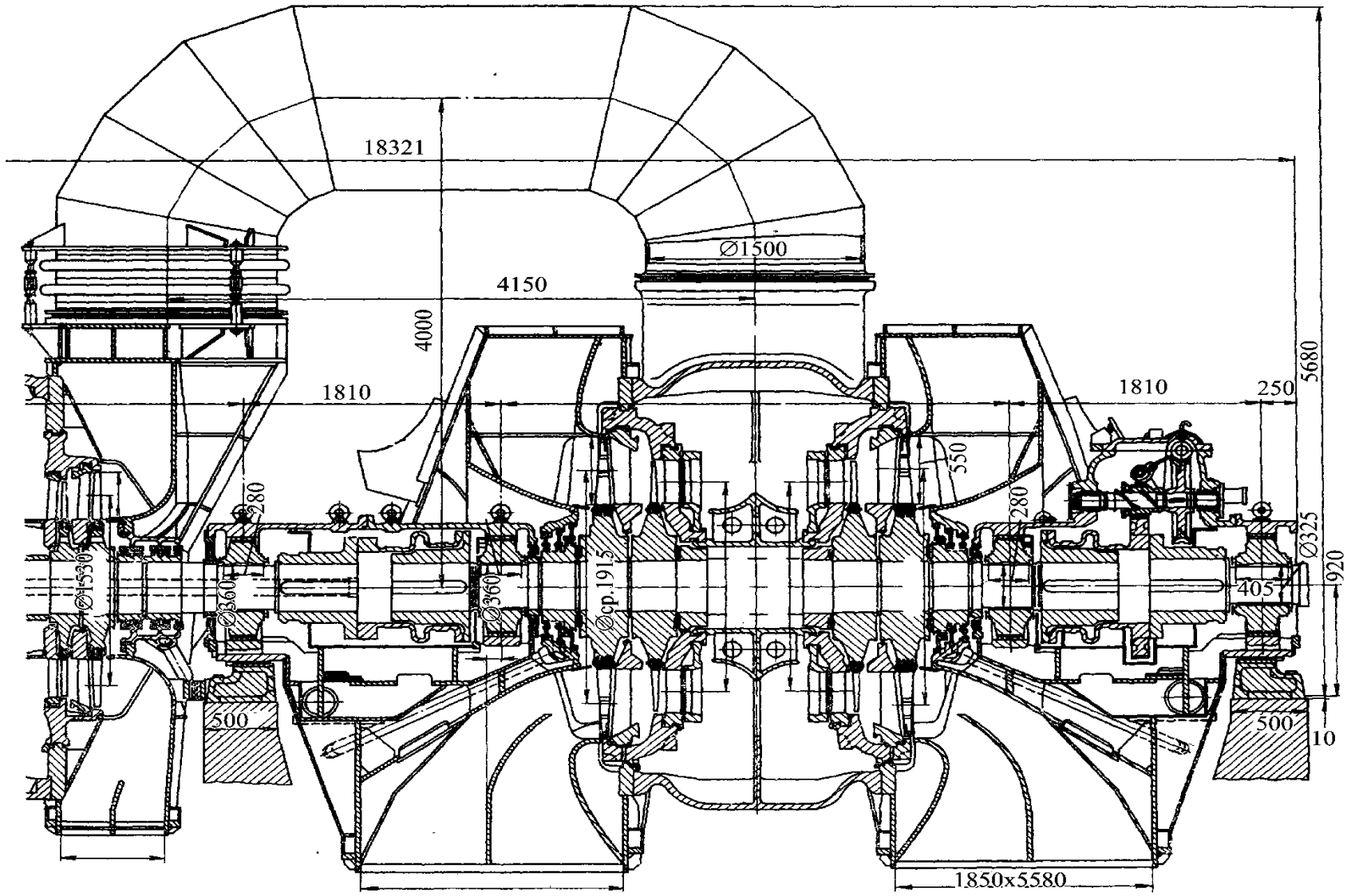


Рисунок П3.6 - Продольный разрез турбины Т-110-12,0/50 ЛМЗ (Силовые машины)



Продолжение рисунка П 3.6.

2.3. Темы курсовых работ

Задачей курсовых проектов является закрепление, углубление и обобщение полученных студентами теоретических знаний путем обучения методам инженерных расчетов паровых и газовых турбин при номинальных и переменных режимах их работы.

Темами курсовых проектов являются современные конденсационные и приводные турбины для ТЭС, современные теплофикационные паровые турбины, перспективные машины указанных классов, а также проекты модернизации турбин.

Содержание курсового проекта. Расчетная часть проекта включает: тепловой расчет проточной части одного из цилиндров или его отсека; прочностные расчеты наиболее нагруженных элементов рассчитываемого цилиндра; выполнение специальных расчетов по переменным режимам работы турбины с анализом результатов; разработку САР и защит турбины. Графическая часть проекта содержит 2 лист формата А1 и включает: продольный разрез турбины (М 1:5 или 1:10); схему регулирования турбины; деталировку узлов турбины или графическую часть специального задания; результаты исследований переменных режимов работы турбины.

Электронный учебно-методический комплекс

Теоретический раздел

ТУРБИНЫ ТЭС

3 ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ

Минск 2022 г.

