



Министерство образования и науки Самарской области  
Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение  
Самарской области

«САМАРСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»  
(ГБПОУ «СЭК»)

Л. Г. Будников Д.С. Привалов

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ  
ТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ТЭС**

Методические указания для практических занятий

для студентов специальности

13.02.01 Тепловые электрические станции

ПМ.02 Обслуживание турбинного оборудования на ТЭС

МДК 02.01 Техническое обслуживание турбинного оборудования  
на тепловых электрических станциях

Самара 2017

Печатается по решению методического совета государственного бюджетного профессионального образовательного учреждения Самарской области «Самарский энергетический колледж»

Методические указания для практических занятий по МДК 02.01 *Техническое обслуживание турбинного оборудования на ТЭС* для студентов специальности 13.02.01 /сост. Будников Л.Г., Привалов Д.С. – Самара: ГБПОУ «СЭК», 2017 – 73 с.

Издание содержит методические указания к практическим занятиям по *МДК 02.01 Техническое обслуживание турбинного оборудования на ТЭС*.

Замечания, предложения и пожелания направлять в ГБПОУ «СЭК» по адресу: 443001, г. Самара, ул. Самарская 205-А или по электронной почте [info@sam-ek.ru](mailto:info@sam-ek.ru)

## Общие указания

Практические работы являются одним из основных видов учебных занятий, т.к. выполнение практических работ закрепляет и углубляет теоретические знания, позволяет приобрести практические навыки в решении многих технических вопросов, а также пользоваться справочной литературой и нормами технической документации. Кроме того, выполнение практических работ является подготовкой к курсовому и дипломному проектированию.

Цель практических занятий – закрепление теоретических знаний, полученных в результате изучения междисциплинарного курса МДК 02.01 *Техническое обслуживание турбинного оборудования на ТЭС*.

Отчёты по практическим занятиям оформляются в виде рабочей папки. Вывод по практической работе делается в устной и письменной форме.

### Критерии оценивания практической работы

**Оценка «5» (отлично)** ставится, если студент выполняет работу в полном объёме с соблюдением необходимой последовательности проведения опытов и измерений; самостоятельно и рационально монтирует необходимое оборудование; все опыты проводит в условиях и режимах, обеспечивающих получение правильных результатов и выводов; соблюдает требования правил безопасного труда; в отчёте правильно и аккуратно выполняет все записи, таблицы, рисунки, чертежи, графики, вычисления; правильно выполняет анализ погрешностей.

**Оценка «4» (хорошо)** ставится, если выполнены требования к оценке 5, но было допущено два-три недочёта; не более одной негрубой ошибки и одного недочёта.

**Оценка «3» (удовлетворительно)** ставится, если работа выполнена не полностью, но объём выполненной части таков, что позволяет получить правильные результаты и выводы; если в ходе проведения опыта и измерений были допущены ошибки.

**Оценка «2» (неудовлетворительно)** ставится, если работа выполнена не полностью и объём выполненной части работы не позволяет сделать правильные выводы; если опыты, измерения, вычисления, наблюдения производились неправильно.

### Практическое занятие по теме:

#### «Процесс преобразования теплоты в работу на ТЭС»

**Цель:** определить параметры полного торможения парового потока и их изображение на  $h-s$  диаграмме; сделать вывод по практической работе.

### Методические указания

Преобразование энергии в турбинной ступени, а также энергетические характеристики других элементов проточной части турбины описываются в общем случае на основе законов течения сжимаемой жидкости, которые изучаются в курсе гидрогазодинамики. В основном используются законы одномерного движения, под которым понимают такое движение жидкости, когда во всех точках поперечного сечения канала параметры жидкости (скорость, давление,

удельный объём и др.) можно считать постоянным, а изменение параметров происходит вдоль канала. В реальных потоках рабочего тела в паровых турбинах параметры в поперечном сечении канала не сохраняются постоянными. Например, скорость потока вблизи стенок вследствие трения всегда ниже, чем в ядре потока.

Вторым существенным допущением при расчёте потоков в проточной части турбины является предположение о неизменности параметров потока во времени, т.е. поток рассматривается установившимся.

Кроме этого делаются и другие допущения – например, об отсутствии теплообмена между потоком и стенками каналов и др.

Основные уравнения одномерного движения сжимаемой жидкости:

1) уравнение состояния:  $Pv = RT$  (примером можно назвать  $h,s$ -диаграмму);

2) уравнение неразрывности, расхода, сплошности:  $G = \frac{Fc}{v} = \text{const}$  – для любого поперечного сечения одномерного установившегося потока расход массы есть величина  $\text{const}$  для данного потока, где

$F$  – площадь поперечного сечения;  $c$  – скорость;  $v$  – удельный объём.

$$\frac{h_1^2 - h_2^2}{2} = \int_{h_1}^{h_2} v dp - \int_{x_1}^{x_2} R dx$$

3) уравнение количества движения:

$$h + \frac{c^2}{2} = \text{const}$$

4) уравнение сохранения энергии: – для 1 кг массы рабочего тела любого поперечного сечения одномерного потока сумма энтальпии и кинетической энергии есть величина постоянная для данного потока.

Одномерные течения в каналах бывают *конфузорные* и *диффузорные*.

*Конфузорными* называются такие течения в каналах, когда скорость рабочего тела на выходе становится больше, чем скорость на входе.

*Диффузорными* называются течения, в которых скорость рабочего тела уменьшается в направлении потока.

Основные уравнения одномерных потоков позволяют рассчитывать течения в каналах турбомашин. Из уравнения сохранения энергии следует, что при конфузорном течении, например, в соплах турбины, вдоль потока вместе с увеличением скорости рабочего тела уменьшается его энтальпия; в диффузорных потоках, наоборот, энтальпия растёт, т.к. скорость падает.

Для расчётов одномерных потоков в каналах вводят параметры полного торможения потока в данном его сечении. Под ними в каком-либо сечении понимают фиктивные параметры, которые достигаются при полном изоэнтропном торможении потока от состояния в этом сечении до нулевой скорости.

Параметры полного торможения могут быть подсчитаны с помощью  $h,s$ -диаграммы. Изобразим процесс течения рабочего тела в сопловом канале в  $h,s$ -диаграмме.

Параметры во входном сечении сопла обозначены с индексом 0, а в сечении на выходе из сопла с индексом 1, если течение реальное с потерями энер-

гии, и с индексом 1t, если течение предполагается изоэнтропным (без потерь энергии).

Для определения скорости на выходе из соплового канала при изоэнтропном течении используем уравнение энергии, записанное для входного и выходного сечений сопла:

$$\frac{C_0^2}{2} + h_0 = \frac{C_1^2}{2} + h_1,$$

откуда теоретическая скорость на выходе из сопла  $C_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + C_0^2}$ ,

где  $h_{1t}$  находится по давлению  $P_1$  в выходном сечении сопла (например, из h,s-диаграммы).

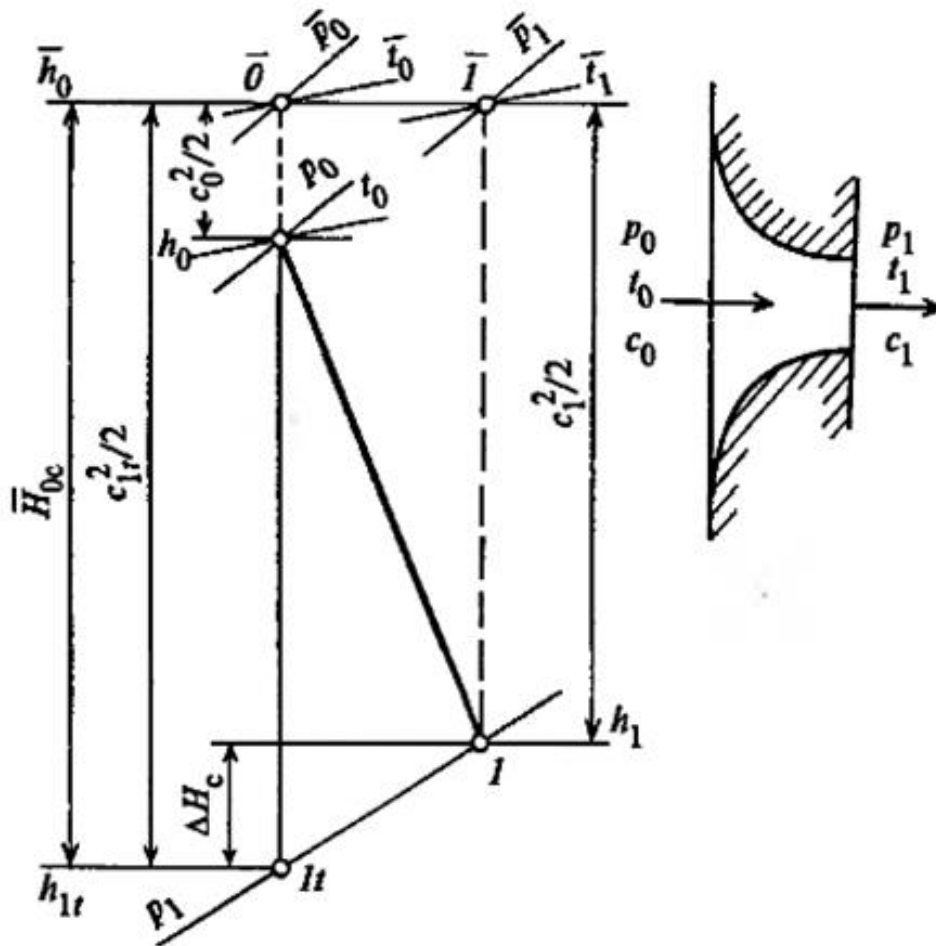


Рисунок 1 – Процесс изменения состояния в h,s-диаграмме при истечении пара или газа через сопло

Действительная скорость потока (с потерями энергии) на выходе из сопла определяется по аналогичной формуле, полученной из уравнения энергии, записанного для входного и выходного сечений сопла по действительным параметрам потока за соплом

$$\left( \frac{C_0^2}{2} + h_0 = \frac{C_1^2}{2} + h_1 \right); C_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + C_0^2}.$$

Разность энтальпий  $h_0 - h_{1t} = \left( h_0 - h_{1t} + \frac{C_0^2}{2} \right) = \frac{C_{1t}^2}{2}$  называют располагаемым теплотерпадом сопла и обозначают  $\bar{H}_{ст}$ .

Для определения параметров полного торможения во входном сечении сопла следует на  $h,s$ -диаграмме от точки  $O$  вверх по изоэнтропе отложить отрезок  $\frac{c_1^2}{2}$ , соответствующий кинетической энергии скорости потока на входе в сопло.

Через точку  $\bar{O}$  в конце этого отрезка проходят изобара  $\bar{P}_0$ , изотерма  $\bar{t}_0$ , линия энтальпии полного торможения  $\bar{h}_0$  и другие линии параметров полного торможения.

Аналогично для определения параметров полного торможения в выходном сечении сопла следует отложить в  $h,s$ -диаграмме от точки  $1$  вверх по изоэнтропе отрезок  $\frac{c_1^2}{2}$ , соответствующий кинетической энергии потока на выходе из сопла. Через точку  $\bar{1}$  в конце этого отрезка проходят изобара давления полного торможения  $\bar{P}_1$  и изотерма температуры полного торможения  $\bar{t}_1$ . Таким образом, в потоках с потерями кинетической энергии давление полного торможения уменьшается вдоль потока.

В отличие от параметров полного торможения,  $\bar{P}_0, \bar{t}_0, \bar{h}_0, \bar{P}_1, \bar{t}_1, \bar{h}_1$  называют статическими давлением, температурой, энтальпией в соответствующих сечениях.

Разность энтальпий  $h_1 - h_{1r}$  эквивалентна работе, совершённой газом против сил трения при реальном течении, которая превращается в теплоту и передается потоку при низком давлении. Другими словами,  $(h_1 - h_{1r})$  представляет собой потери кинетической энергии потока вследствие трения и других необратимых процессов в потоке. Для сопел эта величина потерь энергии  $\Delta H_c$  вычисляется из уравнений сохранения энергии для теоретического и реального потоков

$$h_{1r} + \frac{c_{1r}^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad \Rightarrow \quad \Delta H_c = h_1 - h_{1r} = \frac{c_{1r}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$$

Каналы, в которых происходит плавное преобразование энтальпии в кинетическую энергию, т.е. в которых происходит ускорение потока, называются *сопловыми* или просто *соплами*.

Для характеристики потоков важными являются понятия скорости звука и критической скорости потока:  $a = \sqrt{\kappa P} = \sqrt{\kappa RT}$ .

Критической скоростью потока  $c_{cr}$  называется скорость газа в том сечении, где она равна местной скорости звука. Сечение, где скорость потока достигает критической скорости, называется критическим. Параметры потока этого сечения называются также критическими ( $P_{cr}, t_{cr}, h_{cr}, v_{cr}$ ).

Как следует из  $a = \sqrt{\kappa RT}$ , местная скорость звука зависит только от статической температуры в том сечении потока, в котором вычисляется скорость

звука. Следовательно, критическая скорость потока определяется по критической температуре потока  $C_{кр} = \sqrt{\lambda RT_{кр}}$ .

Для расчётов потока важными являются безразмерные параметры потока. К ним относятся: относительное давление  $\epsilon$ , равное отношению статического давления к давлению полного торможения в данном сечении, относительная температура и т.п. К безразмерным параметрам потоков относятся также безразмерные величины  $M$  и  $\lambda$ .

$M = C/a$  – отношение скорости потока к скорости звука в данном сечении называется числом Маха.

$\lambda = C/C_{кр}$  – безмерная скорость, определяется как отношение скорости потока в данном сечении к критической скорости потока.

Между любыми двумя безмерными параметрами легко устанавливаются функциональные зависимости, которые носят название газодинамических функций, приведённых в справочной литературе и известных из курса гидрогазодинамики.

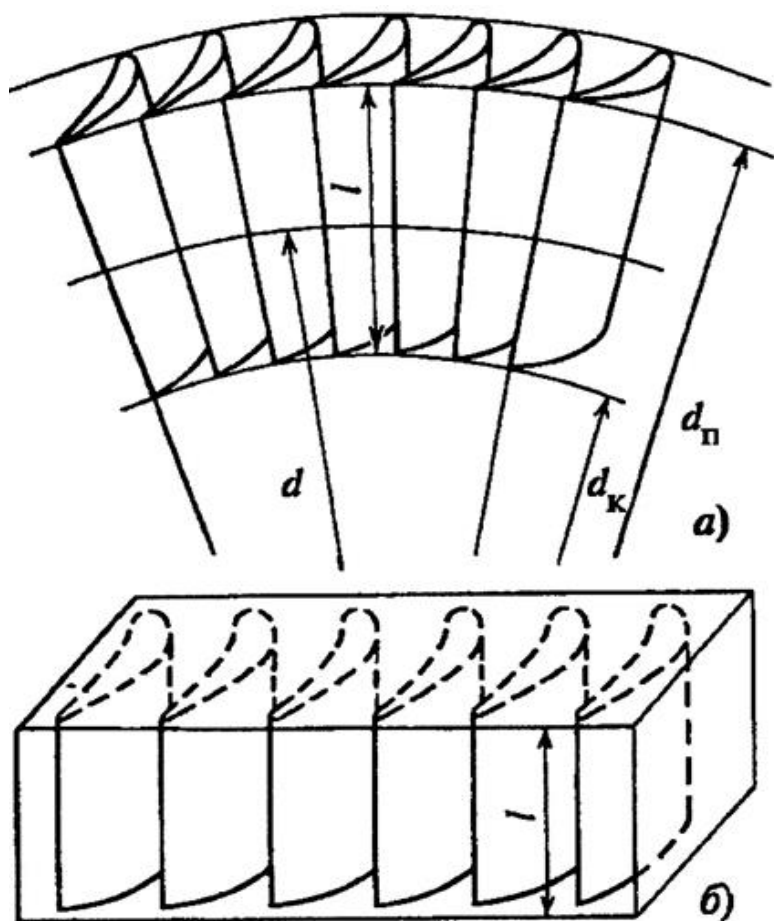


Рисунок 2 – Модели турбинных решеток:  
а – кольцевой; б – прямой (плоской)

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

Течение пара в турбинных решетках подчиняется общим закономерностям, рассмотренным ранее.

Поскольку в состав турбинной ступени входят турбинная решётка, то вкратце остановимся на её рассмотрении.

В паровых турбинах широко используются кольцевые турбинные решётки (рис. 2), представляющие собой систему каналов, образованную установленными по кольцу одинаковыми профилями специальной формы. Все профили в решётке одинаковы, их устанавливают на равном расстоянии друг от друга и одинаковым образом. В результате между профилями образуются каналы, через которые вытекает пар.

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

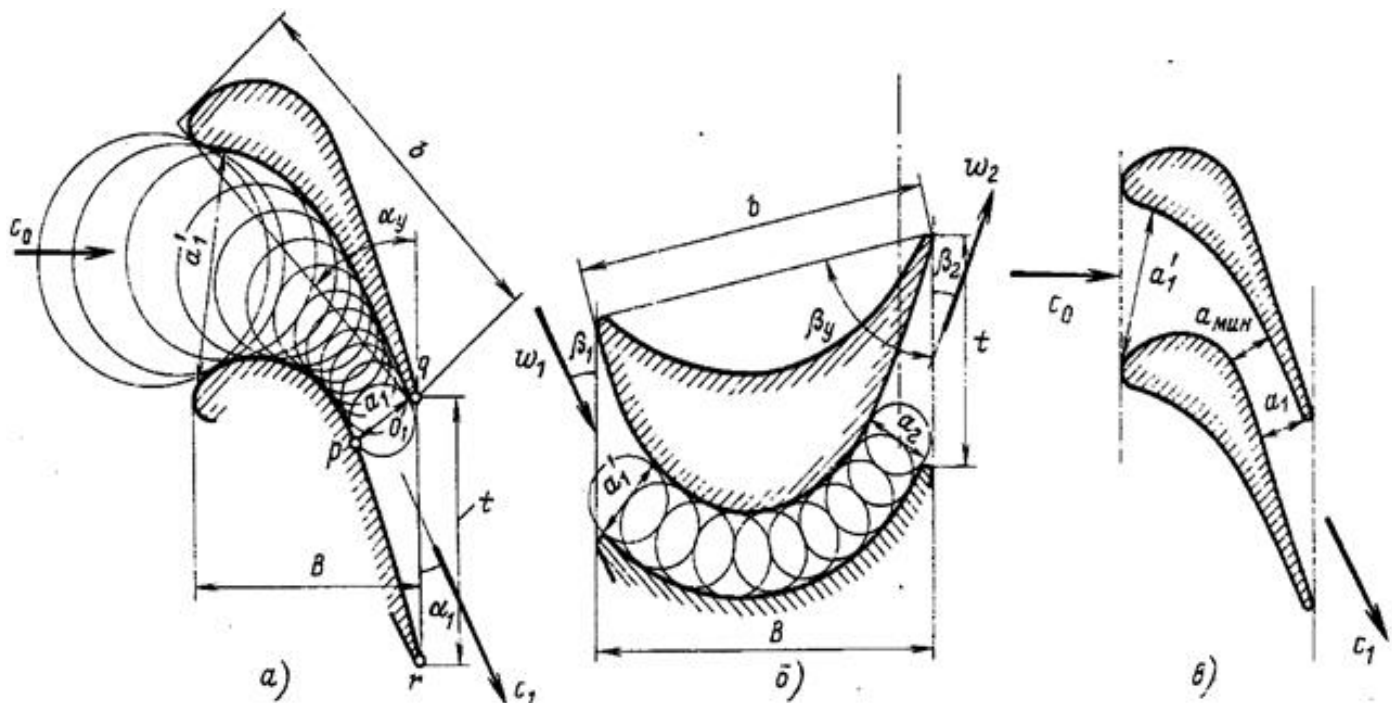


Рисунок 3 – Развертки профилей турбинных решеток:  
 а, б – с каналами сильно и слабо уменьшающегося сечения;  
 в – с каналами типа сопла Лаваля

Потери энергии, возникающие при течении пара через турбинную решетку, условно можно разделить на несколько составляющих. Значительную долю потерь составляют профильные, которые возникают при обтекании потоком профилей за счет появления сил трения. Имеют место также концевые потери, возникающие в концевых областях лопаток и вызывающие появление вихрей. За счет улучшения профиля лопаток, их лучшего обтекания потоком, понижаются потери.

Под турбинной ступенью, как отмечалось ранее, понимается совокупность неподвижного ряда сопловых лопаток, в каналах которых ускоряется поток пара или газа, и подвижного ряда рабочих лопаток, в которых энергия движущегося пара или газа преобразуется в механическую работу на вращающемся роторе по преодолению сил сопротивления приводимой машины. На рисунке 4 приведено схематическое изображение турбинной ступени.