3 ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ

1. Схема и цикл паротурбинной установки.
2. Основные технико-экономические характеристики турбоустановок. Мощность и КПД паровой турбины.
3. Основные технико-экономические характеристики турбоустановок. Абсолютные КПД паротурбинной установки.
4. Влияние начального и конечного давления на экономичность турбоустановок.
5. Влияние начальной температуры на экономичность турбины.
6. Влияние промежуточного перегрева пара и регенеративного подогрева питательной воды на экономичность турбины.
7. Основные узлы и конструкция теплофикационных паровых турбин.
8. Основные узлы и конструкция конденсационных паровых турбин.
9. Основные узлы и конструкция турбины с противодавлением.
10. Принцип действия турбины. Классификация современных паровых турбин.
11. Степень реактивности. Активный и реактивный принцип действия турбины.
12. Основные уравнения для сжигаемой жидкости. Уравнение состояния.
13. Основные уравнения для сжигаемой жидкости. Уравнение количества движения.
14. Основные уравнения для сжимаемой жидкости. Уравнение энергии.
15. Основные уравнения для сжимаемой жидкости. Уравнение неразрывности.
16. Расход рабочей среды при изоэнтропном течении.
17. Критические параметры потока. Форма сопловых и рабочих каналов решеток турбинных ступеней.
18. Ускорение потока в канале. Полные параметры потока рабочего тела.
19. Реальное течение пара в каналах.
20. Безразмерные характеристики потока.
21. Типы турбинных решеток. Геометрические характеристики сопловых решеток турбинных ступеней.
22. Типы турбинных решеток. Геометрические характеристики рабочих решеток турбинных ступеней.
23. Типы турбинных решеток. Газодинамические характеристики турбинных решеток.
24. Типы турбинных ступеней и их особенности. Относительные характеристики решеток турбинных ступеней.
25. Преобразование энергии в турбинной ступени.

26. Усилия, действующие на рабочие лопатки.
27. Мощность ступени. Удельная работа.
28. Треугольники скоростей.
29. Относительный лопаточный КПД активной ступени. Оптимальное отношение скоростей турбинной ступени активного типа.
30. Оптимальное отношение скоростей турбинных ступеней для любой степени реактивности. Оптимальный располагаемый теплоперепад.
31. Ступени скорости. Назначение и принцип работы.
32. Потери в соплах, рабочих лопатках и с выходной скоростью. Процесс расширения пара в турбинной ступени с учетом потерь.
33. Влияние режимных параметров на потери в решетках.
34. Влияние конструктивных параметров на потери в решетках.
35. Внутренний относительный КПД ступени и оптимальное отношение скоростей.
36. Дополнительные потери энергии в ступенях. Внутренний относительный КПД ступени.
37. Потери от парциального подвода пара. Сегментные потери.
38. Профильные потери энергии в турбинных ступенях.
39. Концевые потери энергии в турбинных ступенях.
40. Потери на трение диска и ленточного бандажа.
41. Потери от влажности.
42. Влияние влаги на работу турбины. Влажно-паровые турбины АЭС. Особенности процесса расширения и их конструкции.
43. Потери от утечек. Лабиринтовые уплотнения. Линия Фанно.
44. Потери от парциального подвода пара. Потери от вентиляции.
45. Процесс расширения пара в hs-диаграмме с учетом дополнительных потерь.
46. Эрозия и защита от нее деталей паровых турбин.
47. Ступени большой верности.
48. Концевые уплотнения турбин.
49. Осевые усилия, действующие на ротор турбины.
50. Предельная мощность конденсационной турбины.
51. Работа ступени при нерасчетном режиме при увеличении теплоперепада.
52. Работа ступени при нерасчетном режиме при уменьшении теплоперепада.
53. Работа ступени при нерасчетном режиме при изменении частоты вращения.
54. Распределение давлений по ступеням при переменном расходе пара.

55. Распределение теплоперепадов по ступеням при переменном расходе пара.
56. Дроссельное парораспределение.
57. Сопловое парораспределение.
58. Обводное парораспределение.
59. Выбор системы парораспределения.
60. Регулирование мощности турбины способом скользящего начального давления.
61. Влияние отклонения начального давления на мощность турбины.
62. Влияние отклонения начальной температуры на мощность турбины.
63. Влияние отклонения температуры промперегрева на мощность турбины.
64. Влияние отклонения конечного давления на мощность турбины.
65. Режимы работы турбин с противодавлением.
66. Режимы работы турбин с регулируемым отбором пара.
67. Режимы работы турбин с регулируемым отбором пара и противодавлением.
68. Режимы работы турбин с двумя регулируемыми отборами пара.
69. Режимы работы турбин с двумя отопительными отборами пара.
70. Применение встроенных пучков конденсатора.
71. Диаграмма режимов турбин с противодавлением.
72. Диаграмма режимов турбин с регулируемым отбором пара.
73. Диаграмма режимов турбин с двумя регулируемыми отборами пара.
74. Диаграмма режимов турбин с двумя отопительными отборами пара.
75. Конденсационные установки.
76. Типы конденсаторов и их конструкция.
77. Тепловой баланс конденсатора.
78. Тепловые процессы в конденсаторе.
79. Основные характеристики конденсатора.
80. САР и ее задачи.
81. Простейшая САР турбины. Достоинства и недостатки.
82. Статические и динамические характеристики САР.
83. Механизм управления турбиной.
84. Гидромеханическая САР турбины.
85. САР с дифференциатором.
86. Электрогидравлическая САР.
87. Особенности регулирования теплофикационных турбин.
88. Автоматическая система защиты паровых турбин. Автомат безопасности.
89. Основные защиты паровых турбин.

90. Система смазки паровых турбин.
91. Автономная система маслоснабжения.
92. Комбинированная система маслоснабжения.
93. Вибрационная надежность паровых турбин. Нормы допустимой вибрации.
94. Вибрация оборотной частоты.
95. Высокочастотная вибрация.
96. Низкочастотная вибрация.
97. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на масляную низкочастотную вибрацию.

Электронный учебно-методический комплекс

Теоретический раздел

ТУРБИНЫ ТЭС

4 ТИПОВАЯ ПРОГРАММА

Минск 2022 г.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа по учебной дисциплине «Турбины ТЭС» разработана для специальности 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции».

Целью преподавания учебной дисциплины является овладение студентами знаниями теории теплового процесса паровых и газовых турбин, инженерных методов расчета паровых и газовых турбин, которые должны явиться основой приобретения умения проектировать, осуществлять надежную эксплуатацию, выполнять монтаж, ремонт и наладку паротурбинных, парогазовых и газотурбинных установок ТЭС, а также других объектов народного хозяйства, имеющих турбинную технику.

Основными задачами преподавания учебной дисциплины являются: изучение принципа действия, конструирования, расчета переменных режимов работы, основ построения систем регулирования и защиты турбин, а также особенностей конструкций газотурбинных и парогазовых установок. Теоретическая подготовка подкрепляется выполнением студентами курсового проекта.

Учебная дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении таких курсов, как: «физика», «математика», «механика», «гидрогазодинамика», «техническая термодинамика», «водоподготовка и водно-химические режимы ТЭС», «автоматизированные системы управления на ТЭС».

В результате изучения учебной дисциплины «Турбины ТЭС» студент должен:

- **знать:**
- устройство и принцип работы турбин (паровых и газовых);
- условия надежной и экономичной работы турбин;
- конструктивные особенности различных видов турбин;
- основы построения систем автоматического регулирования и защит турбины;

уметь:

- рассчитать переменные режимы работы турбоустановки;
- спроектировать и рассчитать турбоустановку, рассчитать отдельные узлы и элементы турбины;
- решать вопросы модернизации турбин;

владеть:

- конструкторским расчетом ступеней турбоустановок;
- поверочным расчетом турбин;
- прочностными расчетами турбоустановки и отдельных ее узлов и элементов.

Освоение данной учебной дисциплины должно обеспечить формирование следующих компетенций:

- АК-1. Уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач.

- АК-2. Владеть системным и сравнительным анализом.

- АК-3. Владеть исследовательскими навыками.

- АК-4. Уметь работать самостоятельно.

- АК-5. Быть способным порождать новые идеи (обладать креативностью).

- АК-9. Уметь учиться, повышать свою квалификацию в течение всей жизни.

- СЛК-3. Обладать способностью к межличностным коммуникациям.

- СЛК-5. Быть способным к критике и самокритике.

- СЛК-6. Уметь работать в команде.

- ПК-3. Разрабатывать техническую документацию и технологию проведения ремонта энергооборудования и осуществлять его приемку после ремонта в эксплуатацию;

- ПК-4. Осуществлять современными устройствами диагностику и мониторинг состояния энергооборудования;

- ПК-5. По результатам срабатывания устройств защиты и автоматики, показаниям контрольно-измерительной системы и состоянию оборудования выявлять причины отказов и аварий, разрабатывать и внедрять меры по их предупреждению;

- ПК-20. Готовить доклады, материалы к презентациям;

- ПК-27. Работать с научной, технической и патентной литературой;

Согласно учебным планам на изучение учебной дисциплины отведено:

- для очной формы получения высшего образования всего 310 ч., из них аудиторных - 120 часов;

- для заочной формы получения высшего образования всего 310 ч., из них аудиторных - 38 часов.

Распределение аудиторных часов по курсам, семестрам и видам занятий приведено ниже.

Таблица 1.

Очная форма получения высшего образования					
Курс	Семестр	Лекции, ч.	Лабораторные занятия, ч.	Практические занятия, ч.	Форма текущей аттестации
3	6	28	14	14	экзамен
4	7	48		16	экзамен
4	8				Курсовой проект

Таблица 2.

Заочная форма получения высшего образования					
Курс	Семестр	Лекции, ч.	Лабораторные занятия, ч.	Практические занятия, ч.	Форма текущей аттестации
4	7	10	6		экзамен
4	8	12		8	экзамен
5	9	2			Курсовой проект

СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

РАЗДЕЛ I. РОЛЬ ЭНЕРГЕТИКИ В РАЗВИТИИ ОБЩЕСТВА

Тема 1.1. Динамика развития энергетики Республики Беларусь и задачи, стоящие перед отраслью

Динамика развития энергетики Республики Беларусь и задачи, стоящие перед отраслью. История развития и достижения отечественного и мирового турбостроения. Классификация современных паровых турбин. Типы паровых турбин, выпускаемых российскими и украинскими машиностроительными заводами.

Раздел II. ПАРОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА И ПАРОВАЯ ТУРБИНА

Тема 2.1. Тепловой цикл паротурбинной установки и его КПД

Схемы и циклы паровых и газовых турбин, включая турбины АЭС. Мощность и КПД турбины. Абсолютные КПД паротурбинной установки. Основные узлы и конструкция паровой турбины.

Тема 2.2. Методы повышения тепловой экономичности паротурбинных установок

Влияние особенностей циклов ПТУ на конструктивное исполнение. Влияние начальных и конечных параметров процесса на экономичность в результате комбинированной выработке тепловой и электрической энергии. Применение промежуточного перегрева и регенеративного подогрева как мер по повышению тепловой экономичности турбоустановок.

Раздел III. ТЕЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТУРБИННЫХ РЕШЕТКАХ

Тема 3.1. Основные уравнения для сжигаемой жидкости

Основные уравнения для сжигаемой жидкости. Уравнение состояния. Уравнение неразрывности. Уравнение энергии. Уравнение количества движения. Полные параметры потока рабочего тела. Расход рабочей среды при изоэнтропийном течении. Критические параметры. Диаграмма изменения параметров потока в функции изоэнтропийного теплоперепада.