Турбинная ступень характеризуется средним диаметром ступени  $d$  и высотами сопловых  $l_1$  и рабочих  $l_2$  лопаток.

Сопловые лопатки со строго одинаковым шагом установлены в диафрагме, представляющей собой плоское, разрезанное по горизонтальному диаметру, кольцо. Сопловые лопатки образуют кольцевую решетку.

Рабочие лопатки с помощью хвостовиков набираются на диске, откованном заодно с валом или посаженном на него с натягом. Подобно сопловым лопаткам, рабочие лопатки образуют кольцевую решетку. Соседние лопатки решетки образуют рабочие каналы, через которые проходят струи пара, выходящие из сопловой решетки.



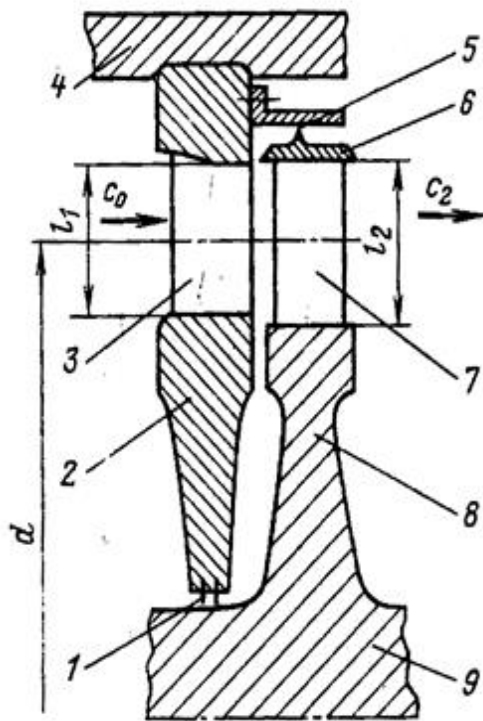


Рисунок 4 – Схематическое изображение турбинной ступени:

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

Рабочие лопатки, набранные на диске, обычно связаны по вершинам с помощью ленточного бандажа в пакеты по 2-14 шт. для увеличения надежности и экономичности ступени. Поверх бандажа часто устанавливают уплотнения для уменьшения утечки пара над бандажом. Аналогичное уплотнение устанавливают между диафрагмой и валом.

При истечении пара из сопла в среду с пониженным давлением его потенциальная энергия переходит в кинетическую. Именно такой процесс происходит в сопловых каналах турбинной установки. За счет понижения давления от значения  $P_0$  перед сопловой решеткой до давления  $P_1$  за ней скорость пара за сопловой решеткой  $C_1$  будет больше скорости  $C_0$  на входе в решетку. Таким образом, на выходе из сопловой решетки образуется кольцевая струя пара, скорость которой достигает нескольких сотен м/с. Эта струя пара под малым углом к плоскости диска входит в каналы рабочей решетки и, поворачиваясь, выходит из них.

На выходе из сопловых лопаток рабочее тело (пар или газ) приобретает в процессе расширения скорость  $C_1$ , направленную под углом  $\alpha_1$  к вектору окружной скорости рабочих лопаток  $U$ . Направление потока под углом задается соответствующей формой и установкой сопловых лопаток. Рабочие лопатки перемещаются перед соплами с окружной скоростью  $U$ .

Значение этой скорости зависит от диаметра  $d$ , на котором расположены рабочие лопатки, и от частоты вращения ротора  $n$ :  $U = \pi d n$ .

На входе в рабочие лопатки рабочее тело в относительном движении перемещается с относительной скоростью  $W_1$ . Вектор относительной скорости, как известно, определяется геометрическим вычитанием абсолютной и окружной скоростей. Векторы абсолютной, окружной и относительной скоростей об-

разуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки. Угол между векторами относительной и окружной (переносной) скоростей обозначают  $\beta_1$ .

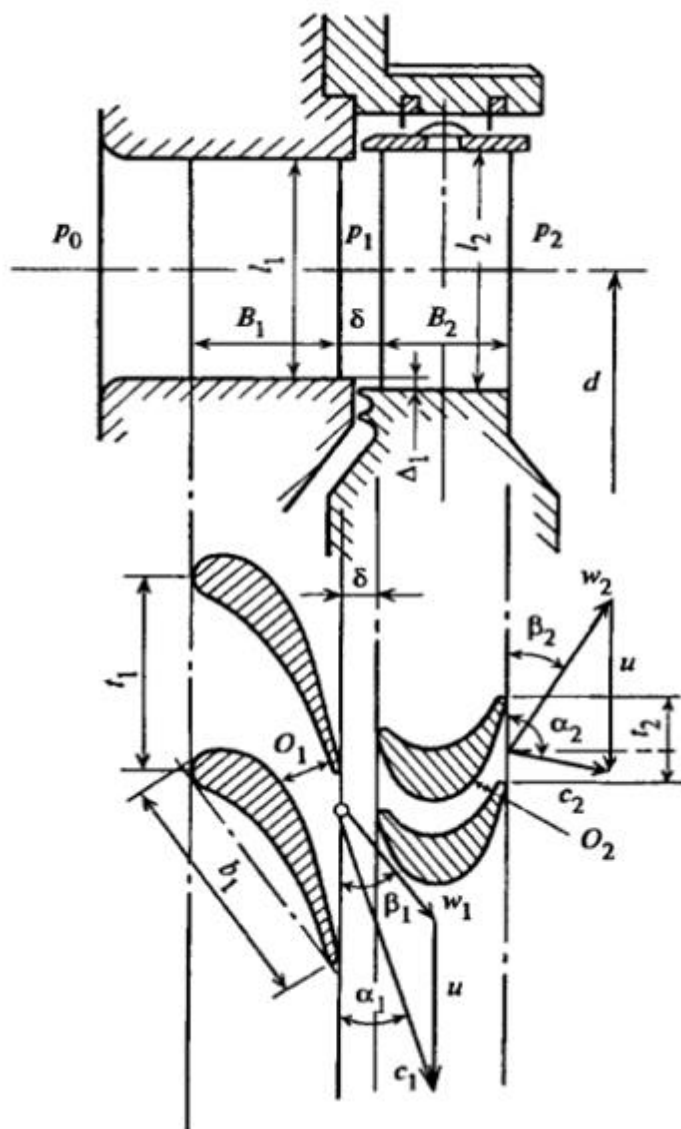


Рисунок 5 – Проточная часть осевой ступени и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени:  $O_1, O_2$  – размеры горла сопловых и рабочих решеток

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  $P_2$ . Сложив векторы относительной и окружной (переносной) скоростей, получим вектор абсолютной скорости  $w_2$ . Угол вектора скорости  $w_2$  с направлением, обратным  $U$ , обозначают  $\beta_2$ , а его значение определяется формой профиля рабочей лопатки и ее установкой на роторе; при этом направлением выходной кромки рабочей лопатки определяется направление относительной скорости потока на выходе из рабочих лопаток. Угол вектора скорости  $c_2$  с направлением, обратным  $\bar{U}$ , обозначают  $\alpha_2$ . Тре-

Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . При течении в каналах рабочих лопаток происходит дальнейшее расширение рабочего тела от давления  $P_1$  до давления  $P_2$  за рабочими лопатками, а также поворот потока. За счёт поворота потока и расширения рабочего тела на рабочих лопатках создается крутящий момент на роторе, который и производит работу по преодолению сил сопротивления приводимой машины. За счёт поворота потока в каналах рабочих лопаток создается активная часть усилия, а за счёт ускорения потока в каналах рабочих лопаток – реактивная часть усилия, действующего на рабочие лопатки.

угольник скоростей, образованный векторами  $W_1$ ,  $U$  и  $C_2$ , называют выходным.

Рассмотрим процесс течения рабочего тела в турбинной ступени в  $h,s$ -диаграмме (рис. 6).

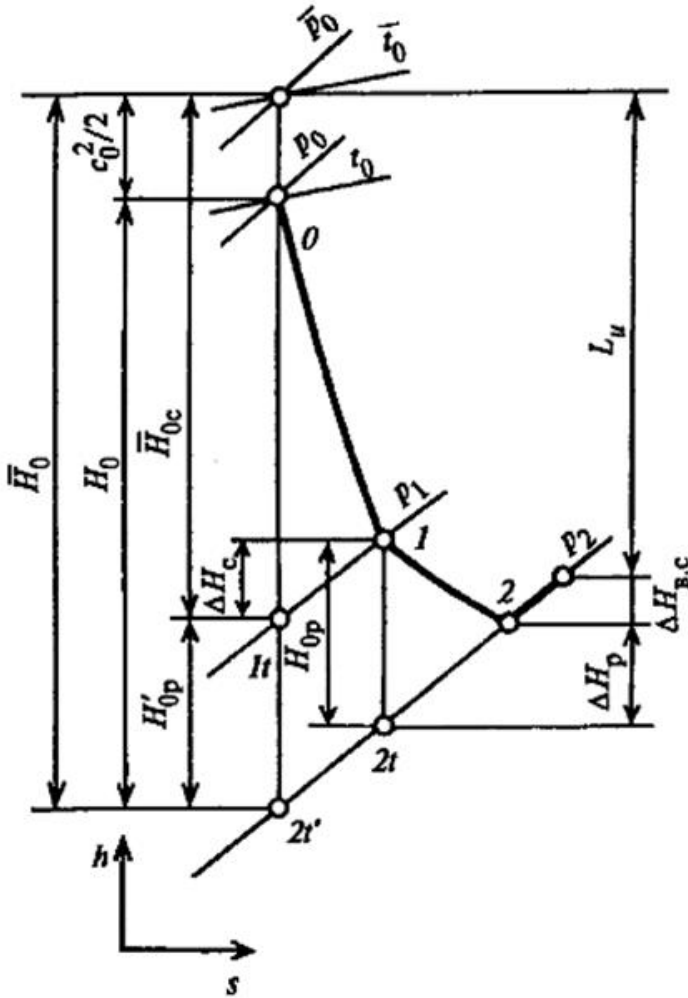


Рисунок 6 – Процесс течения пара (газа) в турбинной ступени в  $h,s$ -диаграмме

Расширение рабочего тела в сопловых каналах ступени от состояния перед ступенью, определяемое точкой 0, до точки 1t соответствует теоретическому (изоэнтропному) процессу течения в соплах. Реальный процесс в соплах сопровождается потерями энергии  $\Delta H_c$ , которые в виде теплоты вновь возвращаются в поток и повышают энтальпию за соплами. Действительное состояние рабочего тела за соплами изображается точкой 1.

Разность энтальпий ( $h_0 - h_{1t}$ ) в сумме с кинетической энергией на входе в сопла  $c_0^2/2$  составляет располагаемую энергию в соплах  $\Gamma_{в.с}$ , равную кинетической энергии потока на выходе из сопла  $c_1^2/2$  при истечении без потерь энергии.

В соответствии с уравнением энергии теоретическая скорость потока на выходе из сопел определяется по формуле:  $c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Gamma_{в.с}}$ .

Действительная скорость истечения из сопел из-за потерь энергии в соплах меньше теоретической  $c_{1t}$ :  $c_1 = \varphi \cdot c_{1t}$ , где  $\varphi$  - коэффициент скорости сопел.

Теоретический процесс расширения рабочего тела в рабочих лопатках изображается линией от точки 1 до точки 2t; разность ( $h_1 - h_{2t}$ ) обозначается  $H_{op}$  и называется располагаемым теплоперепадом рабочих лопаток, и представляет собой потери энергии в рабочих лопатках  $\Delta H_p$ .

Для потока в относительном движении в каналах рабочих лопаток уравнение сохранения энергии для сечений на входе и выходе из каналов рабочих лопаток запишется в следующем виде:

$$h_1 + \frac{\omega_1^2}{2} = h_2 + \frac{\omega_2^2}{2}$$

В правой части этого уравнения отсутствует член, характеризующий отводимую от рабочих лопаток к ротору турбины механическую работу, т.к. механическая работа силы взаимодействия между лопаткой и потоком в координатах движущейся лопатки равна нулю. Действительно, точка приложения этой силы не перемещается по отношению к наблюдателю, вращающемуся вместе с рабочими лопатками (условно). Перемещение точки приложения силы входит множителем в выражение механической работы.

По аналогии с предыдущими формулами получим выражение для определения теоретической скорости потока в относительном движении на выходе из рабочих лопаток:  $W_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + \omega_1^2} = \sqrt{2H_{\text{ст}} + W_1^2}$

Действительная скорость на выходе из рабочих лопаток будет меньше теоретической  $W_{2t}$ :  $W_2 = \psi \cdot W_{2t}$ , где  $\psi$  - коэффициент скорости рабочих лопаток.

Потери энергии  $\Delta H_{\text{р}}$  находятся по формуле:  $\Delta H_{\text{р}} = \frac{W_{2t}^2}{2} - \frac{W_2^2}{2}$

Отрезок  $H_{\text{ст}} = h_1 - h_{2t}$  изображает располагаемый теплоперепад ступени по статическим параметрам, а отрезок  $\bar{H}_{\text{ст}}$ , включающий кинетическую энергию скорости на входе в сопла  $c_1^2/2$ , изображает располагаемый теплоперепад ступени по параметрам полного торможения перед ступенью и статическому давлению за ступенью. Если на выходе из рабочих лопаток поток, обладающий кинетической энергией  $c_2^2/2 = \Delta H_{\text{в.к}}$ , попадает в ёмкую камеру, то эта энергия расходуется на повышение температуры рабочего тела вследствие изобарического торможения в этой камере. Величина  $\Delta H_{\text{в.к}}$  называется потерей энергии с выходной скоростью ступени и изображается в h,s-диаграмме.

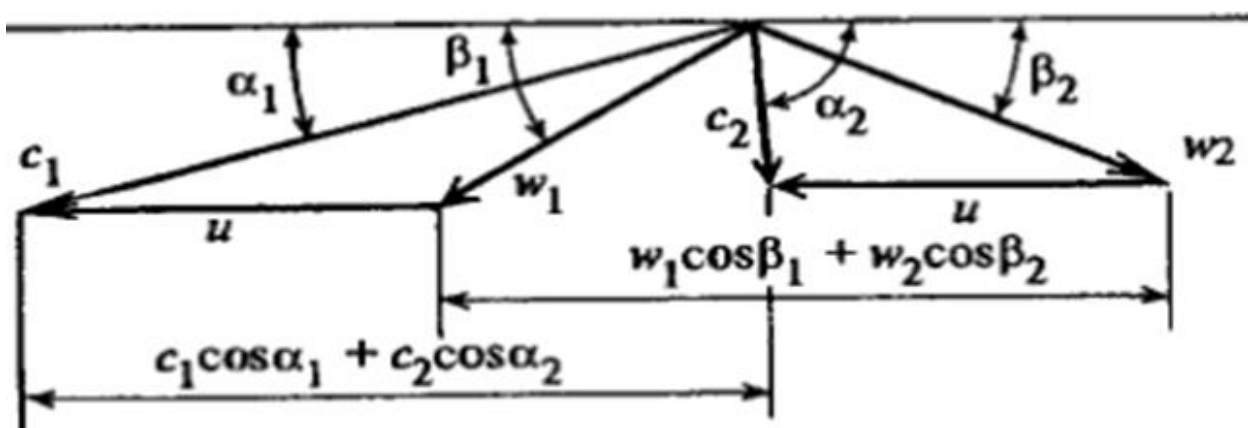


Рисунок 7 – Треугольники скоростей для потока пара (газа) в одновенечной турбинной ступени

Треугольники скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток при расчёте турбинной ступени обычно совмещают вершинами в одну точку.

Для построения треугольников скоростей угол  $\alpha_1$  вектора скорости  $C_1$  выбирают в интервале от  $11^\circ$  до  $20-25^\circ$ . Значение  $C_1$  определяют по формуле:  $C_1 = \varphi \cdot C_k$ .

Окружную скорость по формуле:  $U = \pi \cdot d \cdot n$ ,

где  $d$  – средний диаметр ротора, м;

$n$  – частота вращения ротора, 1/с.

Из геометрии входного треугольника скоростей определяют относительную скорость  $W_1$  и угол  $\beta_1$ . Для построения выходного треугольника скоростей по формуле:  $W_2 = \psi \cdot W_1$  определяют относительную скорость  $W_2$ . Угол  $\beta_2$  вектора скорости  $W_2$  обычно вычисляют по уравнению неразрывности, составленному для выходного сечения рабочих лопаток. Значения абсолютной скорости  $C_2$  и угла  $\alpha_2$  определяют из геометрии выходного треугольника.

Соотношения между скоростями и углами потока в турбинной ступени в большой степени зависят от степени реактивности ступени  $P$ . Под степенью реактивности ступени понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток, которая приближенно равна располагаемому теплоперепаду ступени от параметров торможения:

$$P = \frac{H_{\text{лп}}}{H_{\text{с}} + H_{\text{лп}}} \approx \frac{H_{\text{лп}}}{H_{\text{с}}}$$

Чем выше степень реактивности  $P$ , тем больше ускоряется поток в рабочих лопатках и, следовательно, относительная скорость на выходе  $W_2$  увеличивается по сравнению со скоростью  $W_1$ . Ступень со степенью реактивности, равной нулю, называется активной. В активной ступени в рабочих лопатках не происходит расширения рабочего тела, давление перед рабочими лопатками равно давлению за ними  $P_1 = P_2$ . Турбинные ступени с  $P = 0,2-0,25$  относят также к активному типу. Турбинные ступени с  $P = 0,4-0,6$  и более называют реактивными. В многоступенчатых реактивных турбинах обычно применяют реактивные ступени со степенью реактивности  $P = 0,5$ .

Как правило, чисто активные ступени ( $P = 0$ ) не используют на практике. Реальные активные ступени всегда имеют некоторую положительную реактивность для обеспечения конфузурности течения в каналах рабочих лопаток. Как известно из гидрогазодинамики, при конфузурности течения снижаются потери энергии в потоке.

В специальных случаях применяются ступени с отрицательной степенью реактивности. В рабочих лопатках ступени с  $P < 0$  возникает диффузное течение, т.е. в каналах рабочих лопаток давление увеличивается к выходу  $P_2 > P_1$ . При этом диффузорное течение сопровождается повышенными потерями

энергии в каналах рабочих лопаток.

## Практическое занятие по теме: «Течение пара в турбинных решётках»

**Цель:** произвести тепловой расчёт суживающихся и расширяющихся решёток; сделать вывод по практической работе.

### Методические указания

#### Определение типа сопловой решетки

Располагаемый тепловой перепад сопловой решетки:

$$h_{01}^{pc} = h_0^{pc} \cdot (1 - c)$$

где  $h_0^{pc}$  – располагаемый тепловой перепад в регулирующей ступени, кДж/кг;  
 $c$  – степень реакции ступени, выбирается в пределах 8-12 %, принимаем  $c=12\% = 0,12$ .

$$h_{01}^{pc} = 390 \cdot (1 - 0,12) = 275,4$$

Теоретическая скорость пара на выходе из сопловой решетки, м/с, при изоэнтропийном расширении:

$$C_{1t} = \sqrt{2000 \cdot h_{01}^{pc}} \quad C_{1t} =$$

Число Маха для теоретического процесса в соплах

$$M_{1t} = C_{1t} / a_{1t}$$

где  $a_{1t}$  – скорость звука на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном истечении:

$$a_{1t} = \sqrt{(k \cdot P_1^{pc} \cdot V_{1t})}$$

$k$  – показатель изоэнтропы,  $k = 1,3$  для перегретого пара;

$P_1^{pc}$  – давление за соплами, согласно рисунку 2,  $P_1^{pc} = 9$  МПа;

$V_{1t}$  – теоретический удельный объем пара за соплами согласно рис.2 (изохора, проходящая через точку **a**),  $V_{1t} = 0,0375$  м<sup>3</sup>/кг.

$$a_{1t} = \sqrt{(1,3 \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 0,0375)} = 625,4$$

$$M_{1t} = 742,16 / 625,4 = 1,19$$

Форма профиля и канала в первую очередь определяется безразмерной скоростью потока  $M_{1t}$  (число Маха). По величине  $M_{1t}$  выбирается тип решетки: так как  $M_{1t} < 1,4$  применяются профили решеток с суживающимися каналами.