Тема 3.2. Преобразование энергии в турбинной ступени

Типы ступеней и их особенности. Степень реактивности. Изменение параметров в каналах и вдоль проточной части ступени. Преобразование энергии в турбинной ступени. Активный и реактивный принцип действия турбины. Усилия, действующие на рабочие лопатки. Мощность ступени. Удельная работа. Треугольники скоростей.

Тема 3.3. Геометрические и газодинамические характеристики турбинных ступеней

Геометрические и газодинамические характеристики решеток турбинных ступеней. Типы турбинных решеток. Расширение потока в косом срезе решетки при сверхзвуковых скоростях.

Тема 3.4. Ступени скорости

Назначение ступеней скорости и принцип их работы. Треугольники скоростей двухвенечной ступени и усилия на лопатках ступени. Оптимальное отношение скоростей двухвенечной ступени.

Раздел IV. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННЫХ РЕШЕТКАХ

Тема 4.1. Виды потерь энергии в турбинных решётках

Реальное течение пара в каналах. Профильные потери. Концевые потери. Влияние режимных и конструктивных параметров на потери в решетках. Потери в соплах, рабочих лопатках и с выходной скоростью.

Тема 4.2. Внутренний относительный к.п.д. ступени

Оптимальное отношение скоростей турбинных ступеней (U/C_0). Дополнительные потери энергии в ступенях. Потери трения диска и ленточного бан-

дажа. Потери от парциального подвода потока. Потери от утечки. Лабиринтовые уплотнения. Линия Фанно. Потери от влажности пара. Процесс расширения пара в hS-диаграмме для турбинной ступени с учетом дополнительных потерь. Внутренний относительный к.п.д. ступени. Течение рабочей среды в ступенях с относительно длинными лопатками. Веерные потери. Закрутка длинных лопаток.

Тема 4.3. Эрозия, коррозионное растрескивание деталей паровых турбин

Влияние влаги на работу турбины. Эрозия и защита от нее деталей паровых турбин. Коррозионное растрескивание дисков под напряжением. Влажнопаровые турбины АЭС. Особенности процесса расширения турбин АЭС и их конструкции. Проблемы совершенствования и надежность турбин.

Раздел V. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Тема 5.1. Тепловой процесс в многоступенчатой турбине

Причины применения многоступенчатых паровых турбин. Процесс расширения пара в hs-диаграмме в многоступенчатой паровой турбине. Возврат теплоты в многоступенчатой турбине. Особенности многоступенчатых турбин активного и реактивного типа.

Тема 5.2. Концевые уплотнения турбины

Протечки пара в концевых уплотнениях. Необходимость применения концевых уплотнений в паровых турбинах. Конструкция уплотнений.

Тема 5.3. Осевые усилия, действующие на ротор турбины

Предельная мощность однопоточной конденсационной турбины и пути её увеличения. Осевые усилия, действующие на ротор и решение проблем, связанных с ними.

Раздел VI. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Тема 6.1. Работа ступени при нерасчетном режиме

Изменение характеристик ступени при переменном режиме работы. Расчет ступени при изменении расхода пара через турбину.

Тема 6.2. Распределение давлений и тепловых перепадов в турбине при переменном расходе пара.

Распределение давлений по ступеням при критической скорости пара в одной из ступеней. Распределение давлений по ступеням при отсутствии критической скорости пара во всех ступенях. Формулы Стодолы-Флюгеля. Распределение теплоперепадов по ступеням при работе одной из ступеней с критическими скоростями. Распределение теплоперепадов по ступеням при работе всех ступеней с до критическими скоростями.

Тема 6.2. Тепловой процесс турбины при переменном расходе пара и различных способах парораспределения

Способы парораспределения. Дроссельное парораспределение. Сопловое парораспределение. Обводное (байпасное) парораспределение. Выбор системы парораспределения. Регулирование нагрузки способом скользящего начального давления.

Тема 6.3. Влияние способов регулирования нагрузки на маневренность паровых турбин

Влияние способов регулирования нагрузки на маневренность паровых турбин. Влияние отклонения начальных параметров пара и промежуточного перегрева на работу турбины. Влияние конечного давления пара на работу паровой турбины.

Раздел VII. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ

Тема 7.1. Конструкция теплофикационных паровых турбин

Особенности конструкции турбин с противодавлением. Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара. Турбины с двумя отопительными отборами пара.

Тема 7.2 Режимы работы теплофикационных турбин

Особенности работы их ЧНД при номинальных регулируемых отборах. Работа турбины с ухудшенным вакуумом в конденсаторе (применение встроенных пучков конденсатора). Малорасходные режимы. Диаграммы режимов теплофикационных турбин.

Раздел VIII. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Тема 8.1. Типы конденсаторов и их конструкции

Принципиальная схема конденсационной установки и принцип ее работы. Типы конденсаторов и их конструкции. Тепловые процессы в конденсаторе.

Тема 8.2. Тепловой баланс конденсационной установки

Тепловой баланс конденсационной установки. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде.

Раздел IX. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ (САР), МАСЛОСНАБЖЕНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Тема 9.1. Задачи регулирования

Задачи регулирования. Уравнение движения ротора. Статические и динамические характеристики САР и требования к ним.

Тема 9.2. Виды САР. Механизм управления турбиной

Простейшая САР турбины. Гидромеханическая САР. Гидродинамическая САР. Требования к САР и их дополнительные элементы для повышения качества регулирования САР с дифференциатором. Электрогидравлическая САР. Регулирование паровых турбин с отборами пара. Связанная и несвязанная системы регулирования турбин с отборами пара. Перспективы развития САР турбин.

Тема 9.3. Защиты турбин и принцип их работы

Аварийные режимы и защиты турбин. Автомат безопасности. Реле осевого сдвига. Реле падения вакуума. Защиты от падения давления масла в системе смазки и регулирования. Другие защиты турбин и принцип их работы.

Тема 9.4. Система маслоснабжения паровых турбин

Назначение системы маслоснабжения. Маслоснабжение подшипников. Маслоснабжение систем регулирования. Централизованная система смазки паротурбинной установки.

Тема 9.4. Виды вибрации

Виды вибрации. Высокочастотная вибрация. Низкочастотная вибрация. Вибрация оборотной частоты. Критическое число оборотов, искривление ротора. Вибрационная надежность лопаток последних ступеней паровых турбин на малорасходных режимах.

ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Согласно учебному плану на выполнение курсового проекта по дисциплине «Турбины ТЭС» отведено 60 ч. Примерный объем курсового проекта составляет 50-60 страниц и 2-3 листа графической части.

Курсовой проект предполагает обобщение и совершенствование знаний студентов полученных при изучении предмета в течение двух семестров. Целью выполнения курсового проекта является получение практических навыков выполнения конструкторских и поверочных расчетов турбин работающих как на паре, так и на газах любого состава.

Курсовой проект по курсу структурно включает пояснительную записку и графическую часть. Задания на проектирование предусматривают конструкторский или поверочный расчеты и включают эскизную проработку конструкций как действующих, так и перспективных паровых и газовых турбин, а также варианты их реконструкции. Если задание на проектирование требует выполнение поверочного расчета действующих турбин, то задание на проектирование включает решение спецзадания.

Пояснительная записка к проекту содержит соответствующие описания методик и полученных результатов с иллюстрацией их в виде рисунков, схем, таблиц и графиков.

Графическая часть проекта выполняется на двух-трех листах и включает чертеж проточной части одного из детально разрабатываемых в проекте цилиндров проектируемой турбины, схему ее регулирования, деталировку отдельных узлов и спецификацию.

Учебно-методическая карта учебной дисциплины
очная форма получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов УСР	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	6 семестр							
1.	Роль энергетики в развитии общества							
2.	Динамика развития энергетики Республики Беларусь и задачи, стоящие перед отраслью	2						
3.	Паротурбинная установка и паровая турбина							
4.	Тепловой цикл паротурбинной установки и его КПД	2	2		2			Защита лабораторной работы
5.	Методы повышения тепловой экономичности паротурбинных установок	4	4		2			Защита лабораторной работы
6.	Течение рабочего тела в турбинных решетках							
7.	Основные уравнения для сжигаемой жидкости	2						
8.	Преобразование энергии в турбинной ступени	4	2		2			Защита лабораторной работы
9.	Геометрические и газодинамические характеристики турбинных ступеней	2	2		2			Защита лабораторной работы

10.	Ступени скорости	2						
11.	Потери энергии в турбинных решетках							
12.	Виды потерь энергии в турбинных решётках	4	2		6			Защита лабораторной работы
13.	Внутренний относительный к.п.д. ступени	4	4					
14.	Эрозия, коррозионное растрескивание деталей паровых турбин	2						
	Итого за семестр	28	14		14			экзамен
	7 семестр							
1.	Многоступенчатые паровые турбины							
2.	Тепловой процесс в многоступенчатой турбине	2	2					
3.	Концевые уплотнения турбины	2	-					
4.	Осевые усилия, действующие на ротор турбины	2	-					
5.	Переменные режимы работы паровых турбин							
6.	Работа ступени при нерасчетном режиме	2	2					
7.	Распределение давлений и тепловых перепадов в турбине при переменном расходе пара.	6	4					
8.	Влияние способов регулирования нагрузки на маневренность паровых турбин	2	2					
9.	Теплофикационные турбины							
10.	Конструкция теплофикационных паровых турбин	4	-					
11.	Режимы работы теплофикационных турбин	6	2					
12.	Конденсационные установки паровых турбин							
13.	Типы конденсаторов и их конструкции	2	-					
14.	Тепловой баланс конденсационной установки	2	2					

15.	Системы автоматического регулирования (САР), маслоснабжения и защиты паровых турбин							
16.	Задачи регулирования	2	2					
17.	Виды САР. Механизм управления турбиной	6	-					
18.	Защиты турбин и принцип их работы	4	-					
19.	Система маслоснабжения паровых турбин	4	-					
20.	Виды вибрации	2	-					
	Итого за семестр	48	16					экзамен
	8 семестр							
	Курсовой проект							Защита курсового проекта
	Всего аудиторных часов	120						

Учебно-методическая карта учебной дисциплины
заочная форма получения высшего образования[1]

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов УСР	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	7 семестр							
1.	Паротурбинная установка и паровая турбина							
2.	Тепловой цикл паротурбинной установки и его КПД	1						
3.	Методы повышения тепловой экономичности паротурбинных установок	1						
4.	Течение рабочего тела в турбинных решетках							
5.	Основные уравнения для сжигаемой жидкости	2						
6.	Преобразование энергии в турбинной ступени	2						
7.	Геометрические и газодинамические характеристики турбинных ступеней				2			Защита лабораторной работы
8.	Ступени скорости	1						
9.	Потери энергии в турбинных решетках							
10.	Виды потерь энергии в турбинных решётках				4			Защита лабораторной работы
11.	Внутренний относительный к.п.д. ступени	2						

[1] Темы учебного материала, не указанные в Учебно-методической карте, отводятся на самостоятельное изучение студента.