#### Расчёт суживающихся сопел

Определяем выходное сечение суживающихся сопел, мм<sup>2</sup>:

$$F_1 = \frac{(G + G_{ут}) \cdot V_{1t}}{\mu_1 \cdot C_{1t}} \cdot 10^6$$

где  $G = 123,84$  кг/с – расход пара на турбину;

$G_{ут}$  – количество пара, утекающее через переднее концевое уплотнение турбины, кг/с;

$V_{1t}$  – теоретический удельный объем пара за соплами, м<sup>3</sup>/кг;

$\mu_1$  – коэффициент расхода сопловой решетки, принимается равным 0,97 (для пара практически с любым перегревом);

$C_{1т}$  – теоретическая скорость пара на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном расширении, м/с.

$$F_1 = \frac{(65,8 + 0,8554) \cdot 0,059}{0,97 \cdot 742,16} \cdot 10^6 = 5463 \text{ мм}^2$$

Произведение степени парциальности ступени на высоту сопловой решетки определяется по формуле, мм,

$$\varepsilon \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d^{PC} \cdot \sin \alpha_1} \cdot 10^{-3},$$

где  $\varepsilon$  – степень парциальности ступени, представляет собой долю рабочих лопаток от общего числа, которые в данный момент времени находятся против сопл подачи пара на рабочее колесо;

$l_1$  – высота сопловой решетки, мм;

$d^{PC}$  – средний диаметр регулирующей ступени, м;

$\alpha_1$  – выходной угол сопл выбирается из таблицы 2.1.

$$\varepsilon \cdot l_1 = \frac{5463}{3,14 \cdot 1096 \cdot \sin 15} \cdot 10^{-3} = 6,2$$

Оптимальная степень парциальности для двухвенечной ступени:

$$\varepsilon_{опт} = (0,29 \div 0,34) \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot l_1}$$

где значение  $\varepsilon l_1$  должно подставляться в сантиметрах.

$$\varepsilon_{опт} = 0,3 \cdot \sqrt{0,62} = 0,236$$

Высота сопловой решетки, мм:

$$l_1 = \frac{\varepsilon \cdot l_1}{\varepsilon_{опт}} = \frac{6,2}{0,236} = 26,3$$

По известным  $M_{1т}$  и  $b_1$ , согласно приложения Г [1] для сопловой решетки выбираются: обозначение профиля – С-90-15Б; угол выхода потока ; оптимальный относительный шаг ; хорда профиля  $b_1=5,2$  см.

По характеристике выбранной решетки принимается оптимальный относительный шаг  $t_{опт}$ . Шаг решетки, мм:

Потери тепла в соплах, кДж/кг:

где  $\Delta t$  – располагаемый тепловой перепад сопловой решетки, кДж/кг;

$\eta$  – скоростной коэффициент сопловой решетки, принимается в зависимости , тогда

Выходная ширина канала сопловой решетки, мм:

Число сопел:

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d^{PC} \cdot \varepsilon_{опт}}{t_1} = \frac{3,14 \cdot 1096 \cdot 0,236}{0,0416} = 20, \text{ принимаем равным } .$$

В соответствии с принятым значением числа лопаток  $z_1$  корректируют шаг профилей в решетке:

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d^{PC} \cdot \varepsilon_{опт}}{z_1} = \frac{3,14 \cdot 1096 \cdot 0,236}{20} = 0,0406 \text{ Мм}$$

## Практическое занятие по теме: «Тепловой расчёт осевой турбинной ступени»

**Цель:** произвести расчёт осевой турбинной ступени; сделать вывод по практической работе.

### Методические указания

Процесс расширения начинают строить с состояния пара перед стопорным клапаном турбины (рис.8) определяемого начальными параметрами  $P^0$ ,  $t^0$ . Состояние пара перед соплами первой ступени определяют с учётом его дросселирования в клапанах.

$$P^0 = (0,95, 0,97) \cdot P^0 .$$

$$P^0 = (0,96) \cdot P^0 = 0,96 \cdot 12,75 = 11,97 \text{ МПа}$$

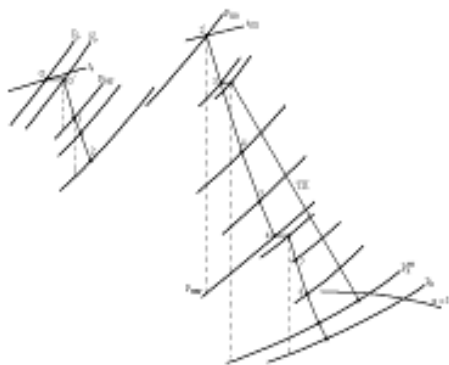


Рисунок 8 – Процесс расширения пара в турбине с промперегревом в i-s-диаграмме

Внутренний КПД регулирующей ступени и отдельных частей турбины принимается по аналитическим зависимостям или по опытным данным, полученным в результате испытаний однотипных турбин.

Для турбин с  $n = 50 \text{ сек}^{-1}$  КПД регулирующей ступени зависит в основном от площади сопловой решётки, пропорциональной объёмному расходу пара.

В турбинах типа Р в качестве регулирующей ступени устанавливают до мощности 40 МВт включительно как одновенечные, так и двухвенечные ступени, выше 50 МВт – одновенечные. Одновенечные -  $h_0^{pc} = 95 \text{ кДж/кг}$ .

Располагаемый теплоперепад в турбине определяем по формуле:

$$H_0 = h_0 - h_k = 3490 - 3080 = 410 \text{ кДж/кг}$$

От точки  $P_0$  по изоэнтропе откладывается выбранный тепловой перепад на регулирующую ступень  $h_0^{pc}$ . Изобара  $P_2^{pc}$ , проведенная через точку С конца отрезка  $h_0^{pc}$ , соответствует давлению за регулирующей ступенью. Для того, чтобы на этой изобаре найти точку начала процесса в нерегулируемых ступенях, необходимо учесть потери в регулирующей ступени.

КПД одновенечной регулирующей ступени можно найти по формуле

$$\eta_{0II} = k_{u/c}^I \cdot \left( 0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{D} \cdot \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} \right)$$

где  $k_{u/c}^I$  – коэффициент, учитывающий отклонение отношения скоростей  $u/c^{\Phi}$  от оптимального значения;

$P^0, v^0$  – давление, Па, и удельный объём,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , перед соплами регулирующей ступени;

$D$  – расход пара через ступень,  $\text{кг/с}$ .



Величину  $D$  можно принять равной расходу пара на турбину, найденному для её прототипа или приближённо оценить из выражения

$$D_0 = k_{\text{рег}} \cdot \left( \frac{N_{\text{э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}} + y_{\text{п}} \cdot D_{\text{п}} + y_{\text{т}} \cdot D_{\text{т}} \right)$$

где  $k_{\text{рег}}$  – коэффициент регенерации, учитывающий увеличение расхода пара из-за регенеративных отборов,  $k_{\text{рег}} = 1,15 \dots 1,30$ ;

$H^i$  – действительный теплоперепад конденсационного потока пара;

$\eta_{\text{м}}$ ,  $\eta_{\text{г}}$  – механический КПД турбины и КПД электрогенератора, принимаемые для турбин мощностью более 50 МВт, соответственно 0,99 и 0,997;

$D_{\text{п}}$ ,  $D_{\text{т}}$  – расходы пара на производственные нужды и теплофикацию;

$y_{\text{п}}$ ,  $y_{\text{т}}$  – коэффициенты недовыработки мощности паром промышленного и отопительного отборов.

КПД групп ступеней ЧНД, работающих на перегретом паре, как правило, наибольшее значение имеет КПД ЧСД турбины, где высота лопаток достигла значительной величины, нет регулирующей ступени, и отсутствуют потери энергии от влажности.

Расход пара на ЦНД:

$$G_0 = \frac{N_{\text{э}}}{H_0 \times \eta_{\text{oi}} \times \eta_{\text{а}} \times \eta_{\text{г}}} = \frac{40000}{354,55 \times 0,99 \times 0,97} = 118 \text{ т/ч}$$

Т.к. ЦНД выполнен однопоточным, то расход пара на один поток  $G_1 = 118 \text{ кг/с}$ .

### Выбор и расчёт регулирующей ступени

Первая ступень в турбинах с сопловым парораспределением работает с переменной парциальностью при изменении расхода пара и называется регулирующей. В турбинах с дроссельным парораспределением регулирующая ступень отсутствует.

В качестве регулирующей ступени может быть использована одновенечная ступень или двухвенечная ступень скорости. Выбор типа регулирующей ступени производится с учетом ее влияния на конструкцию и экономичность турбины. Использование теплоперепад в одновенечной (80...120 кДж/кг), что приводит к сокращению числа нерегулируемых ступеней и снижению металлоемкости и стоимости турбины. При этом уменьшится температура и давление пара перед нерегулируемыми ступенями, а это позволит применить более дешевые, низколегированные стали для их изготовления, снизить утечки пара через переднее концевое уплотнение и увеличить высоту лопаток первой нерегулируемой ступени. Расчёт регулирующей ступени сводится к определению ее геометрических размеров, выбору профилей сопловых и рабочих лопаток, нахождению мощности и КПД ступени. Поскольку характеристики этой ступени оказывают существенное влияние на конструкцию, число ступеней и КПД всей турбины, то необходимо стремиться спроектировать эту ступень с высоким КПД. Исходными данными для расчета регулирующей ступени являются частота вращения ротора турбины, расход пара на турбину  $D_0$  и параметры пара перед ступенью. В качестве определяющего размера принимают средний диа-

метр ступени  $d$ . Расчёт одновенечной регулирующей ступени (рис.9) производят в следующей последовательности.

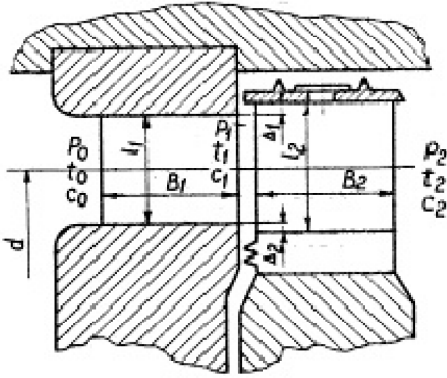


Рисунок 9 – Ступень турбины

Находят окружную скорость ступени  $u = \pi d n$  и выбирают степень реактивности  $\rho$  на среднем диаметре в пределах 0,03-0,08. Такая величина  $\rho$  исключает возможность появления отрицательной реактивности у корня лопаток на нерасчетных режимах. Большое влияние на характеристики ступени оказывает характеристический коэффициент

$$x_\phi = \frac{u}{c_\phi}$$

В первом приближении его можно принять

равным  $x_\phi^{опт}$ , обеспечивающим максимум лопаточного КПД

$$x_\phi^{опт} = \left( \frac{u}{c_\phi} \right)_{опт} = \frac{\phi \cdot \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}, \quad (3)$$

$$x_\phi^{пр} = \left( \frac{u}{c_\phi} \right)_{пр} = \frac{0,95 \cdot \cos 14}{2\sqrt{1-0,03}} = 0,432$$

где  $c_\phi$  – фиктивная скорость пара;  
 $\phi$  – коэффициент скорости сопловой решетки;  
 $\alpha_1$  – угол выхода пара из сопловой решетки;

Предварительно можно принять

$\alpha_1 = 14^\circ$ ,  $\phi = 0,95$  с последующим уточнением по формуле

$$\phi = 0,980 - 0,009 \frac{b_1}{l_1} \quad (4)$$

$\frac{u}{c_\phi}$

Действительное отношение  $\frac{u}{c_\phi}$  рекомендуется принять меньше оптимального для увеличения теплоперепада на регулирующую ступень.

Фиктивная скорость на выходе из сопловой решетки

$$c_\phi = \frac{u}{x_\phi}$$

позволяет определить располагаемый теплоперепад, срабатываемый в ступени

$$h_0 = \frac{c_\phi^2}{2000}$$

$$\bar{n}_0 = \frac{188,4}{0,432} = 436,11$$

$$h_0 = \frac{436,11^2}{2000} = 95,1 \text{ кДж/кг}$$

С учётом принятой степени реактивности  $\rho$  находят располагаемый теплоперепад в сопловой  $h_{oc}$  и рабочей  $h_{op}$  решетках, а так же теоретическую скорость пара на выходе из сопел

$$h_{oc} = (1 - \rho) \cdot h_o; \quad (5)$$

$$h_{oc} = (1 - 0,03) \cdot 95,1 = 92,247$$

$$h_{op} = \rho \cdot h_o;$$

$$h_{op} = 0,03 \cdot 95,1 = 2,85$$

$$c_{1r} = \sqrt{(1 - \rho) \cdot c_o};$$

$$c_{1r} = \sqrt{(1 - 0,03) \cdot 436,11} = 429,52$$

Отложив найденные теплоперепады в  $i$ - $s$ -диаграмме (рис.3) находят давление  $P_1$  и теоретический удельный объем  $v_{1r}$  за соплами, что позволяет определить выходную площадь сопловой решетки:

при сверхзвуковой скорости

$$\left( \frac{P_1}{P_0} \langle \varepsilon_{ксп} \rangle \right) \text{ для суживающихся сопел}$$

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1ксп}}{\mu_1 \cdot c_{1ксп}}, \quad (6)$$

$$F_1 = \frac{118 \cdot 0,09}{0,97 \cdot 637,14} = 0,0172$$

где  $v_{1ксп}$  – удельный объём при критическом давлении;

$$c_{1ксп} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot P_0 \cdot v_0} \quad \text{– критическая скорость течения}$$

$\mu_1$  – коэффициент расхода, принимаем предварительно равным 0,97, а затем уточняемый по формуле:

$$\bar{n}_{1\delta\delta} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 11,97 \cdot 10^6 \cdot 0,03} = 637,14 \quad \text{м/с}$$

$$\mu_1 = 0,97$$

Для перегретого пара  $k=1,3$ ;

$$\varepsilon_{ксп} = 0,546$$

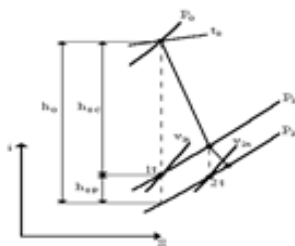


Рисунок 10 – Процесс расширения пара в регулирующей ступени

Задавшись предварительно степенью парциальности  $\varepsilon$ , определяют высоту сопловой решетки, которая должна быть больше предельно допустимой величины

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d \varepsilon \cdot \sin \alpha_{1\delta}} \cdot l_{1кред} \quad (8)$$

$$l_1 = \frac{0,0172}{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,546 \cdot \sin(13,71)} = 0,0352 \quad \text{м}$$

Длину лопатки можно увеличить уменьшая степень парциальности, угол  $\alpha_{1\delta}$  или диаметр ступени.

$$M_{1r} = \frac{c_{1r}}{\sqrt{kP_1 v_{1r}}}$$

По числу Маха  $M_{1r}$ , углу  $\alpha_{1э}$  и табл.1 выбирали профиль сопловых решеток, хорду профиля  $b_1=50$  мм, оптимальный относительный шаг  $\bar{t}_1=0,80$  и определены число сопловых лопаток равно 49.

$$\bar{t}_1 = \frac{637.14}{\sqrt{1.3 \cdot 9.05 \cdot 10^6 \cdot 0.036}} = 0.979$$

$$z_1 = \frac{\pi d \varepsilon}{b_1 \bar{t}_1}$$

По геометрическим характеристикам профилей лопаток выбираем профиль сопловой решетки по таблице .

Профиль	$\alpha_{1э}, \beta_{1э}, град$	$\alpha_0, \beta_0, град$	$\bar{t}$ опт	$M_{1опт}, M_{2опт}$	$b_1, см$	$W_{мин}, см^3$
С – 90 – 15Б	13 – 17	70 – 120	0,70 – 0,85	0,85 – 1,15	5,2	0,413

$$z_1 = \frac{3.14 \cdot 1.2 \cdot 0.546}{5.2 \cdot 0.8 \cdot 10^{-2}} = 49$$

По формулам и уточняют значения коэффициентов  $\phi$ ,  $\mu_1$

$$\alpha_1 = \arcsin \alpha_{1э} \cdot \frac{\mu_1}{\phi}$$

и угла

При их небольшом расхождении с принятыми ранее значениями расчёт можно не повторять.

Строят входной треугольник скоростей (рис.4), для чего определяют действительную скорость пара на выходе из сопловой решетки

$$c_1 = \phi \cdot c_{1т}$$

$$\bar{n}_1 = 0.95 \cdot 429.52 = 408.04 \text{ м/с}$$

Из треугольника находят относительную скорость входа пара на рабочую решетку  $w_1$  и угол её направления  $\beta_1$

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

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{408.04 \sin(14)}{229.8} = 25.4^\circ$$

$$w_1 = \sqrt{408.04^2 + 188.4^2 - 2 \cdot 188.4 \cdot 408.04 \cos(14)} = 229.8 \text{ м/с}$$

Теоретическая относительная скорость выхода пара из рабочей решетки и число Маха равны:

$$w_{2т} = \sqrt{w_1^2 + 2000\rho \cdot h_{оп}}; \quad M_{2т} = \frac{w_{2т}}{\sqrt{kP_2 v_{2т}}}$$

$$w_{2т} = \sqrt{229.8^2 + 20000.03 \cdot 2.85} = 230.17 \text{ м/с}$$

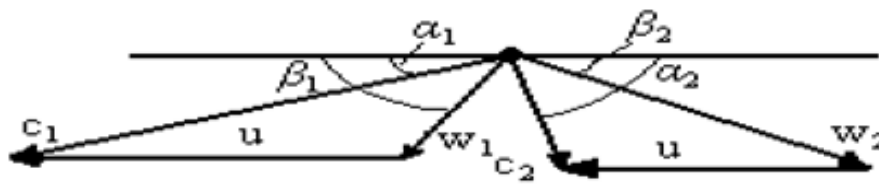


Рисунок 11 – Треугольники скоростей турбинной ступени

$$M_{2r} = \frac{230.17}{\sqrt{1.3 \cdot 3.176 \cdot 10^6 \cdot 0.09}} = 0.38$$

Откладывая потери энергии в соплах

$\Delta h_c = \frac{c_{1r}}{2000} (1 - \phi^2)$  на *i-s*-диаграмме, строят действительный процесс расширения

в них и определяют теоретический удельный объём пара  $v_{2r}$  в конце адиабатного расширения на рабочих лопатках.

Предварительно задавшись коэффициентом расхода  $\mu_2 = 0.93$  находим выходную площадь рабочей решетки определяем по формуле:

$$\Delta h_c = \frac{429.52}{2000} (1 - 0.95^2) = 0.02$$

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2r}}{\mu_2 \cdot w_{2r}}$$

(13)

$$F_2 = \frac{118 \cdot 0.09}{0.93 \cdot 230.17} = 0.05$$

Выбрав суммарную перекрышу  $(\Delta l_1 + \Delta l_2)$  определяем высоту рабочей решетки

$$l_2 = l_1 + \Delta l_1 + \Delta l_2.$$

$$l_2 = 35.2 + 1 + 2 = 38.2 \text{ м}$$

Эффективный угол выхода пара из рабочей решетки находят из выражения

$$\sin \beta_{2\varepsilon} = \frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot l_2}$$

$$\sin \beta_{2r} = \frac{0.05}{3.14 \cdot 1.2 \cdot 0.546 \cdot 38.2 \cdot 10^{-3}} = 0.6362$$

$$\beta_{2r} = 40^\circ$$

$$M_{2r} = 0.38$$

По геометрическим характеристикам профелей лопаток выбираем профиль рабочей решетки таблице .

Профиль	$\alpha_{1r}, \beta_{2r}, \text{град}$	$\alpha_0, \beta_1, \text{град}$	$\bar{t}_{\text{опт}}$	$M_{\text{лопн}} \cdot M_{2\text{опн}}$	$b_1, \text{см}$	$W_{\text{мин}}, \text{см}^3$
P – 35 – 25A	22 – 28	30 – 50	0,55 – 0,65	до 0,85	2,54	0,168

По углам  $\beta_1, \beta_{2\varepsilon}$  и числу  $M_{2r}$  выбираем профиль рабочей решетки, её основные геометрические характеристики  $b_2, \bar{t}_2$  и определяют число лопаток.

$$z_2 = \frac{\pi d}{b_2 t_2} \quad (15)$$

$$z_2 = \frac{3.14 \cdot 1.2}{2.54 \cdot 10^{-2} \cdot 0.60} = 134$$

Уточняем коэффициент расхода  $\mu_2$  и находим скоростной коэффициент  $\psi$  рабочей решетки:

$$\begin{aligned} \mu_2 &= 0,965 - 0,015 \frac{b_2}{l_2}; \\ \psi &= 0,957 - 0,011 \frac{b_2}{l_2} \quad (16) \\ \mu_2 &= 0,965 - 0,015 \frac{2.54 \cdot 10^{-2}}{38.2 \cdot 10^{-3}} = 0.955 \\ \psi &= 0,957 - 0,011 \frac{2.54 \cdot 10^{-2}}{38.2 \cdot 10^{-3}} = 0.95 \end{aligned}$$

Производим построение выходного треугольника скоростей по  $w_2 = \psi \cdot w_{2t}$  и углу  $\beta_2$ , найденному по формуле

$$w_2 = 0.95 \cdot 230.17 = 218.66 \text{ м/с}$$

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_{2\varnothing} \frac{\mu_2}{\psi} \cdot \varphi$$

$$\sin \beta_2 = \frac{0.6362 \cdot 0.955 \cdot 0.95}{0.95} = 0.6076$$

$$\beta_2 = 37^\circ$$

Из выходного треугольника находят абсолютную скорость выхода пара из ступени  $c_2$ , угол её направления  $\alpha^2$ , выбирают профили рабочих лопаток, по формуле:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2}; \\ \alpha_2 &= \arcsin \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} \quad (17) \\ c_2 &= \sqrt{218.66^2 + 188.4^2 - 2 \cdot 218.66 \cdot 188.4 \cdot \cos(37)} = 132.32 \text{ м/с} \\ \alpha_2 &= \arcsin \frac{218.66 \cdot 0.6076}{132.32} = 95^\circ \end{aligned}$$

## Практическое занятие по теме: «Многоступенчатые паровые турбины»

*Цель:* изучить конструктивные схем современных многоступенчатых паровых турбин; сделать вывод по практической работе.