12.	Эрозия, коррозионное растрескивание деталей паровых турбин	1						
	Итого за семестр	10			6			экзамен
	8 семестр							
1.	Многоступенчатые паровые турбины							
2.	Тепловой процесс в многоступенчатой турбине		1					
3.	Концевые уплотнения турбины	1						
4.	Осевые усилия, действующие на ротор турбины	1						
5.	Переменные режимы работы паровых турбин							
6.	Работа ступени при нерасчетном режиме		2					
7.	Распределение давлений и тепловых перепадов в турбине при переменном расходе пара.	2	2					
8.	Влияние способов регулирования нагрузки на маневренность паровых турбин	1	1					
9.	Теплофикационные турбины							
10.	Конструкция теплофикационных паровых турбин							
11.	Режимы работы теплофикационных турбин	2						
12.	Конденсационные установки паровых турбин							
13.	Типы конденсаторов и их конструкции	1						
14.	Тепловой баланс конденсационной установки		1					
15.	Системы автоматического регулирования (САР), маслоснабжения и защиты паровых турбин							
16.	Задачи регулирования	1	1					
17.	Виды САР. Механизм управления турбиной	2						
18.	Защиты турбин и принцип их работы	1						
19.	Система маслоснабжения паровых турбин	1						

20.	Виды вибрации	1						
	Итого за семестр	14	8					экзамен
	9 семестр							
	Курсовой проект							Защита курсового проекта
	Всего аудиторных часов	38						

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Список литературы

Основная литература

1. Костюк, А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова.– М.: Издательство МЭИ, 2001 – 488 с.

2. Трояновский, Б.М. Турбины для атомных электростанций/ Б.М. Трояновский.– М.: Энергия, 1978. – 232 с.

3. Трухний, А.Д. Стационарные паровые турбины – 2-е изд. перераб. и доп./ А.Д. Трухний. – М: Энергоиздат, 1990. - 640 с.

Дополнительная литература

1. Трухний, А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учебное пособие для вузов/ А.Д. Трухний. – М.: Издательство МЭИ, 2002 – 540 с.

2. Щегляев, А.В. Паровые турбины/А.В.Щегляев. – М.: Энергия, 1986. – 368 с.

3. Трухний, А.Д. Атлас конструкций деталей турбин/ А.Д. Трухний [и др.] – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 148 с.

4. Тепловые и атомные электростанции: Справочник / Под общ. ред. А.В. Клименко, В.М. Зорин. – М.: Издательство МЭИ, 2007.

5. Кириллов, И.И. Теория турбомашин./ И.И.Кириллов.–М.: Машиностроение, 1972. - 536 с.

6. Кириллов, И.И., Паровые турбины и паротурбинные установки / И.И. Кириллов, В.А.Иванов, А.И. Кириллов. - Л. Машиностроение, 1978. - 276 с.

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

8. Смоленский, А.Н., Конструкция, прочность и металлы элементов паровых турбин / А.Н. Смоленский. - Киев. Вища школа, 1979 г. - 350с.

9. Бененсон, Е.И., Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, [и др.]; под общ. ред., Д.П. Бузина. - М.: Энергоатомиздат, 1986 - 270 с.

10. Кирюхин, В.И., Паровые турбины малой мощности КТЗ / В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 216с.

11. Самойлович, Г.С., Переменные и переходные режимы в паровых турбинах/ Г.С. Самойлович, Б.М Трояновский. - М.: Энергоиздат, 1982. - 498 с.

16. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин / А.Г.Костюк – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Изд. МЭИ, 2001. - 480с.

17. Паровые и газовые турбины: Сборник задач. Учеб. пособие для вузов /Б.М. Трояновский [и др.]; под общ. ред. Б.М. Трояновского. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 240 с.

Средства диагностики результатов учебной деятельности

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- устный и письменный опрос во время практических занятий;
- проведение текущих контрольных заданий по отдельным темам;
- защита выполненных на лабораторных занятиях индивидуальных заданий;
- собеседование при проведении индивидуальных и групповых консультаций;
- защита курсового проекта;
- сдача экзамена.

Перечень тем практических занятий

1. Классификация современных паровых турбин;
2. Тепловой цикл паротурбинной установки и его КПД;
3. Методы повышения тепловой экономичности паротурбинных установок;
4. Преобразование энергии в турбинной ступени;
5. Геометрические и газодинамические характеристики турбинных ступеней;
6. Внутренний относительный к.п.д. ступени;
7. Работа ступени при переменном режиме работы;
8. Распределение давлений и тепловых перепадов в турбине при переменном расходе пара;
9. Влияние способов регулирования нагрузки на маневренность паровых турбин;
10. Режимы работы теплофикационных турбин;
11. Тепловой баланс конденсационной установки;
12. Статические и динамические характеристики САР.

Перечень тем лабораторных работ

1. Основные узлы и конструкция паровой турбины;
2. Определение основных геометрических и газодинамических параметров турбинных ступеней;
3. Исследование распределения давления по обводу профиля турбинной лопатки;

4. Исследования течения в канале активной решетки и профильных потерь энергии при изменении угла атаки;
5. Исследование концевых потерь энергии в турбинной решетке;
6. Определение потерь энергии с выходной скоростью в турбинной ступени.