### Методические указания

Принципиальное различие между многоступенчатыми активными и реактивными турбинами, которое было заметным в первый период развития турбостроения, впоследствии значительно сгладилось, и многие современные паровые турбины часто выполняются с активными ступенями в области повышенного давления пара и с реактивными ступенями в части низкого давления. Тем не менее по конструктивным признакам разделение между активными и реактивными турбинами сохранилось до сих пор. Также сохранились и некоторые особенности в методах проектирования тех и других турбин. Поэтому в дальнейшем мы оставим условное деление между активными и реактивными турбинами. Однако, говоря о турбинах активных, будем допускать в них и ступени, работающие со значительной степенью реактивности. Под реактивными подразумеваются турбины, имеющие в большинстве ступеней реактивность  $\rho_{\text{ср}} \approx 0,5$ .

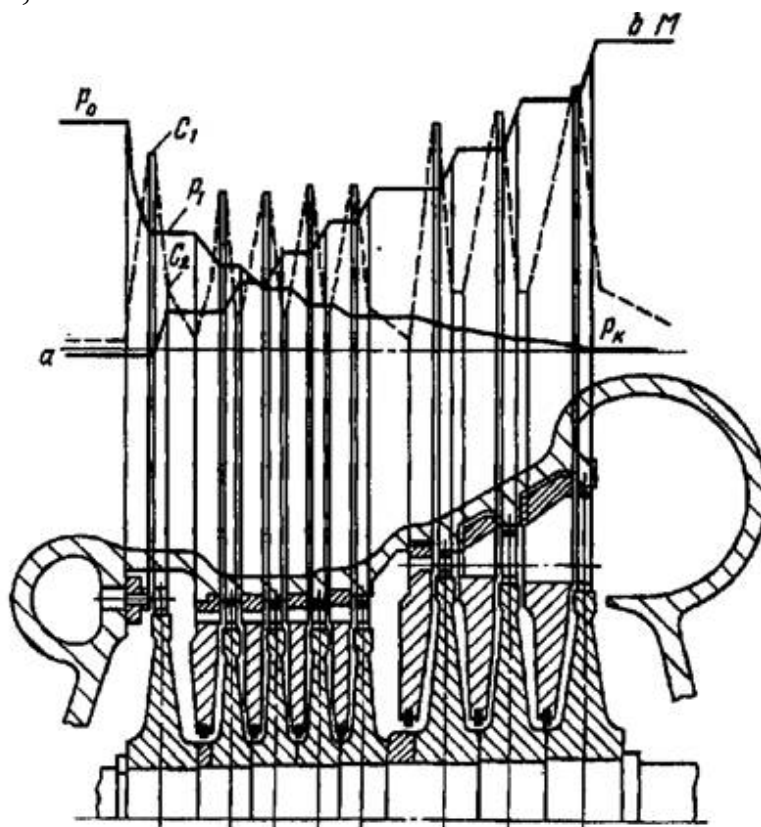


Рисунок 12 – Схема проточной части турбины активного типа

Рис. 5.1. Схема проточной части турбины активного типа

На рисунке 12 показана конструктивная схема проточной части многоступенчатой активной турбины. На общем валу насажен ряд дисков, на периферии которых располагаются рабочие лопатки. Диски разделены диафрагмами, в которых установлены сопловые лопатки. В сопловых решетках происходит расширение пара. Элемент турбины, состоящий из диафрагмы и последующего диска с рабочими лопатками, образующими рабочую решетку,

представляет ступень активной турбины. Диафрагмы двух соседних ступеней образуют камеру, в которой располагается диск, несущий рабочую решетку.

Во многих турбинах применяется сопловое парораспределение. При этом первая ступень при изменении пропуска пара работает с изменяющейся парциальностью и в этом отношении отличается от последующих ступеней турбины. Такая ступень называется регулирующей и выполняется при относительно малых расчётных теплоперепадах в виде одновенечной активной ступени, при значительных теплоперепадах — в виде двухвенечной ступени скорости.

В многоступенчатой турбине полный располагаемый теплоперепад от начального состояния пара до давления в выходном патрубке распределяется между последовательно расположенными ступенями турбины. Таким образом, каждая из ступеней перерабатывает лишь часть общего теплоперепада, приходящегося на всю турбину.

$p_1 = p_{p.ст}$ , за счёт чего скорость при истечении из сопловой решетки.

Основная часть кинетической энергии  $c^2/2$  парового потока преобразуется при протекании рабочей решетки регулирующей ступени в энергию вращения

ротора турбины, так что при выходе из рабочих лопаток паровой поток имеет незначительную скорость.

Таким образом, расширение пара продолжается в последующих ступенях до тех пор, пока не будет достигнуто давление  $p_k$  в выходном патрубке турбины. В ступенях высокого и среднего давления активной турбины обычно предусматривается невысокая степень реактивности. В ступенях низкого давления реактивность увеличивается.

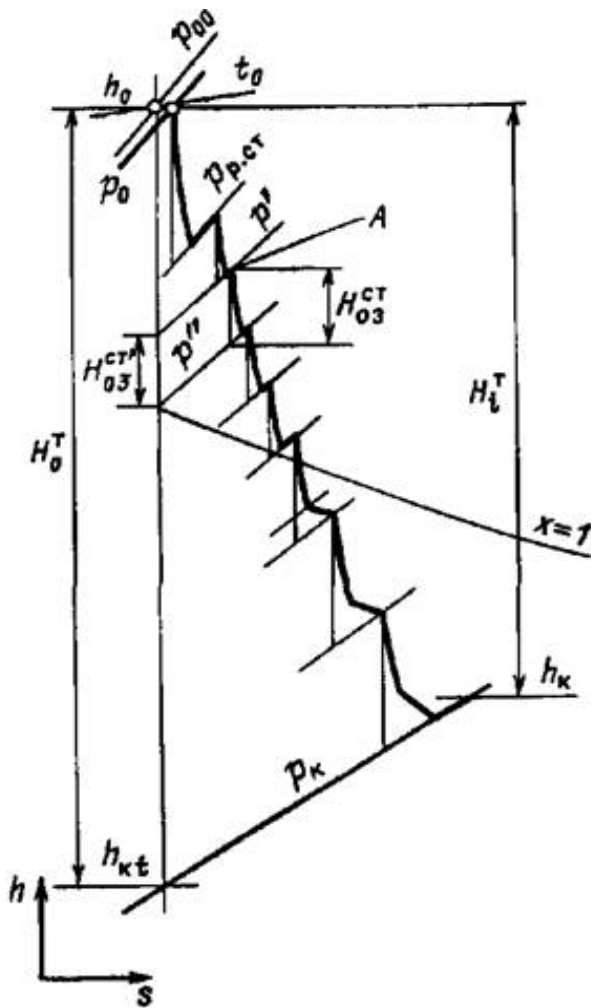


Рис. 5.2. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине активного типа в  $h, s$ -диаграмме



Линия в диаграмме (рис. 13) показывает изменение вращающего момента на валу турбины. Крутящие моменты, передаваемые дисками каждой последующей ступени суммируются, так что величина момента возрастает и суммарный момент  $M$  соответствует суммарной мощности  $N$ , которую при частоте вращения  $\omega$  турбина передает ротору соединенного с ней генератора электрического тока:  $N = 10^3 M \omega$  (кВт).

Небольшой отрицательный момент на переднем конце вала определяется затратами мощности на привод масляного насоса, расположенного активной. Активная одновенечная регулирующая ступень показана и на рис. Так как регулирующая ступень работает с парциальным подводом пара, то, чтобы обеспечить высокую её эффективность, ступень следует проектировать с небольшой степенью реактивности.

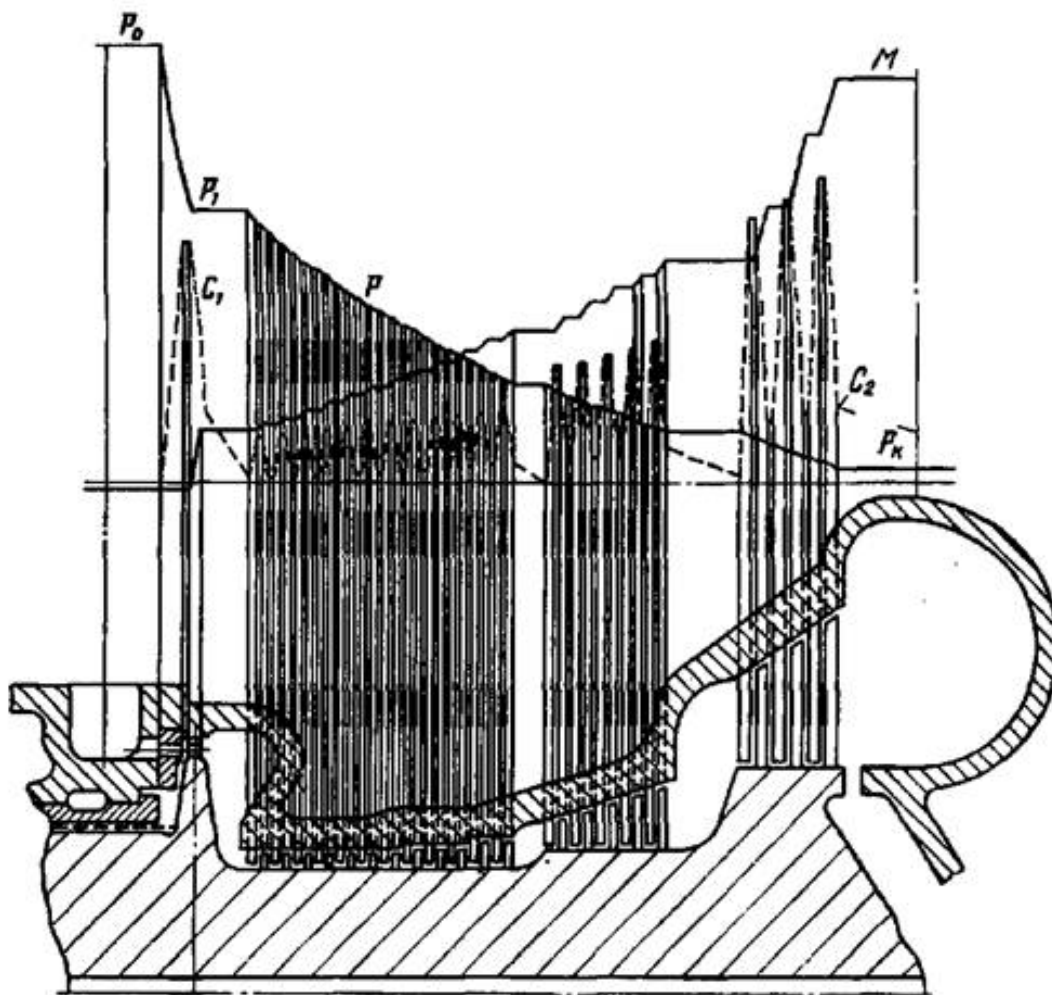


Рис. 5.3. Схема проточной части турбины реактивного типа (с активной регулирующей ступенью)

Рисунок 14 – Схема проточной части турбины реактивного типа (с активной регулирующей ступенью)

За регулирующей ступенью размещаются реактивные ступени, которые всегда выполняются с полным подводом пара. Если в активных турбинах малой мощности применять парциальный подвод пара в первых нерегулируемых ступенях, то для реактивных турбин такая возможность исключается.

Рабочие лопатки реактивных ступеней устанавливаются непосредственно на барабане, а сопловые лопатки крепятся в корпусе турбины или в обоймах.

Расположение сопловых лопаток в диафрагмах, а рабочих на дисках в реактивной турбине привело бы к большим осевым усилиям, действующим на ротор, увеличению осевых габаритов турбины и её удорожанию.

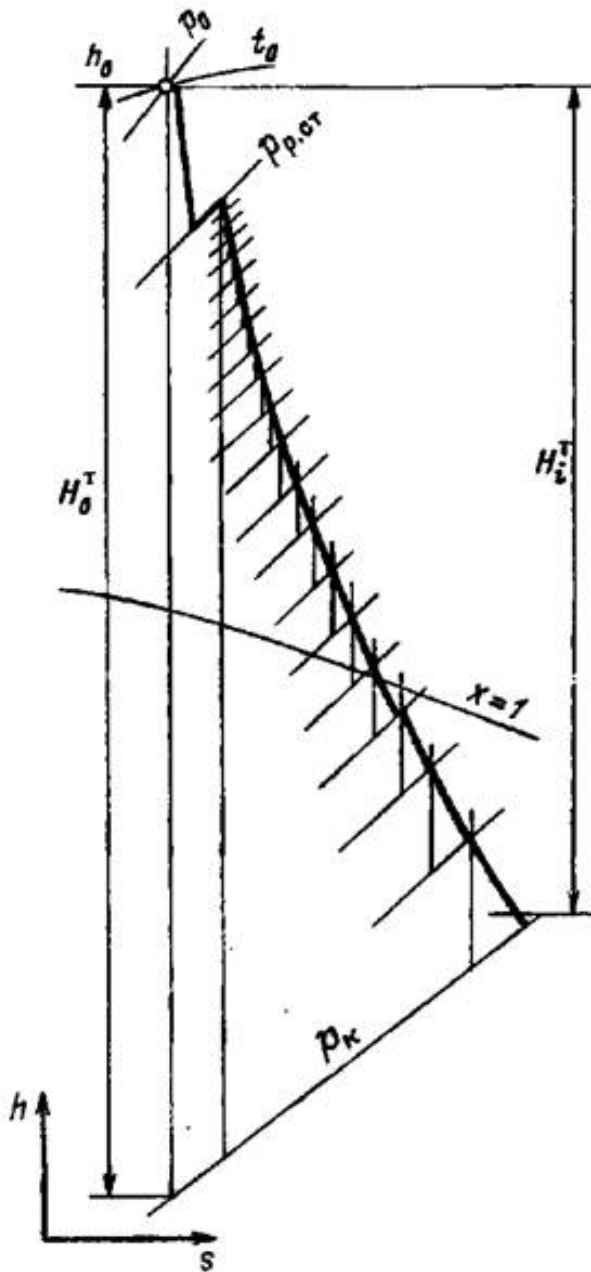


Рис. 5.4. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине реактивного типа в  $h, s$ -диаграмме

Рисунок 15 – Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине реактивного типа в  $h, s$ -диаграмме

На рисунке 15 приведены графики изменения давлений и скоростей пара в реактивной турбине; построен процесс расширения пара в реактивной турбине  $h, s$ -диаграмме. Поскольку расширение пара происходит как в сопловых, так и в рабочих решетках, изменение состояния пара при его расширении изображается непрерывной плавной кривой.

$(u/c_\phi)_{\text{опт}}$  согласно реактивные ступени при той же окружной скорости и перерабатывают меньший теплоперепад, чем активные, и число их в многоступенчатой турбине больше.

Разбивка общего теплоперепада между отдельными ступенями, которая осуществляется в многоступенчатых турбинах, создает ряд преимуществ, позволяющих достигнуть высокого КПД всей многоступенчатой турбины.

Основные преимущества многоступенчатой турбины заключаются в следующем

1. С применением значительного числа ступеней можно для каждой ступени выбрать небольшой теплоперепад, даже при умеренных окружных скоростях рабочих лопаток обеспечить значения  $H/t_0$ , при которых КПД отдельных ступеней достигают максимума.

2. Уменьшение теплоперепада и связанное с ним 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 объёмными расходами пара, как, например, ступени, расположенные в области значительных давлений пара, где удельные объёмы пара невелики. В связи с этим даже при мощностях турбины 4000 6000 кВт и частоте вращения  $n = 50 \text{ 1/c}$  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 парциальное<sup>TM</sup> 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.

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  $H_0 > H_0$  большинства ступеней. Выходная скорость полностью теряется обычно лишь в регулирующей и в последних ступенях турбины и её отдельных цилиндров.

Потери энергии в каждой ступени турбины, как это видно из  $h, s$ - диаграмм на рисунках, вызывают повышение температуры пара перед последующими ступенями. Это обстоятельство приводит к тому, что фактический располагаемый теплоперепад для какой-либо промежуточной ступени, взятый между изобарами  $p$  и  $p''$ , несколько превышает теплоперепад между теми же изобарами, взятый по основной изоэнтропе. Таким образом, потери в предыдущей ступени вызывают увеличение теплоперепада в последующих ступенях и могут быть в них частично использованы.

В результате сумма располагаемых тепловых перепадов в многоступенчатой турбине больше, чем располагаемый теплоперепад, взятый для всей турбины по основной изоэнтропе .

Возможность частичного использования в последующих ступенях потерь при течении в предыдущих ступенях также является существенным преимуществом многоступенчатой турбины.

$\eta_{oi}$ . Таким образом, 
$$H_i = H_0 \eta_{oi}^{st}.$$

Использованный теплоперепад всей турбины найдётся как сумма использованных перепадов отдельных ступеней:

$$H_i^T = \sum H_i = \sum H_0 \eta_{oi}^{st} = \sum (H'_0 + q) \eta_{oi}^{st}. \quad (5.1)$$

$\eta_{oi}^{st}$  может быть вынесен как общий множитель за знак суммы. Тогда найдем

$$H_i^T = \eta_{oi}^{st} \sum H_0 = \eta_{oi}^{st} \sum (H'_0 + q) = \eta_{oi}^{st} (H_0^T + Q). \quad (5.2)$$

Здесь  $H_0$  представляет собой располагаемый теплоперепад для всей турбины, взятый по основной изоэнтропе; часть потерь (в тепловых единицах) в ступенях турбины, которые могут быть использованы в последующих ступенях. С другой стороны, использованный теплоперепад для всей турбины равен

$$H_i^T = H_0^T \eta_{oi}^T.$$

Сравнивая два выражения для использованного теплопередачи, находим, что КПД всей турбины представится так:

$$\eta_{oi}^T = \eta_{oi}^{st} \left( 1 + \frac{Q}{H_0^T} \right) = \eta_{oi}^{st} (1 + q_T). \quad (5.3)$$

Отношение  $dt = 1 + Q/H_0^T$  называется коэффициентом возврата теплоты и определяет долю потерь, которые могут быть использованы в последующих ступенях турбины.

Таким образом, формула показывает, что относительный КПД всей многоступенчатой турбины больше, чем средний КПД её отдельных ступеней.

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

$$q_T = k_T (1 - \eta_{oi}^T) H_0^T \frac{z-1}{z}, \quad (5.4)$$

в которой коэффициент  $K_T$  для турбин, работающих только в области перегретого пара, следует принимать равным  $4,8 \cdot 10^{-4}$ ; если вся линия процесса лежит в области влажного пара,  $k_T = 2,8 \cdot 10^{-4}$ , а для турбин, у которых процесс расширения переходит из области перегретого в область влажного пара,  $k_T = (3,2-4,3) \cdot 10^{-4}$ . В формуле размерность  $H_0^T$  кДж/кг.

На диаграмме на рисунке 15 приведены кривые изменения коэффициента возврата теплоты в зависимости от числа ступеней турбины при различных значениях относительных внутренних КПД ступени. Эти кривые подсчитаны для процесса, в котором  $p_0 = 9,0$  МПа,  $t_0 = 500^\circ \text{C}$ ,  $p_K = 4$  кПа ( $k_T = 3,8 \cdot 10^{-4}$ ). Величина  $q_T$  для обычных проточных частей составляет 0,03 ч-0,08.

Формулы были найдены в предположении, что теплопередачи отдельных ступеней равны между собой. Если эти условия в действительности не соблюдаются, то погрешность при оценке коэффициента возврата теплоты может возрасти, хотя все же в большинстве случаев точность определения оказывается достаточной для практических расчетов.

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 объёмными пропусками пара. При правильном выборе конструкции удастся снизить эти добавочные потери и обеспечить в многоступенчатой турбине высокий КПД.

**Рис. 5.5. Влияние числа ступеней и среднего КПД ступени на коэффициент возврата теплоты**

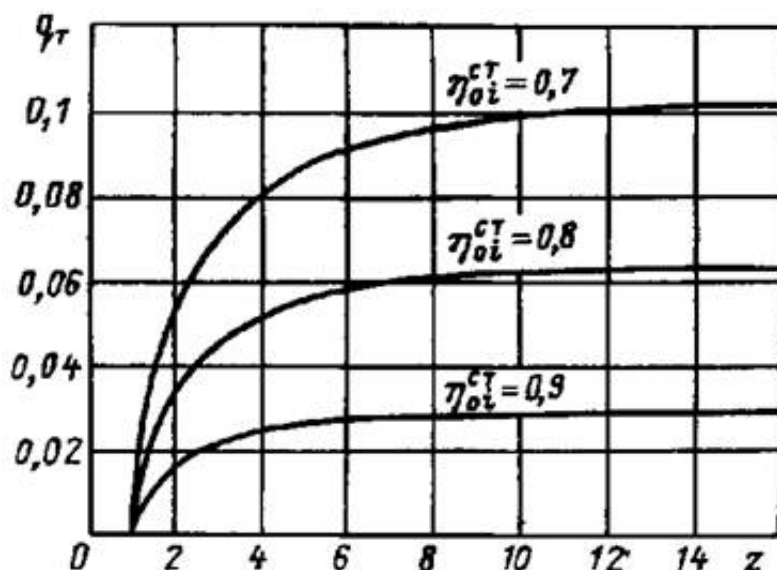


Рисунок 16 – Влияние числа ступеней и среднего КПД ступени на коэффициент возврата теплоты

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 существенно 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 расчётов. В транспортных установках выбор числа ступеней связан также с ограничением массы и габаритов турбины.

### Практическое занятие по теме:

#### «Конструкция узлов и деталей паровой турбины»

*Цель:* изучить конструкции валопроводов паровых турбин по технической документации; сделать вывод по практической работе.

#### Методические указания

#### Соединительные муфты

Роторы отдельных частей турбин, а также роторы турбины и генератора соединяются между собой муфтами, которые могут быть жесткими, полугибкими (полужесткими) и гибкими (подвижными).

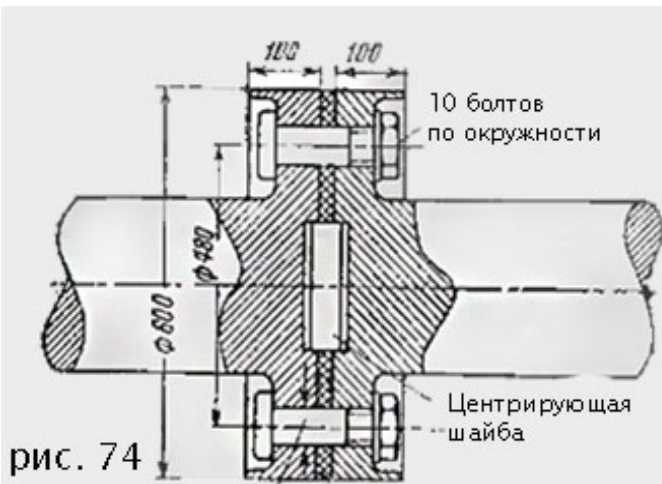


рис. 74

Разрез муфты жесткого типа

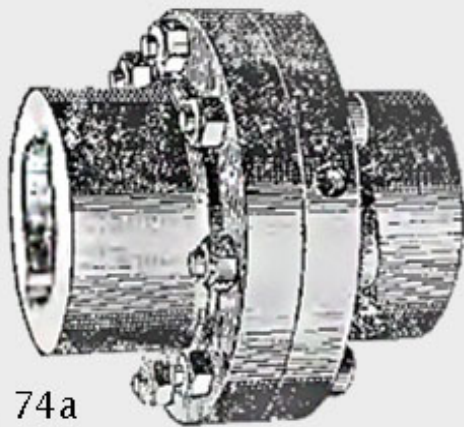


рис. 74а

Общий вид муфты жесткого типа

Рисунок 17 – Муфты жесткого типа

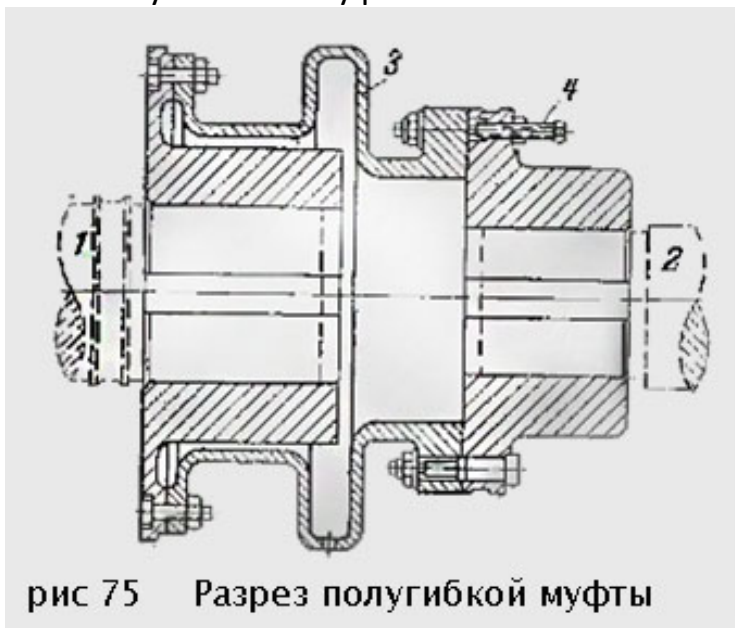


рис 75 Разрез полугибкой муфты

Рисунок 18 – Разрез полугибкой муфты

Жесткие соединительные муфты часто устанавливают на турбогенераторах с жестким (коротким) валом, причём муфта лежит в выемке стойки, общей для подшипников обоих роторов; жесткие муфты применяются всегда, если роторы турбины и генератора устанавливаются на трёх подшипниках (отсутствует один подшипник у турбины).

Жесткая муфта состоит из двух фланцев, откованных вместе с валами или насаженных на них и стянутых по окружности болтами; муфты этого типа, отличаясь простой конструкцией, требуют очень точной установки подшипников агрегата. Соединительные болты муфты должны входить в отверстия фланцев без игры (от молотка). Обычно болты поочередно пригоняют к отверстиям шлифовкой, после чего головки болтов и отверстия нумеруют.

На рисунке 18 показана конструкция полугибкой муфты применяющейся для соединения вала 1 турбины с валом 2 генератора. Некоторая эластичность этой муфты достигается применением упругой волнообразной соединительной части 3, допускающей незначительную угловую и радиальную расцентровку валов во время работы. В то же время эта муфта не является компенсатором в осевом направлении. Болт 4 служит для отжимания фланцев при разборке муфты.

Подвижная (гибкая) муфта допускает относительное перемещение валов, вызываемое неточностью их установки и тепловыми деформациями при работе турбины; муфты этого типа устанавливают на турбогенераторы, имеющие четыре или больше опорных подшипников, причем помещают муфту в промежутке между двумя подшипниками.



Рисунок 19 – Подвижная муфта кулачкового типа

маслом, которое подается в муфты во специальной трубке или непосредственно из подшипника, масляная пленка в зазорах смягчает толчки и предупреждает изнашивание кулачков. Кулачки подвижных муфт иногда делают сменными, причем в этом случае и выполняют для больше эластичности из стальных пластинок, набранных в пакеты.

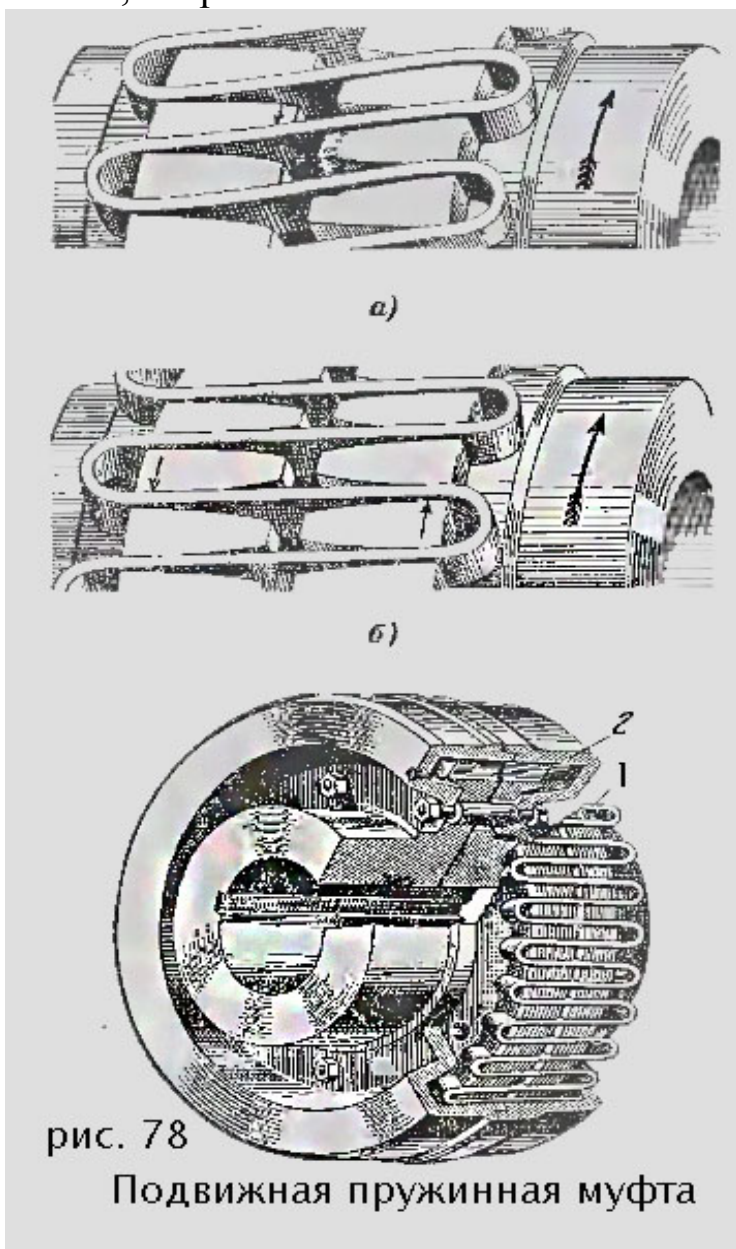


Рисунок 20 – Подвижная пружинная муфта

Подвижная муфта обычно состоит из двух насаженных на валы фланцев (звёздочек), каждый из которых имеет по окружности ряд кулачковых выступов или зубцов, входящих в соответствующие им прорезы в надетой снаружи разъемной соединительной части. Муфты этого типа показаны на рисунке 19. Кулачки или зубцы входят в прорезы с небольшим зазором и обильно смазываются

На рисунке 20 изображена конструкция пружинной подвижной муфты, применяемой для соединения валов двухкорпусных турбин. Эта муфта не только смягчает толчки при передаче крутящего момента, но допускает довольно большие сдвиги роторов в осевом направлении относительно друг друга и небольшое несовпадение осей роторов, которое часто появляется с течением времени даже у безукоризненно смонтированных машин.

Муфта состоит из двух фланцев, каждый из которых насажен на конец соответствующего вала; по окружности фланцы имеют ряд зубцов, между которыми помещается волнообразно изогнутая стальная пружина 1, состоящая из нескольких сегментов для облегчения сборки. Муфта закрывается сверху кожухом 2, удерживающим пружину от вылетания. Зубцы имеют форму, дающую возможность пружине свободно прогибаться.

При нормальных нагрузках усилие передается длинными свободными участками пружины, которые при этом весьма эластичны. При перегрузках точки опоры витков пружины в зубцах перемещаются так, что остаются только короткие свободные участки, жесткость которых увеличилась пропорционально возрастанию нагрузки

Соединительные муфты турбогенераторов всегда бывают закрыты неподвижными кожухами, нижняя часть которых обычно отлита заодно со стойкими близлежащих подшипников.

### Валооборотные приспособления (валооборот)

После останова турбины происходит постепенное остывание её деталей. Этот процесс протекает в течение нескольких часов; подсчётами и опытными исследованиями было установлено, что вал мощной турбины принимает температуру окружающей среды примерно через 40-50 часов.

Если вал остывает в неподвижном состоянии, то происходит его изгиб, по крайней мере временный, который может не позволить вновь пустить турбину в ход из-за сильных вибраций.

Изгиб неподвижного вала происходит вследствие неравномерности его охлаждения: верхняя часть вала находится в более тёплой среде, чем нижняя, так как холодные слои воздуха, естественно, скопляются в нижней части турбины, а горячие – поднимаются кверху; разница температур вверху и внизу вала может достигать 50-60°C. Поэтому волокна вала, расположенные снизу, сокращаются раньше верхних, и вал приобретает кривизну – выгибается вверх. С течением времени величина прогиба ротора возрастает и может достигнуть такой степени, что турбину в некоторый момент времени будет невозможно пустить в ход; затем температура внутри турбины постепенно выравнивается, и вал начинает выпрямляться. Таким образом, для каждой турбины есть определенный промежуток времени после ее останова, в течение которого ее нельзя пускать в ход. Установить это промежуток времени можно только опытным путем, проводя измерения кривизны вала через определенные промежутки времени посредством точных индикаторов; на основании этих измерений должна быть построена соответствующая кривая, которой нужно руководствоваться при эксплуатации данной турбины.

Попадание в остановленную турбину пара через неплотные клапаны может сильно изменить характер описанного процесса и привести к тому, что выравнивания температур и самостоятельного выпрямления вала не произойдет.

Существует два основных способа уменьшения искривления вала при остывании:

*1. Регулярное проворачивание ротора турбины на 180°.* После поворота на 180° вала, первоначально искривившегося вверх, начинается его выпрямление, а затем искривление в обратную сторону. Если для данной турбины известен промежуток времени, в течение которого кривизна вала достигает предельной величины, при которой еще возможен безопасный пуск в ход (0,03-0,05 мм), то поворачивая ротор на 180° чрез соответствующие промежутки времени, можно держать турбину в работоспособном состоянии.



Проворачивание производится посредством валоповоротного механизма, ручного или электрического. Необходимо следить за тем, чтобы повороты производились точно на  $180^\circ$ , иначе эффект этого мероприятия может сойти на нет.

2. *Непрерывное медленное вращение ротора посредством валоповоротного устройства* в течение всего времени остывания турбины или определенных периодов времени после останова и перед пуском ее. Схема такого устройства приведена на . Оно состоит из электродвигателя **1**, вращающего валик с червячным винтом **2**; этот винт сцеплен с шестерней **3**, заклиненной на валике с червячным винтом **4**; последний в свою очередь вращает соединительную муфту **5** ротора, снабженную по окружности зубчатым зацеплением, а следовательно, и вал **6** турбины. Червячный винт **4** можно передвигать вдоль его валика и этим выводить из зацепления с муфтой **5** перед

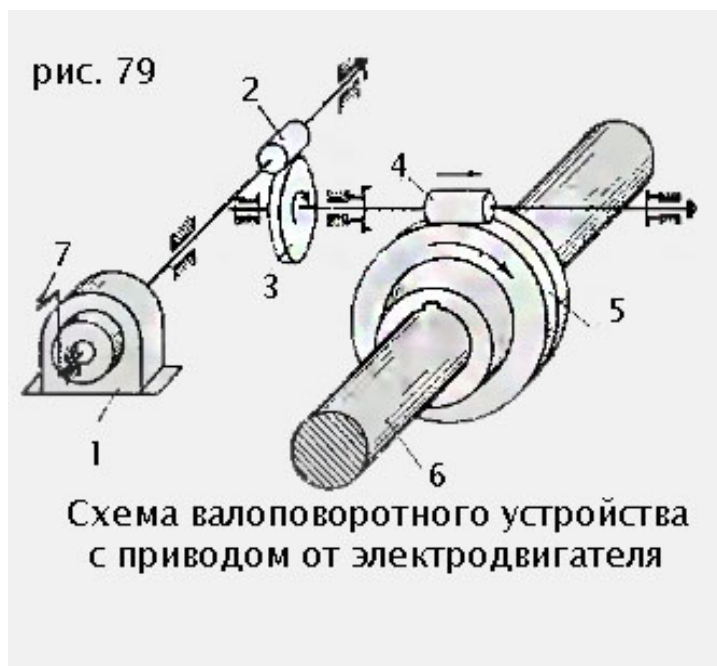


Схема валоповоротного устройства с приводом от электродвигателя

Рисунок 21 – Схема валоповоротного устройства с приводом от электродвигателя

пуском турбины. Рукоятка **7** дает возможность медленного вращения ротора от руки в случае надобности. Мощность мотора от 4-5 до 20-25 квт в зависимости от размеров турбогенератора

Мотор автоматически включается при правильном введении шестерни в зацепление с муфтой **5**. Механизм работает как после останова, так и перед пуском турбины; он автоматически выключается из работы, когда число оборотов турбины превзойдет 3,5 об/мин. Во время проворачивания ротора должен работать вспомогательный масляный насос для того, чтобы была обеспечена циркуляция масла в подшипниках.

Следует отметить, что длительное вращение ротора с малым числом оборотов не безвредно, так как при малых окружных скоростях шеек валов возможны нарушения масляной пленки в зазорах между шейками и вкладышами и возникновение полусухого трения, вызывающего износ баббитовой заливки подшипников.

### Тепловая изоляция турбины

Рассматривая тепловые потери турбины, становится очевидным, что потери тепла излучением в окружающую среду невелики. Действительно, в общем тепловом балансе турбины они составляют только долю процента. Однако из этого не следует, что этими потерями можно пренебрегать; при колоссальных расходах пара крупных турбин, выражающихся в сотнях тонн в час, абсолютная величина этих потерь достигает десятков тысяч ккал/час.

Не говоря уже о том, что потеря тепла излучением является невозвратной. То есть тепло, сообщённое окружающей среде, не участвует больше в рабочем процессе турбины, эта потеря влечет за собой ряд дополнительных затруднений: громадные количества тепла, сообщаемые воздуху, вызывают необходимость в интенсивной вентиляции машинного зала, затрудняют обслуживание машин и ухудшают условия труда эксплуатационного персонала. Кроме того, горячие части турбины (например, часть высокого давления корпуса, паровые коробки) могут передавать излучением тепло холодным деталям (фундаменту, стойкам подшипников), что вызывает их дополнительное расширение и как следствие его – перекосы, нарушение центровки и появление вибраций при работе турбины.

Тепловая изоляция корпуса турбины и присоединённых к нему паропроводов имеет своим назначением не только максимально снизить потери тепла излучением, но и предохранить горячие детали турбины от неравномерного охлаждения и появления перекосов.

К материалу и конструкции тепловой изоляции турбины предъявляют следующие основные требования:

1. Теплоизоляционный материал должен обладать низким коэффициентом теплопроводности, выдерживать, не разрушаясь и не теряя изолирующих свойств, высокую рабочую температуру и быть абсолютно безопасным в пожарном отношении.

2. Конструкция изоляционной обшивки должна быть такова, чтобы допускать удобную разборку турбины без повреждения изоляции; в частности, в таких местах, как фланцы в плоскостях разъёма корпуса турбины и присоединённых к нему паропроводов, изоляция должна быть легко съёмной.

Тепловая изоляция турбины обычно выполняется в виде обмазки, скорлуп (формованных изделий) или матрацев из изоляционного материала, удерживаемых на корпусе при помощи бандажей из тонкой полосовой стали. Поверх изоляционного материала надевается кожух из полированной или вороненой листовой стали, причем между кожухом и изоляционным материалом оставляется воздушная прослойка, имеющая значение для улучшения изоляции турбины (неподвижный воздух – очень плохой проводник тепла). Обшивка (кожух) должна придавать машине красивый внешний вид.

Часть низкого давления конденсационной турбины, имеющая невысокую температуру, не изолируется, а только шпаклюется и окрашивается.

Наиболее употребительным теплоизоляционным материалом для турбин являются асбестовые композиции, реже применяется шлаковая и стеклянная вата.

Изоляционные матрацы изготавливаются из асбестового полотна и заполняются для температур до 350-400° С асбестом, а для более высоких температур – менее теплопроводными и более стойкими материалами – ньювелем (композиция из асбеста и магнезии) или совелитом (композиция из асбеста и доломита).

Шлаковая и стеклянная вата для изоляции турбин применяется редко, так как она сильно утрясается при вибрациях, а это может повести к обнажению горячих поверхностей.

При особо высоких температурах свежего пара иногда применяется двойная изоляционная конструкция. В этом случае первый слой теплоизоляционного материала накладывают непосредственно на корпус турбины и поверх неё монтируют на каркасе второй слой изоляционного материала.

Практическое занятие по теме:  
«Принципы работы и конструкции основных элементов паротурбиной установки»

*Цель:* провести тепловой расчёт конденсатора.

Методические указания

Методика расчёта конденсаторов состоит в определении их тепловой нагрузки, коэффициента теплопередачи, площади теплообмена, а также расчёте допускаемого давления в трубах при выбранных геометрических размерах и материале.