Перечень тем курсовых проектов

	Тема проекта	Цилиндр	Давление свежего пара, кгс/см	Тем-ра свежего пара/пром-перегрева,
	К-160-130	ЦНД	130	540/
	ПТ-90/120-130/10	ЦВД	90	555
	Т-113/145-124	ЦВД	123,5	557,6
	Тп-115/145-130	ЦВД	130	555
	Т-285/335-240	ЦСД-2	240	560/560
	Т-285/335-240	ЦНД	240	560/560
	ПТ-150/165-130/9-4	ЦВД	130	555
	К-300-240	ЦВД	240	540/540
	К-300-240	ЦНД	240	540/540
	Т-115/125-130-1МО	ЦВД	90	535
	Т-285/335-240	ЦСД-1	240	560/560
	Т-120/130-130	ЦНД	130	555
	Т-115/125-130-1МО	ЦНД	90	535
	ПТ-90/120-130/10	ЦНД	90	535
	Т-255/305-240-5М	ЦВД	240	540/540
	Т-255/305-240-5М	ЦНД	240	540/540
	Т-285/335-240	ЦВД	240	560/560
	Тп-35/40-8,8		90	550
	Тп-115/145-130	ЦНД	130	555
	Т-113/145-124	ЦСД	123,5	557,6
	ПТ-140/165-130/15	ЦНД	130	555
	Т-113/145-124	ЦНД	123,5	557,6
	ПТ-150/165-130/9-4	ЦНД	130	555
	К-300-240	ЦСД	240	540/540
	К-160-130 ЦВД	ЦВД	130	555
	Тп-185/215-130-2	ЦВД	130	555
	ПТ-135/165-130/15	ЦВД	130	555
	ПТ-140/165-130/15-2М	ЦВД	130	555
	Тп-185/220-130-2	ЦВД	130	555
	Р-102/107-130/15		130	555
	Рп-80-130/8		130	555
	Рп-105/125-130/30/8		130	555

Перечень контрольных вопросов и заданий для самостоятельной работы студентов

1. Принцип действия турбины. Классификация современных паровых турбин.
2. Схема и цикл паротурбинной установки.
3. Основные узлы и конструкция конденсационных паровых турбин.
4. Основные узлы и конструкция теплофикационных паровых турбин.
5. Основные узлы и конструкция турбин с противодавлением.
6. Основные технико-экономические характеристики турбоустановок. Мощность и КПД паровой турбины.
7. Основные технико-экономические характеристики турбоустановок. Абсолютные КПД паротурбинной установки.
8. Влияние начального и конечного давления на экономичность турбоустановок
9. Влияние начальной температуры на экономичность турбины в результате комбинированной выработке тепловой и электрической энергии
10. Влияние промежуточного перегрева пара и регенеративного подогрева питательной воды на экономичность турбоустановок
11. Основные уравнения для сжимаемой жидкости. Уравнение состояния.
12. Основные уравнения для сжимаемой жидкости. Уравнение неразрывности.
13. Основные уравнения для сжимаемой жидкости. Уравнение энергии.
14. Основные уравнения для сжимаемой жидкости. Уравнение количества движения.
15. Ускорение потока в канале. Полные параметры потока рабочего тела.
16. Расход рабочей среды при изоэнтропийном течении.
17. Реальное течение пара в каналах.
18. Критические параметры. Форма сопловых и рабочих каналов решеток турбинных ступеней.
19. Типы турбинных решеток. Геометрические характеристики сопловых решеток турбинных ступеней.
20. Типы турбинных решеток. Геометрические характеристики рабочих решеток турбинных ступеней.
21. Типы турбинных решеток. Газодинамические характеристики решеток турбинных ступеней.
22. Типы ступеней и их особенности. Относительные характеристики решеток турбинных ступеней.
23. Безразмерные характеристики потока.
24. Преобразование энергии в турбинной ступени.
25. Степень реактивности. Активный и реактивный принцип действия турбины.
26. Усилия, действующие на рабочие лопатки.
27. Мощность ступени. Удельная работа.
28. Треугольники скоростей.
29. Потери в соплах, рабочих лопатках и с выходной скоростью. Процесс расширения пара в турбинной ступени с учетом потерь.

30. Относительный лопаточный КПД активной ступени. Оптимальное отношение скоростей для турбинной ступени активного типа.

31. Оптимальное отношение скоростей турбинных ступеней (U/C_0) для любой степени реактивности. Оптимальный располагаемый теплоперепад ступени.

32. Ступени скорости. Назначение и принцип работы.

33. Влияние конструктивных параметров на потери в решетках.

34. Влияние режимных параметров на потери в решетках.

35. Профильные потери энергии в турбинных ступенях.

36. Концевые потери энергии в турбинных ступенях.

37. Дополнительные потери энергии в ступенях. Внутренний относительный к.п.д. ступени.

38. Потери трения диска и ленточного бандажа.

39. Потери от парциального подвода потока. Потери от вентиляции.

40. Потери от парциального подвода потока. Сегментные потери.

41. Потери от утечки. Лабиринтовые уплотнения. Линия Фанно.

42. Потери от влажности пара.

43. Процесс расширения пара в hS-диаграмме для турбинной ступени с учетом дополнительных потерь.

44. Внутренний относительный КПД ступени и оптимальное отношение скоростей.

45. Многоступенчатые паровые турбины. Причины применения.

46. Активные и реактивные многоступенчатые паровые турбины.

47. Возврат теплоты в многоступенчатой турбине.

48. Влияние влаги на работу турбины.

49. Эрозия и защита от нее деталей паровых турбин.

50. 50.Влажно-паровые турбины АЭС. Особенности процесса расширения турбин АЭС и их конструкции.

51. Формула Стодолы-Флюгеля. Распределение давлений и теплоперепадов по ступеням.

52. Дроссельное парораспределение.

53. Сопловое парораспределение.

54. Обводное парораспределение.

55. Схемы регулирования турбин.

56. Статические и динамические характеристики САР.