Тепловая нагрузка конденсатора  $Q$  определяется по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2 = rG_1 + G_1(H_{1к} - H_{2к}),$$

где  $Q_1$  – теплота, выделяемая при конденсации, Вт;

$Q_2$  – теплота, выделяемая при охлаждении жидкого конденсата, Вт;

$r$  – теплота конденсации,

$r = 301,46$  кДж/кг;  $G_1$  – массовый расход углеводородов, кг/с;

$H_{1к}$  – энтальпия жидкого конденсата в начале зоны охлаждения,

$H_{1к} = 333,99$  кДж/кг;

$H_{2к}$  – энтальпия конденсата на выходе из аппарата,  $H_{2к} = 292,3$  кДж/кг

Необходимый массовый расход рассчитывается по формуле

$$G_i = \frac{Q}{c_{э}(t_{ик} - t_{ин})},$$

где  $c_{э}$  – теплоемкость газа при средней температуре;

$t_{ик}$ ,  $t_{ин}$  – соответственно конечная и начальная температура.

Затем рассчитывается среднелогарифмический температурный напор для обеих зон  $\Delta t_{cp}$  по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}$$

где  $\Delta t_{max}$ ,  $\Delta t_{min}$  – соответственно наибольшая и наименьшая разность температур теплоносителей у концов аппарата.

Принимается ориентировочно коэффициент теплопередачи для обеих зон и определяется ориентировочная поверхность теплообмена для  $i$ -й зоны  $F_{op i}$  по формуле

$$F_{op i} = \frac{Q_i}{K\Delta t_{cpi}}$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи;  $i = 1, 2$  – номер зоны.

Общая поверхность теплообмена  $F$  определяется как сумма поверхностей для каждой зоны:

$$F = F_{op1} + F_{op2}.$$

По полученному ориентировочному значению  $F$  выбирается конденсатор. Проводятся уточнённые расчёты. Последовательно определяется для каждой зоны:

– коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1, \alpha_2$  по формулам

$$\alpha_1 = 3,78\lambda \sqrt{\frac{\rho^2 dn}{\mu G_1}},$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d},$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$d$  – внутренний диаметр труб, м;

$n$  – число труб в конденсаторе;

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с;

– критерий Прандтля по формуле

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$$

где  $c_p$  – удельная теплоемкость, кДж/кг·К

– критерий Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu},$$

где  $\omega$  – скорость движения теплоносителя, м/с;

– числа Нуссельта по формулам

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{0,25 Pr_{ст}} \right) \quad (\text{если } Re < 2300),$$

где  $Pr_{ст}$  – критерий Прандтля при температуре стенки,

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \quad (\text{если } 2300 < Re < 10^4),$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (\text{если } Re > 10^4);$$

коэффициент теплопередачи  $K$  по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_c} + r_3 + \frac{1}{\alpha_2}}$$

где  $\delta_{ст} = 0,002$  м – толщина стенки трубы;

$r_3 = 0,000091$  ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ) – термическое сопротивление слоев загрязнений с обеих сторон стенки для паров органических жидкостей;

$\lambda_c = 46,52$  ( $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ ) – теплопроводность стали.

Затем рассчитывается необходимая площадь теплообмена для  $i$ -й зоны по формуле:

$$F_i = \frac{Q_i}{K_i \Delta t_{ср i}}$$

где  $i = 1, 2$  – номер зоны.

Общая поверхность теплообмена  $F$  определяется как сумма поверхностей для каждой зоны:

$$F = F_1 + F_2.$$

После этого сравниваются ориентировочно принятая и уточнённая поверхности и делаются соответствующие выводы о выборе конденсатора.

### Практическое занятие по теме: «Тепловой расчёт паровых турбин»

*Цель:* провести тепловой расчёт паровой турбины; сделать вывод по практической работе.

#### Методические указания

Тепловой расчёт турбины выполняется в два этапа:

1-й этап – предварительный (ориентировочный) расчёт

2-й этап – подробный расчёт

Задачей ориентировочного расчёта является определение числа ступеней, их диаметров и распределения тепловых перепадов по ступеням.

В подробном расчёте рассчитываются треугольники скоростей, потери, КПД ступней, размеры проточной части, выбираются профили облапачивания, рассчитываются мощность и КПД турбины в целом.

#### Предварительный расчет

##### Определение номинальной мощности ЦВД

Располагаемый теплоперепад  $H_0$  турбины измеряется по изоэнтропе  $S_0$  между изобарами  $P_0$  и  $P_k$ :  $H_0 = 463$  кДж/кг

Произведение КПД принимается  $\eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r = 0,8$ ,

где  $\eta_{oi}^T$  – внутренний относительный КПД ЦВД проектируемой турбины,

$\eta_m$  – механический КПД агрегата,

$\eta_r$  – КПД электрического генератора.

$G = N_{эр} / (H_0 \cdot \eta_{oi}^T \cdot \eta_m \cdot \eta_r) = 80000 / (486 \cdot 0,8) = 206$  кг/с.

#### 1.1. Построение рабочего ориентировочного процесса в ЦВД

1.1.1 Определяем давление перед соплами первой ступени 4%. Следовательно,

давление перед соплами первой ступени (формула I.2 [1]) ÷ Потери давления на впуске оцениваются в 3

$$P'_0 = (0,94 \div 0,97) P_0 = 0,96 \cdot 23,5 = 22,56 \text{ МПа}$$

Давление за последней ступенью ЦВД с учётом потери давления в выходном патрубке

$c_b$  – скорость потока в выходном патрубке,  $c_b = 50 \text{ м/с}$   
 $= 0,04$ , см. пояснения к формуле I.3 [1].

$\lambda$  – коэффициент местного сопротивления патрубка,  $\lambda$

По известным  $P'_0$  и  $P'_k$  определяем тепловой перепад проточной части:

$$H'_0 = 454 \text{ кДж/кг}$$

Так как тепловой перепад регулирующей ступени  $h_0^{pc} = 80 \text{ кДж/кг}$ , то применяется одновенечная регулирующая ступень.

Оценка экономичности регулирующей ступени

Внутренний относительный КПД для одновенечной регулирующей ступени по формуле I.4 [1]:

$$h_{oi}^{pc} = 0,83 - \frac{0,2}{G} \sqrt{\frac{P_0}{u_0}} = 0,83 - \frac{0,2}{206} \sqrt{\frac{23,5}{0,0136}} = 0,8$$

$$v_0 = 0,0136 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Построение ориентировочного процесса регулирующей ступени в i-s диаграмме  
 Внутренний тепловой перепад регулирующей ступени

$$h_i^{pc} = h_0 \cdot \eta_{oi}^{pc} = 80 \cdot 0,8 = 64 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия пара на выходе из регулирующей ступени (в т.2' на рис.1):

$$i_2^{pc} = i_0 - h_i^{pc} = 3356 - 64 = 3292 \text{ кДж/кг}$$

Оценка экономичности нерегулируемых ступеней ЦВД

Располагаемый тепловой перепад, приходящийся на нерегулируемые ступени

$$H_o^x = 370 \text{ кДж/кг}$$

$$v_1 = 0,0173 \text{ м}^3/\text{кг}; v_2 = 0,0546 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$u_{cp} = \sqrt{u_1 \cdot \eta_2} = \sqrt{0,0173 \cdot 0,0546} = 0,0307 \text{ кДж/кг}$$

$G_{cp} = \sqrt{G_1 \cdot G_2}$ , где  $G_1, G_2$  – расход на входе и выходе из ЦВД,

$$G_1 = G_2 = G_{cp} = 206 \text{ кг/с};$$

$v_{cp} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}$ , где  $v_1, v_2$  – удельный объём на входе и выходе из ЦВД в т. 2 и 3 соответственно.

по формуле :

$$\eta_{oi}^{HC} = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} \cdot v_{cp}}\right) \cdot \left(1 + \frac{H_o^{HC} - 600}{20000}\right)$$

$$h_{oi}^x = \left(0,925 - \frac{0,5}{206 \cdot 0,0307}\right) \cdot \left(1 + \frac{370 - 600}{20000}\right) = 0,86$$

Определение состояния пара за ЦВД

$$H_i^x = H_{i, Др}^x \cdot \rho_{i, Др}^x = 370 \cdot 0,86 = 318 \quad /$$

$$i_k = i_2^{PC} - H_{i, Др}^x \cdot \rho_{i, Др}^x = 3292 - 318 = 2974 \quad /$$

Использованный тепловой перепад всего ЦВД

$$H_i = i_{ок} - i = 3356 - 2974 = 382 \text{ кДж/кг}$$

Внутренний относительный КПД ЦВД

$$h_{oi}^m = \frac{H_i}{H_o} = \frac{382}{486} = 0,79$$

Строим процесс расширения пара в проектируемой турбине:

Откладывая  $H_i^{HC}$  в точке 2', находим энтальпию пара за последней ступенью (точка 4).

Потеря с выходной скоростью последней ступени

$$\Delta h_{BC} = 0,5 \cdot 10^{-3} C_{2z}^2 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot (50)^2 = 2 \text{ кДж/кг}$$

Откладывая потерю с выходной скоростью вверх от точки 4, находим энтальпию пара за турбиной (точка 5).

Точку 7 можно построить, отложив от точки 5 вниз потерю с выходной скоростью патрубка.

**Точка 0:**  $P_o = 23,5 \text{ МПа}$ ;  $h_o = 3356 \text{ кДж/кг}$ ;  $S_o = 6,21 \text{ кДж/кг}$ ;  $V_o = 0,0136 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t_o = 555^\circ\text{C}$ ;

**Точка 0':**  $P_o^{PC} = 22,56 \text{ МПа}$ ;  $h = 3356 \text{ кДж/кг}$ ;  $S = 6,223 \text{ кДж/кг}$ ;  $V = 0,0141 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t_o = 552^\circ\text{C}$

**Точка 1:**  $P_{o1} = 17,74 \text{ МПа}$ ;  $h_{o1} = 3270 \text{ кДж/кг}$ ;  $S_{o1} = 6,223 \text{ кДж/кг}$ ;  $V_{o1} = 0,017 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t_{o1} = 500^\circ\text{C}$ ;

**Точка 2:**  $P_2^{PC} = 17,2 \text{ МПа}$ ;  $h = 3276 \text{ кДж/кг}$ ;  $S = 6,223 \text{ кДж/кг}$ ;  $V = 0,0173 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t = 500^\circ\text{C}$ ;

**Точка 2':**  $P_2^{PC} = 17,2 \text{ МПа}$ ;  $h = 3292 \text{ кДж/кг}$ ;  $S = 6,242 \text{ кДж/кг}$ ;  $V = 0,0175 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t = 504^\circ\text{C}$

**Точка 3:**  $P_{2t} = 3,74 \text{ МПа}$ ;  $h_{2t} = 2922 \text{ кДж/кг}$ ;  $S_{2t} = 6,242 \text{ кДж/кг}$ ;  $V_{2t} = 0,0546 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t_{2t} = 278^\circ\text{C}$ ;

**Точка 4 (параметры за последней ступенью):**  $P_{2z} = 3,74 \text{ МПа}$ ;  $h_{2z} = 2974 \text{ кДж/кг}$ ;  $S_{2z} = 6,363 \text{ кДж/кг}$ ;  $V_{2z} = 0,0584 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t_{2z} = 301^\circ\text{C}$ ;

**Точка 5 (параметры за турбиной):**  $P_k = 3,7 \text{ МПа}$ ;  $h_k = 2976 \text{ кДж/кг}$ ;  $S_k = 6,37 \text{ кДж/кг}$ ;  $V_k = 0,059 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t_k = 302^\circ\text{C}$ ;

**Точка 7:**  $P_7 = 3,7 \text{ МПа}$ ;  $h_k = 2974 \text{ кДж/кг}$ ;  $S_k = 6,371 \text{ кДж/кг}$ ;  $V_k = 0,0589 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $t_k = 300^\circ\text{C}$

Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме показан на рисунке 22

Ориентировочный расчёт регулирующей ступени

Для одновенечных ступеней задаемся:

- Степенью реакции регулирующей ступени,  $\rho = 0,08$ ,
- Углом направления потока пара соплами,  $\alpha_{19} = 12^\circ$
- Отношением скоростей,  $u/c_0 = 0,39$

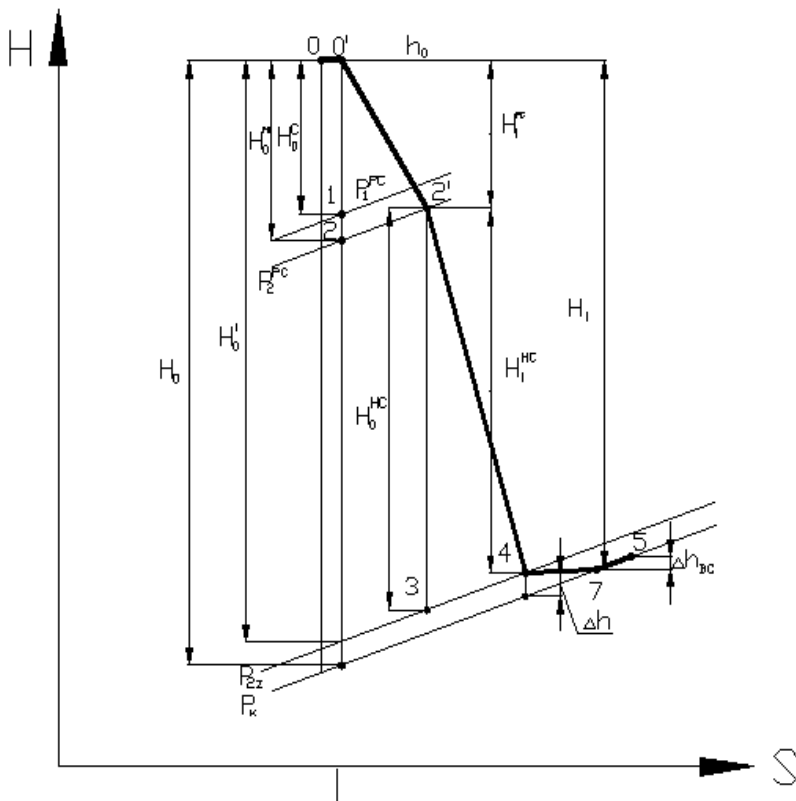


Рисунок 22 – Процесс расширения пара в h, s-диаграмме

Условная теоретическая скорость по всему располагаемому тепловому перепаду

$$c_o = \sqrt{2 \times 10^3 \times h_0^{pc}} = \sqrt{2 \times 10^3 \times 80} = 400 \text{ м/с}$$

Располагаемый тепловой перепад в соплах

$$h_{01}^{pc} = h_0^{pc} \times (1 - r) = 80 \times (1 - 0,08) = 73,6 \text{ кДж/кг}$$

Теоретическая скорость истечения из сопл

$$c_{1t} = \sqrt{2 \times 10^3 \times h_{01}^{pc}} = \sqrt{2 \times 10^3 \times 73,6} = 384 \text{ м/с}$$

Окружная скорость на среднем диаметре регулирующей ступени

$$u = c_o \times \frac{u}{c_o} = 400 \times 0,39 = 156 \text{ м/с}$$

Средний диаметр ступени

$$d^{pc} = \frac{u}{\rho \times \frac{u}{\rho \times 80}} = 0,994 \text{ м}$$

Произведение степени парциальности на высоту сопловой решетки

$$el_1 = \frac{G \times \eta_{1t}}{\rho \times h^{pc} \times \eta_{\Gamma} \times \eta_{1t\epsilon} \times \sin a_1} = \frac{206 \times 0,017}{\rho \times 0,994 \times 0,97 \times 384 \times \sin 12^\circ} = 0,0142 \text{ м}$$

Оптимальная степень парциальности

$$e_{opt} = 0,5 \sqrt{el_1} = 0,5 \sqrt{1,42} = 0,596$$

Высота сопловой решетки

$$l_1 = \frac{el_1}{e_{opt}} = \frac{14,2}{0,596} = 23,8 \text{ мм}$$

Определение размеров первой нерегулируемой ступени

Расчёт производим в следующем порядке: задаёмся рядом перепадов ступени, задаёмся значениями степени реакции,  $x_{1j}$ , выбирается угол потока за со-



пловой решеткой; для каждого теплового перепада определяется: условная (фиктивная) скорость, окружная скорость, средний диаметр ступени, теплоперепад, срабатываемый в соплах первой ступени, удельный объем пара на выходе из сопел, находится скорость истечения из сопел, определяется произведение ступени парциальности на высоту сопла, приближенно оценивается число ступеней цилиндра. Результаты расчёта сведены в таблицу.

Для активных турбин задаем:

- Следующими значениями теплоперепадов,  $h_0^I=35;40;45;50;55;60$  кДж/кг
- $\rho$  – Степенью реакции ступени,  $\rho_1=0,12$
- Величиной  $x_0^I=0,52$
- $\alpha$  – Углом потока за сопловой решеткой,  $\alpha=12^\circ$

Таблица 1 – Результаты расчёта

Величина	Размерность	1	2	3	4	5	6
$h_0^I$	кДж/кг	35	40	45	50	55	60
$x_0^I$	—	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
$c_0 = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot h_0^I}$	м/с	264,575	282,843	300,000	316,228	331,662	346,410
$u^I = c_0 \cdot x_0^I$	м/с	137,579	147,078	156,000	164,438	172,464	180,133
$d^I = u^I / \pi \cdot n$	м	0,876	0,936	0,993	1,047	1,098	1,147
$\rho_1$	—	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
$h_{01}^I = (1 - \rho_1) \cdot h_0^I$	кДж/кг	30,8	35,2	39,6	44	48,4	52,8
$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot h_{01}^I}$	м/с	248,193	265,33	281,424	296,647	311,127	324,961
$v_{1t}$	м <sup>3</sup> /кг	0,0191	0,0194	0,0196	0,0199	0,0202	0,0205
$el_1 = \frac{G \cdot \eta_{1t}}{\rho \cdot \eta_1 \cdot x_{1t} \cdot \sin \alpha_1}$	мм	34,7	30,8	27,7	25,3	23,3	21,7
$z = \frac{H_0^x \cdot (1 + \alpha)}{k \cdot h_0^I}$	—	9,8	8,6	7,6	6,9	6,2	5,7

Выбираем диаметр первой нерегулируемой ступени, число ступеней и высоту сопла (по рис.23):

Средний диаметр –  $d^I=0,910$  м

Число ступеней –  $z=9$  шт

Высота сопла –  $l_1^I=32$  мм

$h_{01}=38$  кДж/кг;

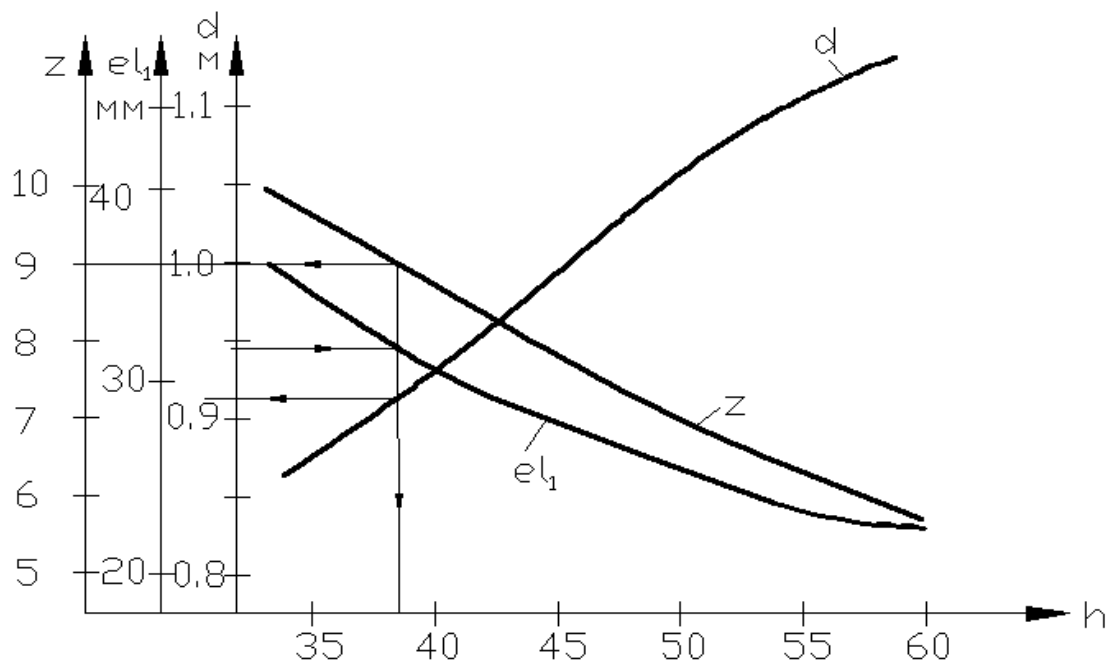


Рисунок 23 – К расчёту первой нерегулируемой ступени

### Определение размеров и теплового перепада последней ступени ЦВД

Для проектирования проточной части с постоянным внутренним диаметром достаточно спроектировать последнюю ступень турбины с таким расчётом, чтобы внутренний диаметр её был равен внутреннему диаметру первой ступени, т.е. из условия  $d_k^1 = d_k^z$ . Для этого нужно выбрать соответствующий тепловой перепад на последнюю ступень. Эту задачу решают графическим способом. Задаются рядом значений  $d_z$  (от  $d^1$  до  $1,3d^1$ ), и для каждого варианта находится внутренний диаметр. Последовательность расчёта приводится в таблице 2. По данным таблицы строится график, по которому находятся искомые тепловой перепад и диаметр последней ступени.

Таблица 2 – Последовательность расчёта

Величина	Размерность	1	2	3	4
$d_z$	м	0,910	1.001	1,092	1,183
$u_z = \pi \cdot n \cdot d_z$	м/с	143	157	171	186
$x_{oz}$	—	0,52	0,52	0,52	0,52
$h_{oz} = \frac{1}{2 \cdot 10^3} \left[ \frac{u_z}{x_{oz}} \right]^2$	кДж/кг	38	46	54	64
$\rho_z$	—	0,12	0,12	0,12	0,12
$h_{01}^z = (1 - \rho_z) h_{oz}$	кДж/кг	33.4	40.5	47.5	56.3
$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot h_{01}^z}$	м/с	259	285	308	336
$\alpha_{13}^z$	°	12	12	12	12

$v_{2z}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	0,0584	0,0584	0,0584	0,0584
$e l_1^z = \frac{G \cdot v_{2z}}{\pi \cdot d_z \cdot \mu_1 \cdot c_{1t} \cdot \sin \alpha_{13}^z}$	$\text{м}$	0,098	0,081	0,069	0,064
$d_k^z = d_k - l_1^z$	$\text{м}$	0,812	0,92	1.023	1.119

По данным таблицы строим график (рис.24). По нему находим:

Средний диаметр последней ступени —  $d_z=0,960 \text{ м}$

Корневой диаметр последней ступени —  $d_k^z=0,878 \text{ м}$

Высота сопл последней ступени —  $l_1^z=0,087 \text{ м}$

Тепловой перепад последней ступени —  $h_0^z=43 \text{ кДж/кг}$

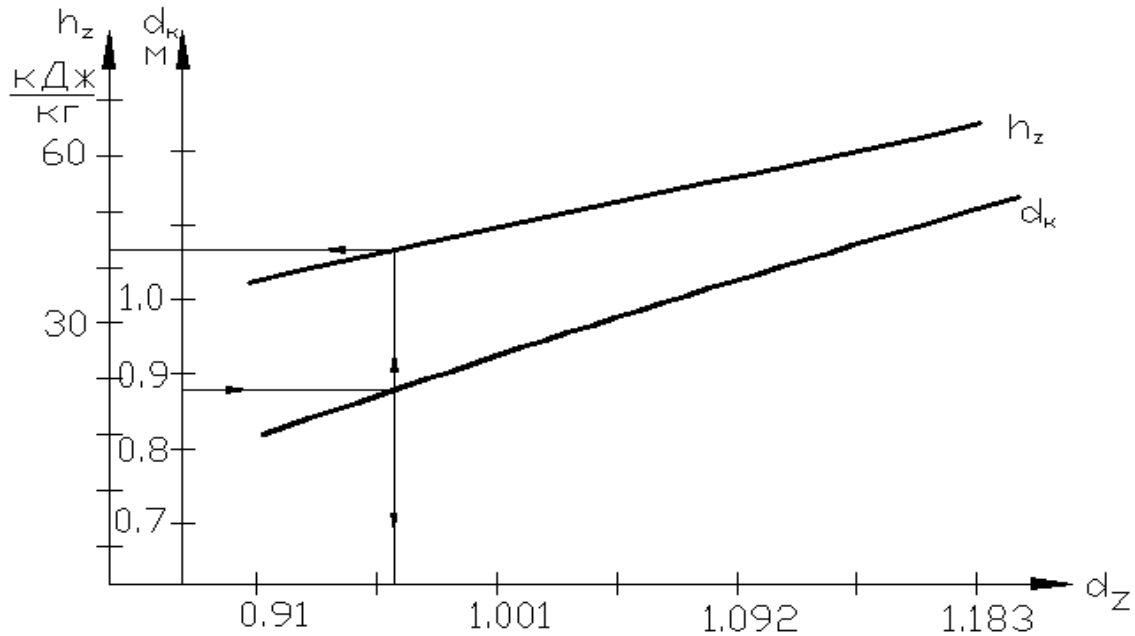


Рисунок 24 – К расчету последней ступени турбины

### Определение числа нерегулируемых ступеней и распределение теплового перепада

Для определения числа, размеров ступеней и их тепловых перепадов производится следующее графическое построение. Берётся в качестве базы отрезок прямой. На концах этого отрезка в определённом масштабе откладываются диаметры первой и последней нерегулируемых ступеней. Соединяя концы этих отрезков, проводим линию предполагаемого изменения диаметров. Для ЦВД мощных турбин значения  $x_0, \alpha, \rho, l_{13}$  выдерживаются постоянными, а линия диаметров может изображаться прямой линией. По графикам изменения диаметров и  $x_0$  можно построить кривую изменения тепловых перепадов.

На основании этих зависимостей определяется средний тепловой перепад на одну ступень

$$h_{0cp} = \frac{\sum_{i=1}^m h_i}{m+1}$$

где  $m$  – число отрезков

Таблица 3 – Распределение параметров по длине проточной части

Величина	d	X <sub>0</sub>	ρ	h <sub>0</sub>
Размерность	м	---	---	кДж/кг
1	0.910	0.52	0.12	38
2	0.918	0.52	0.12	38.8
3	0.926	0.52	0.12	39.6
4	0.934	0.52	0.12	40.4
5	0.943	0.52	0.12	41.3
6	0.951	0.52	0.12	42.1
7	0.960	0.52	0.12	43

На основании данных таблицы 3 строим график (рисунок ).

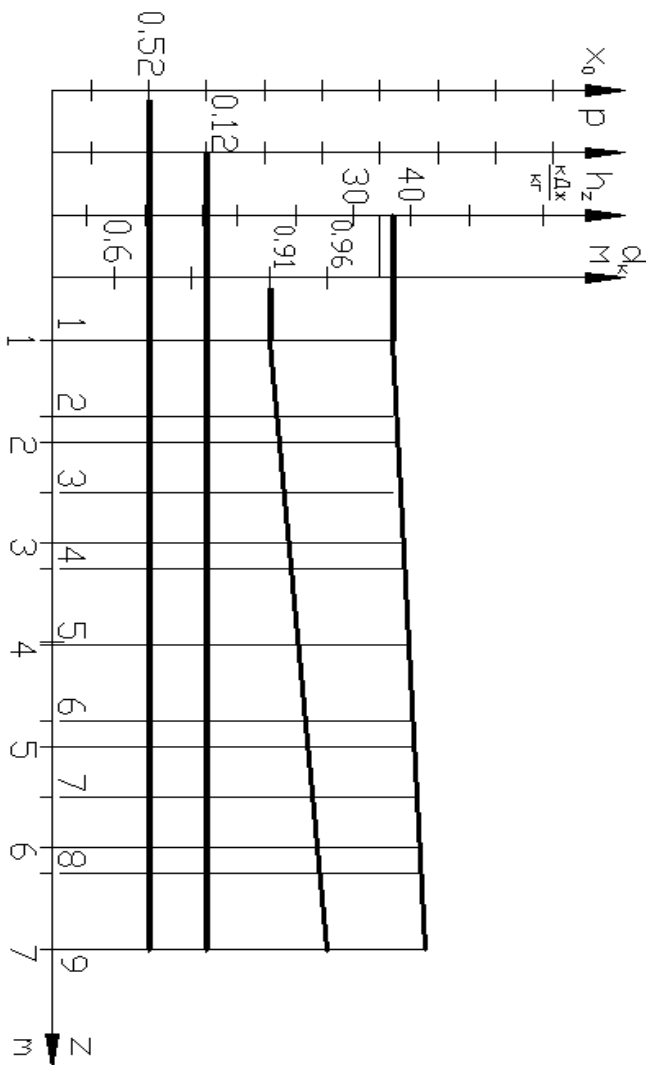


Рисунок 25 – К определению числа нерегулируемых ступеней

Число нерегулируемых ступеней

$$z = \frac{(1 + \alpha)H_0}{h_{0\text{cp}}}$$

где  $\alpha = k \cdot (1 - \eta_{oi}) \cdot H_0^x \cdot \frac{z - 1}{z}$  – коэффициент возврата теплоты;  $\alpha$  10Т.к. весь процесс в области перегретого пара, то  $k=4,8^{-4}$  находим средний тепловой перепад:

$$h_{0\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^m h_i}{m + 1}$$

$$= (38+38.8+39.6+40.4+41.3+42.1 + 43)/7=40.5 \text{ кДж/кг};$$

где  $m$  – число отрезков, на которые разделена база.

По среднему тепловому перепаду определяем число нерегулируемых ступеней:

$$z = \frac{(1 + \alpha) \cdot H_0^x}{h_{0\text{cp}}} = \frac{(1 + 0,027) \cdot 370}{40.5} = 9.3$$

$$z=9;$$

Далее производим деление базы на  $z-1$  равных отрезков. На границах отрезков восстанавливаем перпендикуляры до пересечения с линиями диаметров и теплоперепадов. Так как сумма тепловых перепадов отличается от вели-

чины  $(1+\alpha) \cdot H_0$  то находим невязку  $\Delta H$ , которую распределяем по всем ступеням пропорционально перепадам. Затем корректируем значение  $h_0$ . Результаты расчёта сведены в таблицу 4.

Таблица 4 – Результаты расчёта

№ ступени	Диаметр	$h_0$ по графику	$h$ - поправка $\pm$	Коррект. величина	$\rho$ Степень реакции,	$\alpha$ Угол. $13$
1	0,91	38	1.4	39.4	0,12	12
2	0,916	38.6	1.43	40.03	0,12	12
3	0,923	39.3	1.46	40.76	0,12	12
4	0,929	39.9	1.48	41.38	0,12	12
5	0,935	40.5	1.5	42	0,12	12
6	0,941	41.1	1.52	42.62	0,12	12
7	0,948	41.8	1.55	43.35	0,12	12
8	0,954	42.4	1.57	43.97	0,12	12
9	0,96	43	1.59	44.59	0,12	12

$$\sum_1^z h_0 = 364.6 \text{ кДж/кг}$$

$$a = k \cdot (1 - h_{oi}) \cdot H_0^x \cdot \frac{z-1}{z} = 4,8 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,86) \cdot 370 \cdot \frac{9-1}{9} = 0,022$$

$$z = \frac{(1+a) \cdot H_0^x}{h_{0 \text{ ср}}} = \frac{(1+0,022) \cdot 370}{40.5} = 9.2 \gg 9 \text{ шт}$$

Величина невязки:

$$\Delta H = \sum_1^z \Delta h_0 = (1+a) \cdot H_0^x - \sum_1^z h_{0 \text{ ср}} = (1+0,022) \cdot 370 - 364.6 = 13.5$$

распределяем невязку по ступеням:

$$\Delta h_1 = \frac{\Delta H}{\sum_1^z h_0} \cdot h_{01} = \frac{13.5}{364.6} \cdot 38 = 1.4 \text{ кДж/кг;}$$

корректируем значение  $h_0$ :  $h_{01 \text{ кор}} = h_{01} + \Delta h = 38 + 1.4 = 39.4 \text{ кДж/кг;}$

Подробный расчёт ступеней ЦВД

Расчёт регулирующей ступени

Задача расчёта – определение геометрических размеров ступени, определение КПД и мощности. А также выбор профилей сопл и рабочих лопаток.

Из ориентировочного расчёта неизменными остаются величины:

- Располагаемый тепловой перепад регулирующей ступени  $h_0^{pc} = 80$  кДж/кг
- Диаметр регулирующей ступени  $d^{pc} = 0.994$  м
- Отношение скоростей  $x_0 = u/c_0 = 0,39$
- $= 0,08$  Степень реакции регулирующей ступени

### Расчёт сопл регулирующей ступени

$$\frac{P_1^{pc}}{P_0} = \frac{17,74}{22,56} = 0,786 > 0,546 = e_{кр}$$

Режим истечения докритический  $\diamond$

Теоретическая скорость истечения из сопл

$$c_{1t} = \sqrt{2 \times 10^3 \times h_0^{pc} \times (1 - r)} = \sqrt{2 \times 10^3 \times 80 \times (1 - 0,08)} = 384 \text{ м/с}$$

Площадь выходного сечения сопл

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}$$

$v_{1t} = 0,0173$  м<sup>3</sup>/кг ; коэффициент расхода  $\mu_{1t} = 0,97$

$$F_1 = \frac{206 \times 0,017}{0,97 \times 384} = 0,010 \text{ м}^2$$

Произведение степени парциальности на высоту сопловой решетки

$$el_1 = \frac{F \times 10^3}{\rho \times d^{pc} \times \sin \alpha_{1y}} = \frac{0,010 \times 10^3}{3,14 \times 0,994 \times \sin 12^\circ} = 14,3 \text{ мм}$$

Высота сопловой решетки

$$l_1 = \frac{el_1}{e} = \frac{14,3}{0,596} = 23,9 \text{ мм}$$

### Выбор профиля сопловой лопатки

Число Маха

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{k \times P_1^{pc} \times \mu_{1t}}} = \frac{384}{\sqrt{1,3 \times 7,74 \times 10^6 \times 0,017}} = 0,613$$

$\alpha$  По  $\mu_{1y}$  и  $M^\circ = 12$   $M_{1t} = 0,613$  по каталогу профилей выбираем профиль С-9012А

$t = 0,775$  Относительный шаг –  $\alpha$  Угол установки –  $\gamma = 33^\circ$

Ширина решетки –  $B_1 = 51$  мм

$$b_1 = \frac{B_1}{\sin \alpha_y} = \frac{52}{\sin 33^\circ} = 93,64 \text{ мм}$$

Хорда профиля –

Шаг решетки –  $t_1 = b_1 \times 0,775 = 72,57$  мм  $\cdot t = 93,64$

Число сопловых лопаток

$$z_1 = \frac{\rho \times d^{pc} \times e}{t_1} = \frac{3,14 \times 0,994 \times 0,596}{72,57} = 28,04 \approx 28 \text{ шт}$$

Уточняем шаг решетки

$$t_1 = \frac{\rho \times d^{pc} \times e}{z_1} = \frac{3,14 \times 0,994 \times 10^3 \times 0,596}{28} = 72,6 \text{ мм}$$

Уточняем относительный шаг решетки

$$\bar{t}_1 = \frac{t_1}{b_1} = \frac{72,6}{93,64} = 0,775$$

Уточняем угол установки

t По  $\alpha = 0,775$  и  $\alpha$  по атласу определяем  $\alpha = 12^\circ = 32,6$

Выходная ширина сопловых каналов

$$a_1 = t_1 \times \sin \alpha_{13} = 72,6 \times \sin 12^\circ = 15_{\text{мм}}$$

Определение потерь сопловой решетки

ξ Из атласа профилей:  $\xi_{\text{атлас}} = 0,032 \times x_1 = x_{\text{атлас}} + 0,01 = 0,042$

Тепловая потеря в сопловой решетке

$$h_1 = x_1 \times \lambda_{01}^{pc} = 0,042 \times 3,6 = 3,09 \text{ кДж/кг}$$

Скоростной коэффициент

$$j = \sqrt{1 - x_1} = \sqrt{1 - 0,042} = 0,979$$

Действительная скорость истечения из сопл

$$c_1 = j \times c_{1r} = 0,979 \times 384 = 376 \text{ м/с}$$

Одновенечная ступень

К определению выходного угла лопаток рабочего венца

$$\beta_2 = \beta_1 - (2 \div 4)^\circ$$

$$\text{tg } b_1 = \frac{\sin \alpha_{13}}{\cos \alpha_{13} - \frac{u}{c_1}} = \frac{\sin 12^\circ}{\cos 12^\circ - \frac{156}{376}} = 0,369 \quad \beta \diamond_1 = 20$$

$$b_2 = b_1 - 3^\circ = 20^\circ - 3^\circ = 17^\circ$$

$$w_1 = \frac{c_1 \times \sin \alpha_{13}}{\sin b_1} = \frac{376 \times \sin 12^\circ}{\sin 20^\circ} = 229 \text{ м/с}$$

$$w_{2t} = \sqrt{2 \times 10^3 \times \lambda_{01} + w_1^2} = \sqrt{2 \times 10^3 \times 6,4 + 229^2} = 255 \text{ м/с}$$

$$h_{01} = r_1 \times \lambda_0^{pc} = 80 \times 0,08 = 6,4 \text{ кДж/кг}$$

Потери в лопатках венца

ξ Из атласа профилей  $\xi_{\text{атлас}} = 0,069$

$$x_2 = x_{\text{атлас}} + 0,04 = 0,069 + 0,04 = 0,109$$

$$y_1 = \sqrt{1 - x_1} = \sqrt{1 - 0,109} = 0,944$$

Действительная скорость  $w_2 = y_1 \times w_{2t} = 0,944 \times 255 = 241 \text{ м/с}$

Потеря энергии в рабочих лопатках

$$h_t = \left(1 - y_1^2\right) \frac{w_{2t}^2}{2 \times 10^3} = \left(1 - 0,944^2\right) \times \frac{255^2}{2 \times 10^3} = 3,54 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{tg } a_2 = \frac{\sin b_2}{\cos b_2 - \frac{u}{w_2}} = \frac{\sin 17^\circ}{\cos 17^\circ - \frac{156}{241}} = 0,899 \quad \alpha \diamond_2 = 42 \text{ м/с}$$

## Выбор профиля рабочих лопаток

Число Маха

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{k \rho_2^{pc} \lambda_{2t}}} = \frac{255}{\sqrt{1,3 \times 7,4 \times 10^6 \times 0,0173}} = 0,408$$

Профиль рабочих лопаток – Р-2617А\_β по 2<sub>3</sub> и M<sub>2t</sub>

t = 0,595 Относительный шаг – β Угол установки – γ° = 79

Хорда профиля – b<sub>1</sub> = 50 мм

Шаг решетки – t<sub>1</sub> = b<sub>1</sub>0,595 = 29,75 мм · t = 50

Число рабочих лопаток

$$z_1 = \frac{\rho \lambda^{pc}}{t_1} = \frac{3,14 \times 0,994 \times 10^3}{29,75} = 102,2 \approx 102 \text{ шт}$$

Уточняем шаг решетки

$$t_1 = \frac{\rho \lambda^{pc}}{z_1} = \frac{3,14 \times 0,994 \times 10^3}{102} = 30,6$$

Уточняем относительный шаг решетки

$$\bar{t}_1 = \frac{t_1}{b_1} = \frac{30,6}{50} = 0,612$$

Уточняем угол установки

t По β = 0,771 и 2<sub>3</sub>β по атласу определяем γ° = 17, γ° = 79,1

Потери в рабочих лопатках

ξ Из атласа профилей атлас = 0,041 γ<sub>1</sub> = 1,16 γ<sub>1</sub> + 0,039 γ<sub>1</sub> = 1,4 γ<sub>2</sub> = 25,6/35 γ<sub>1</sub> = 0,0875

$$x_{lamdc} = \xi + 0,04 = 0,0875 + 0,04 = 0,1275$$

$$y_1 = \sqrt{1 - x_1} = \sqrt{1 - 0,1275} = 0,9341$$

Действительная скорость

$$w_2 = y_1 \times w_{2t} = 0,9341 \times 255 = 238 \text{ м/с}$$

Потеря энергии в рабочих лопатках

$$h_2 = \left(1 - y_1^2\right) \frac{w_{2t}^2}{2 \times 10^3} = \left(1 - 0,9341^2\right) \times \frac{255^2}{2 \times 10^3} = 4,1 \text{ кДж/кг}$$

$$\operatorname{tg} a_2 = \frac{\sin b_{23}}{\cos b_{23} - \frac{u}{w_2}} = \frac{\sin 21^\circ}{\cos 21^\circ - \frac{156}{241}} = 1,18$$

$$\alpha \diamond_2 = 50$$

$$c_2 = \frac{w_2 \sin b_{23}}{\sin a_2} = \frac{255 \sin 21^\circ}{\sin 50^\circ} = 119 \text{ м/с}$$

$$c_{1p}' = \sqrt{2 \times 10^3 \times \lambda_0 + c_2^2} = \sqrt{2 \times 10^3 \times 6,4 + 119^2} = 164 \text{ м/с};$$

$$h_{0p} = r_n \times \lambda_0^{pc} = 0,08 \times 80 = 6,4 \text{ кДж/кг};$$

Выходная высота рабочей решетки

$$l_{2m} = \frac{G \lambda_{2t}}{\rho \lambda^{pc} \times \lambda_2 \times w_{2t} \times \sin b_2} = \frac{206 \times 0,0173 \times 10^3}{3,14 \times 0,994 \times 0,97 \times 0,644 \times 255 \times \sin 17^\circ} = 28$$



### Относительный лопаточный КПД

$$h_{oi} = \frac{u \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2)}{h_0^{pc} \cdot 10^3} = \frac{156 \cdot (376 \cdot \cos 12^\circ + 119 \cdot \cos 50^\circ)}{80 \cdot 10^3} = 0,844$$

$$h_{oi} = \frac{h_0^{pc} - h_1 - h_2 - h_g}{h_0^{pc}} = \frac{80 - 3,54 - 4,1 - 4,9}{80} = 0,843$$

$$h_g = \frac{c_2^2}{2 \cdot 10^3} = \frac{119^2}{2 \cdot 10^3} = 4,9 \text{ кДж/кг}$$

где потери тепла с выходной скоростью:

### Определение внутреннего относительного КПД

Потери на трение и вентиляцию

$$N_{тв} = \lambda \cdot [d^2 + 0,04 \cdot (1 - \epsilon - 0,5 \cdot i_k) \cdot d \cdot i_r^{1,5}] \cdot \left[ \frac{u}{100} \right]^3 \cdot \frac{1}{v}$$

$$N_{тв} = 1 \cdot [0,994^2 + 0,04 \cdot (1 - 0,596 - 0,5 \cdot 0) \cdot 0,994 \cdot 2,96^{1,5}] \cdot \left[ \frac{156}{100} \right]^3 \cdot \frac{1}{0,0173} = 202 \text{ кВт}$$

Тепловая потеря на трение и вентиляцию

$$h_{тв} = \frac{N_{тв}}{G} = \frac{202}{206} = 0,95 \text{ кДж/кг}$$

Относительная потеря на трение и вентиляцию

$$x_{тв} = \frac{h_{тв}}{h_0^{pc}} = \frac{0,95}{80} = 0,01$$

Потеря на выколачивание застойного пара

$$x_k = 0,25 \cdot \frac{B_2 \cdot x_1^*}{F_1} \cdot x_0 \cdot x_{oi} \cdot m = 0,25 \cdot \frac{50 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot 10^{-3}}{0,0106} \cdot 0,38 \cdot 0,844 \cdot 3 = 0,031$$

Где:  $m = 3$ ;  $B_2 = 50$  мм – ширина ряда рабочих лопаток

Потери тепла на выколачивание

$$h_k = x_k \cdot h_0^{pc} = 0,031 \cdot 80 = 2,5 \text{ кДж/кг}$$

Внутренний относительный КПД ступени

$$h_{oi} = h_{oi} - x_{тв} - x_k = 0,844 - 0,01 - 0,031 = 0,803$$

Использованный тепловой перепад ступени

$$h_i^{pc} = h_0^{pc} \cdot h_{oi} = 80 \cdot 0,803 = 64,2 \text{ кДж/кг}$$

Внутренняя мощность

$$N_i^{pc} = G \cdot h_i^{pc} = 206 \cdot 64,2 = 13225 \text{ кВт}$$

Строим процесс расширения пара в  $h, s$  – диаграмме (рис.27).