57. Основные требования к САР турбины.

58. Простейшая САР турбины.

59. Автоматические защиты паровых турбин.

60. Способы повышения экономичности газовых турбин.

61. Диаграмма режимов теплофикационных турбин.

62. Работа турбины при скользящем начальном давлении.

63. Влияние способов регулирования нагрузки на маневренные характеристики турбин.

64. Принципиальная схема конденсационной установки и принцип ее работы.

65. Типы конденсаторов, их конструкция и характеристики.

66. Тепловой баланс конденсатора.

67. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде.

68. Вибрация турбоагрегата и ее последствия.
69. Виды вибрации.
70. Влияние переменных режимов турбоустановок на ее вибрационное состояние и надежность.

Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины рекомендуется использовать следующие формы самостоятельной работы:

- решение индивидуальных задач в аудитории во время проведения практических занятий под контролем преподавателя в соответствии с расписанием;
- подготовка рефератов по индивидуальным темам, в том числе с использованием патентных материалов;
- подготовка курсовой работы по индивидуальным заданиям, в том числе разноуровневым заданиям.

Методы (технологии) обучения

Основными методами (технологиями) обучения, отвечающими целям изучения дисциплины, являются:

- элементы проблемного обучения (проблемное изложение, вариативное изложение, частично-поисковый метод), реализуемые на лекционных занятиях;
- элементы учебно-исследовательской деятельности, творческого подхода, реализуемые на практических занятиях и лабораторных работах и при самостоятельной работе;
- коммуникативные технологии, реализуемые на практических занятиях и конференциях;
- проектные технологии, используемые при проектировании конкретного объекта, реализуемые при выполнении курсовой работы.

Электронный учебно-методический комплекс

Теоретический раздел

ТУРБИНЫ ТЭС

5 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ, СПРАВОЧНЫЕ И НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Минск 2022 г.

5 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ, СПРАВОЧНЫЕ И НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

5.1. Основная литература

1. Зарубина, Н.В. Турбинные установки ТЭС и АЭС: устройство, эксплуатация и ремонт: учебное пособие для студентов учреждений высшего образования по специальностям "Паротурбинные установки атомных электрических станций", "Проектирование и эксплуатация атомных электрических станций", "Тепловые электрические станции", "Автоматизация и управление теплоэнергетическими процессами" / Н. В. Зарубина, Н. Б. Карницкий. – Минск: Вышэйшая школа, 2020. – 430 с.
2. Турбины АЭС и ТЭС: курсовое проектирование: учебное пособие для студентов учреждений высшего образования по специальностям "Паротурбинные установки атомных электрических станций", "Тепловые электрические станции" / Н. Б. Карницкий, А. В. Нерезько, Н. В. Пантелей. – Минск: Вышэйшая школа, 2019. – 245, [1] с.: ил., табл., граф. - ISBN 9789850630766: 27.12.
3. Г.Д. Баринберг[и др.]. Паровые турбины и турбоустановки уральского турбинного завода. – 2-е изд.-Екатеринбург: “Априо”, 2010. – 488с.
4. Трухний, А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учебное пособие для вузов/ А.Д. Трухний. – М.: Издательство МЭИ, 2002 – 540 с.
5. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова .– М.: Издательство МЭИ, 2001 – 488 с.
6. Трояновский, Б.М. Турбины для атомных электростанций/ Б.М. Трояновский .– М.: Энергия, 1978. – 232 с.
7. Трухний, А.Д. Стационарные паровые турбины – 2-е изд. перераб. и доп./ А.Д. Трухний. – М: Энергоиздат, 1990. - 640 с.

5.2. Дополнительная литература

1. Аркадьев, Б.А. Режимы работы турбоустановок АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
2. Щегляев, А.В. Паровые турбины. - М.: Энергия, 1986. - 368 с.
3. Трухний, А.Д. Атлас конструкций деталей турбин/ А.Д. Трухний и др. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 148 с.
4. Тепловые и атомные электростанции: Справочник / Под общ. ред. А.В. Клименко, В.М. Зорин. – М.: Издательство МЭИ, 2007.
5. Кириллов, И.И. Теория турбомашин. М.: Машиностроение, 1972. - 536 с.
6. Паровые турбины и паротурбинные установки / И.И. Кириллов, В.А.Иванов, А.И. Кириллов. - Л. Машиностроение, 1978. - 276 с.
7. Зайцев, В.И. Судовые паровые и газовые турбины/ В.И. Зайцев, Л.Л. Грицай, А.А. Мосеев. - М.: Транспорт, 1981. - 312 с.

8. Шляхин, П.Н. Паровые и газовые турбины/ П.Н. Шляхин . - М.: Энергия, 1974. - 224с.
9. Смоленский, А.Н. Конструкция, прочность и металлы элементов паровых турбин. - Киев. Вища школа, 1979 г. - 350с.
10. Бененсон, Е.И., Иоффе Л.С./Под ред. Бузина Д.П. Теплофикационные паровые турбины. - М.: Энергоатомиздат, 1986 - 270 с.
11. Паровые турбины малой мощности КТЗ / В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 216с.
12. Самойлович, Г.С., Трояновский, Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах/ Г.С. Самойлович, Б.М Трояновский. - М.: Энергоиздат, 1982. - 498 с.
13. Паровые и газовые турбины: Сборник задач. Учебн. пособие дл втузов под ред. Б.М.Трояновского, Г.С.Самойловича. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 240 с.
14. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Изд. МЭИ, 2001. - 480с.
15. Паровые и газовые турбины: Сборник задач. Учебное пособие для вузов под ред. Б.М. Трояновского, Г.С. Самойловича. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 240 с.