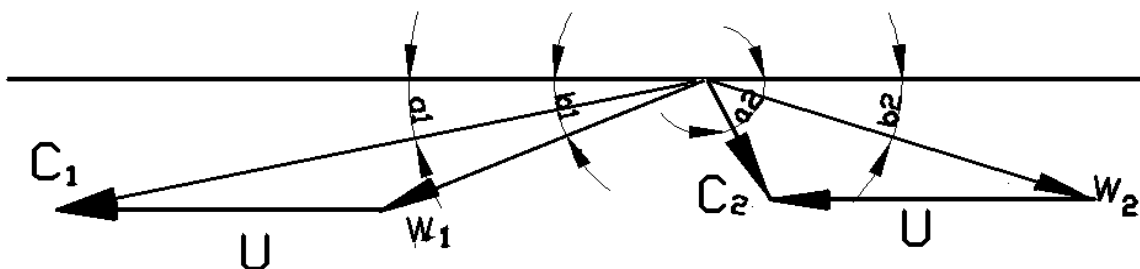


Рисунок 26 – Треугольники скоростей регулирующей ступени

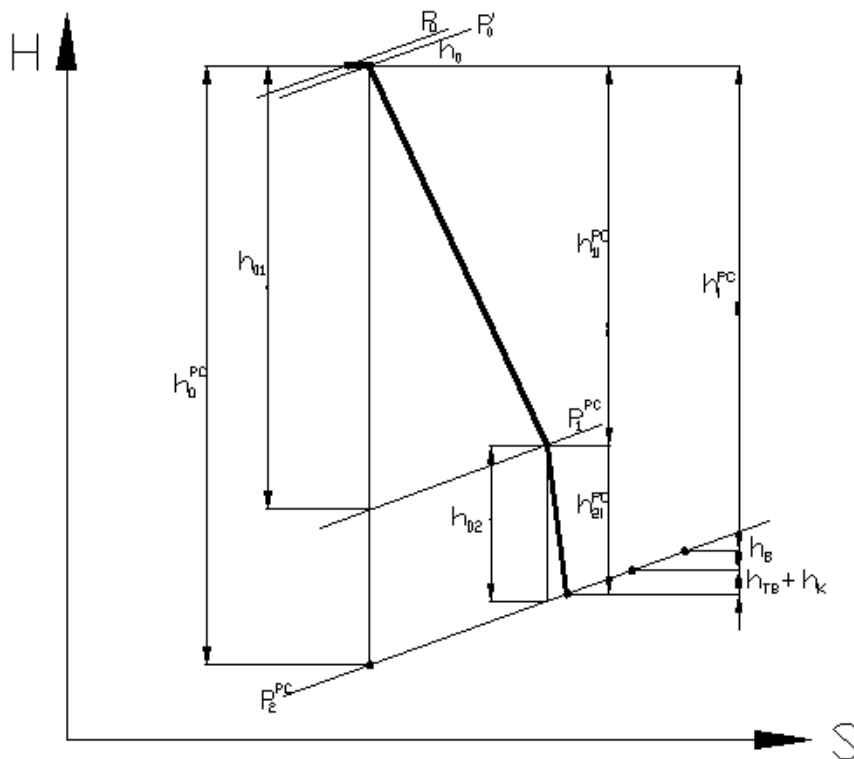


Рисунок 27 – Процесс расширения пара в регулирующей ступени в  $h, s$  – диаграмме

### Определение расхода пара через нерегулируемые ступени

Расход пара на входе в нерегулируемые ступени будет меньше, чем расход через регулирующую ступень, на величину утечки через переднее концевое уплотнение т.е.:

$$G' = G - G_{\text{утечки}}$$

$$G_{\text{утечки}} = 0,005 \times G_{\text{к}} = 0,005 \times 206 = 1 \quad /$$

$$G_{\text{к}} = 206 - 1 = 205 \quad /$$

### Детальный расчёт нерегулируемых ступеней

№ п/п	Наименование величины	Размерность	Расчетная формула. Порядок определения	Номер ступени		
				I	II	III
1	Расход пара	кг/с	$G'$ – с учетом утечки через переднее концевое уплотнение	205	205	205
2	Давление перед ступенью	МПа	$P_0$ – по $i$ - $s$ диаграмме	17.2	15.41	13.64
3	Температура пара перед ступенью	С°	$t_0$ – по $i$ - $s$ диаграмме	504	472	449
4	Энтальпия пара перед ступенью	кДж/кг	$i_0$ – по $i$ - $s$ диаграмме	3283.3	3226.6	3192.5
5	Заторможенный поток: а) энтальпия	кДж/кг	$\bar{i}_0 = i_0 = c_{np} \frac{c_{2\text{np}}^2}{2 \times 10^3}$	3283.3	3228	3194,3

	б) давление	МПа	$P_0 - \text{по } i-s \text{ диаграмме}$	17.2	15,57	13,79
	в) температура	С°	$t_0 - \text{по } i-s \text{ диаграмме}$	504	466	444
6	Изоэнтропный теплоперепад	кДж/кг	$h_0 - \text{из ориентировочного расчета}$	39.4	40.03	40.76
7	Теплоперепад ступени с учетом параметров заторможенного потока	кДж/кг	$\bar{h}_0 = h_0 + \chi_{кр} h_B^{кр}$	39.4	41	41.8
8	Фиктивная скорость	м/с	$c_0 = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \bar{h}_0}$	275	285	289
9	Давление за ступенью	МПа	$P_2 - \text{по } i-s \text{ диаграмме}$	14.81	13.64	10.9
10	Средний диаметр ступени	м	$d - \text{из ориентировочного расчета}$	0,91	0,916	0,923
11	Окружная скорость	м/с	$u = \pi \cdot n \cdot d$	143	144	145
12	Отношение скоростей	—	$x_0 = \frac{u}{c_0}$	0,52	0,505	0,501
13	Степень реакции	—	из ориентировочного расчета $\rho$	0,12	0,12	0,12
14	Изоэнтропный перепад сопловой решетки	кДж/кг	$h_{01} = (1 - \rho) \cdot h_0$	33.8	34.6	35.2
15	Давление за сопловой решеткой	МПа	$P_1 - \text{по } i-s \text{ диаграмме}$	16.2	13.9	12.2
16	Теор. удел. объем за сопловой решеткой	м <sup>3</sup> /кг	$v_{1t} - \text{по } i-s \text{ диаграмме}$	0,0196	0,0219	0,0246
17	Полный изоэнтр. перепад сопл. решеткой	кДж/кг	$\bar{h}_{01} = h_{01} + \chi_{кр} h_B^{кр}$	33.8	36.2	37
18	Отношение давлений	—	$\varepsilon = \frac{P_1}{P_0}$	0,902	0,893	0,885
19	Абсолют. теор. скорость за сопл. решеткой	м/с	$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \bar{h}_{01}}$	258	269	272
20	Скорость звука за сопл. решеткой	м/с	$a_{1t} = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_{1t}}$	632	629	624
21	Число Маха	—	$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}}$	0,408	0,427	0,436

22	Выходное сечение сопловой решетки	мм <sup>2</sup>	$F_1 = \frac{G' \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}$	21305	23280	26005
23	Число гребешков диафр. уплотнения	—	$z_{1y}$ - принимаем	6	6	6
24	Диаметр вала под уплотнениями	мм	$d_{y1}$ - принимаем	560	560	560
25	Радиальный зазор уплотнения	мм	$\delta_1 = 0,001 \cdot d_{y1}$	0,56	0,56	0,56
26	Площадь конц. зазора в уплотнении	мм <sup>2</sup>	$F_{1y} = \pi \cdot d_{1y} \cdot \delta_1$	985,20	985,20	985,20
27	Величина утечки через диафр. уплотнение	кг/с	$G_{1y} = \frac{\mu_{1y} \cdot F_{1y} \cdot G'}{\mu_1 \cdot F_1' \cdot \sqrt{z_{1y}}}$	3,994	3,655	3,272
28	Расход пара через сопловую решетку	кг/с	$G_1 = G' - G_{1y}$	201	201.4	201.7
29	Площадь выходного сечения сопловой решетки	мм <sup>2</sup>	$F_1 = \frac{G_1 \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot G_t} \cdot 10^6$	20903	22908	25573
30	Эффективный угол выхода сопл. решетки	°	$\alpha_{1\beta}$ - задается	12	12	12
31	Степень парциальности ступени	—	$e$ - задается	1,0	1,0	1,0
32	Высота сопловой решетки	мм	$l_1 = \frac{F_1 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot \sin \alpha_{1\beta}}$	32.2	37.3	42.5
33	Профиль сопловой решетки	—	Атлас профилей	С-9012А	С-9012А	С-9012А
34	Угол установки	°	$\alpha_y$ - атлас профилей	33	33	33
35	Осевая ширина	мм	$B_1$ - атлас профилей	95	95	95
36	Хорда профиля	мм	$b_1 = \frac{B_1}{\sin \alpha_y}$	174,43	174,43	174,43
37	Шаг сопловой решетки	мм	$t_1 = b_1 \cdot \bar{t}_1$	136,05	136,05	136,05
38	Количество сопловых каналов	шт	$z_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot e}{t_1}$	21	22	22
39	Ширина соплового канала в выходном сечении	мм	$a_1 = t_1 \cdot \sin \alpha_{1\beta}$	28,29	28,29	28,29
40	Коэффициент потерь энергии	—	$\xi_1$ - по приложению 2	0,0438	0,0428	0,0418

	гии сопловой решетки					
41	Коэффициент скорости	—	$\phi = \sqrt{1 - \xi_1}$	0,97	0,9782	0,9787
42	Скорость потока за соплами	м/с	$c_1 = \phi \cdot c_{1t}$	250	263	266
43	Отношение скоростей	—	$x_1 = \frac{u}{c_1}$	0,572	0,548	0,545
44	Угол направления относительной скорости за сопловой решеткой	°	$\beta_1 = \arctg \frac{\sin \alpha_{13}}{\cos \alpha_{13} - \frac{u}{c_1}}$	25	24	24
45	Относительная скорость	м/с	$w_1 = \frac{c_1 \cdot \sin \alpha_{13}}{\sin \beta_1}$	123	134	136
46	Потеря энергии сопловой решетки	кДж/кг	$h_1 = \xi_1 \cdot h_{01}$	1,45	1,48	1,47
47	Изоэнтропный теплоперепад рабочей решетки	кДж/кг	$h_{02} = \rho \cdot h_0$	4,6	4,7	4,8
48	Располагаемая энергия рабочей решетки	кДж/кг	$\bar{h}_{02} = h_{02} + \frac{w_1^2}{2 \cdot 10^3}$	12,2	13,6	13,9
49	Теоретическая относительная скорость за рабочей решеткой	м/с	$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \bar{h}_{02}}$	156	165	167
50	Давление за рабочей решеткой	МПа	$P_2$ – по i-s диаграмме	15,41	13,69	10,9
51	Параметры заторможенного потока перед раб. решеткой: а) давление	МПа	$P_1$ – по i-s диаграмме	16,07	14,25	12,56
	б) удельный объем	м <sup>3</sup> /кг	$v_1$ – по i-s диаграмме	0,0181	0,0203	0,0229
52	Отношение скоростей	—	$\varepsilon_2 = \frac{P_2}{P_1}$	0,958	0,911	0,867
53	Угол потока за рабочей решеткой	°	$\beta_{23}$ – из пояснений	22	21	21
54	Высота рабочей решетки по полному расходу	мм	$l'_2 = \frac{G \cdot v_{2t} \cdot 10^3}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \mu_2 \cdot w_{2t} \cdot \sin \beta_{23}}$	34,6	38,6	42,5
55	Диаметр надбандажного уплотнения	мм	$d_n = d + l'_2$	944,6	954,6	965,5

56	Верность ступени	—	$\theta = \frac{d}{l_2}$	26.3	23.7	21.7
57	Реакция на периферии ступени	—	$\rho_n = 1 - (1 - \rho_{cp}) \left( \frac{\theta}{\theta + 1} \right)^2$	0,18	0,19	0,20
58	Утечки через верхний зазор рабочих лопаток	кг/с	$G_{y2} = \frac{0,785d_n G'}{F_1} \sqrt{\frac{\rho_n}{1 - \rho}}$	3,907	3,680	3,490
59	Расход пара через рабочую решетку	кг/с	$G_2 = G' - G_{y1} - G_{y2}$	197.1	197.7	198.2
60	Площадь выходного сечения рабочей решетки	мм <sup>2</sup>	$F_2 = \frac{G_2 \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} \cdot 10^6$	34409,1 4	37057	46938
61	Выходная высота рабочей решетки	мм	$l_2 = \frac{F_2 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \sin \beta_{2\alpha}}$	34	37.5	42.1
62	Профиль рабочей решетки	—	Атлас профилей	P-3021- А	P-3021- А	P-3021- А
63	Шаг рабочей решетки	мм	$t_2 = b_2 \cdot \bar{t}_2$	81	80	82
64	Угол установки	°	$\beta_y$ - атлас профилей	70	70	70
	Осевая ширина	мм	$B_2$ - атлас профилей	70,87	71,07	70,68
	Хорда профиля	мм	$b_2 = \frac{B_2}{\sin \beta_y}$	42,16	42,43	42,21
65	Количество каналов рабочей решетки	шт	$z_2 = \frac{\pi \cdot d}{t_2}$	35	36	37
66	Ширина канала в выходном сечении	мм	$a_2 = t_2 \cdot \sin \beta_{2\alpha}$	15,796	15,207	15,123
67	Коэффициент потерь в рабочей решетке	—	$\xi_2$ – приложение 2	0,11	0,109	0,108
68	Коэффициент скорости рабочей решетки	—	$\psi = \sqrt{1 - \xi_2}$	0,94	0,944	0,944
69	Относительная скорость за рабочей решеткой	м/с	$w_2 = \psi \cdot w_{2t}$	147	156	158
70	Угол направления абсолютной скорости за рабочей решеткой	°	$\arctg \alpha_2 = \frac{\sin \beta_{2\alpha}}{\cos \beta_{2\alpha} - \frac{u}{w_2}}$	84	78	78.4

71	Абсолютная скорость за рабочей решеткой	м/с	$c_2 = \frac{w_2 \cdot \sin \beta_{23}}{\sin \alpha_2}$	55.4	57.2	58
72	Потеря энергии рабочей решетки	кДж/кг	$h_2 = \xi_2 \cdot \bar{h}_{02}$	1,3	1,53	1,7
73	Потеря с выходной скоростью	кДж/кг	$h_B = \frac{c_2^2}{2 \cdot 10^3}$	1,5	1,6	1,7
74	Располагаемая энергия ступени	кДж/кг	$E_0 = \chi_0 \cdot h_B^{np} + h_0 - \chi \cdot h_B$	37.5	39.5	40.4
75	Относительный лопаточный КПД	—	$\eta_{ол} = \frac{E_0 - h_1 - h_2 - h_B(1 - \chi)}{E_0}$	0,919	0,916	0,914
76	Относительная потеря энергии от утечек через диафрагму	—	$\xi_{y1} = \frac{G_{y1}}{G'} \cdot \eta_{ол}$	0,01471	0,0134 4	0,0120 4
77	Относительная потеря энергии от утечки поверх раб. лопатки	—	$\xi_{y2} = \frac{G_{y2}}{G'} \cdot \eta_{ол}$	0,014	0,014	0,013
78	Потеря энергии от утечек	кДж/кг	$h_y = (\xi_{y1} + \xi_{y2}) \cdot E_0$	1,212	1,147	1,076
79	Мощность трения и вентиляции	кВт	$N_{тв} = \lambda \cdot [d^2 + 0,04 \cdot (1 - 1 - \dots)]$	90.1	85.1	73.2
80	Тепловая потеря от трения и вентиляции	кДж/кг	$h_{тв} = \frac{N_{тв}}{G'}$	0,371	0,351	0,302
81	Относительная потеря от трения и вентиляции	—	$\xi_{тв} = \frac{h_{тв}}{E_0}$	0,00893	0,0081	0,0066 1
82	Относительная потеря от выколачивания	—	$\xi_{к} = 0,25 \cdot \frac{B_2 \cdot l_2 \cdot x_0 \cdot \eta_{ол}}{F_1}$	0,013	0,013	0,014
83	Тепловая потеря от выколачивания	кДж/кг	$h_k = \xi_k \cdot E_0$	0,5418	0,5521	0,630
84	Относительная потеря от влажности	—	$\xi_{вл} = 2 \cdot x_0 \cdot [0,9 \cdot y_0 + 0,35 \cdot (y_2 - y_0)]$	0	0	0
85	Тепловая потеря от влажности	кДж/кг	$h_{вл} = \xi_{вл} \cdot E_0$	0	0	0
86	Внутренний теплоперепад ступени	кДж/кг	$h_i = E_0 - h_1 - h_2 - h_y - h_{тв} - h_k - (1 - x) \cdot h_B$	32.4	34.1	34.9

87	Внутренний относительный КПД ступени	—	$\eta_{ол} = \frac{h_i}{E_0}$	0,864	0,863	0,864
88	Внутренняя мощность ступени	кВт	$N_i = G' \cdot h_i$	6386	6742	6917

### Турбина в целом

Внутренняя мощность турбины

$$N_i = N_i^{pc} + \sum_1^9 N_i = 13225 + 70787 = 84012 \text{ кВт}$$

$$\sum_1^9 N_i = 70787$$

– с учётом расчёта всех ступеней

Электрическая мощность турбоагрегата

$$N_э = N_i \cdot \eta_m \cdot \eta_э = 84012 \cdot 0,93 = 78100 \text{ кВт}$$

Внутренний относительный КПД турбины

$$h_{oi}^m = \frac{N_i}{G \cdot X_0} = \frac{78100}{206 \cdot 486} = 0,78$$

Строим процессы расширения пара в  $h, s$  – диаграмме в 1, 2, 3 нерегулируемых ступенях (см. рис.28 - 30).

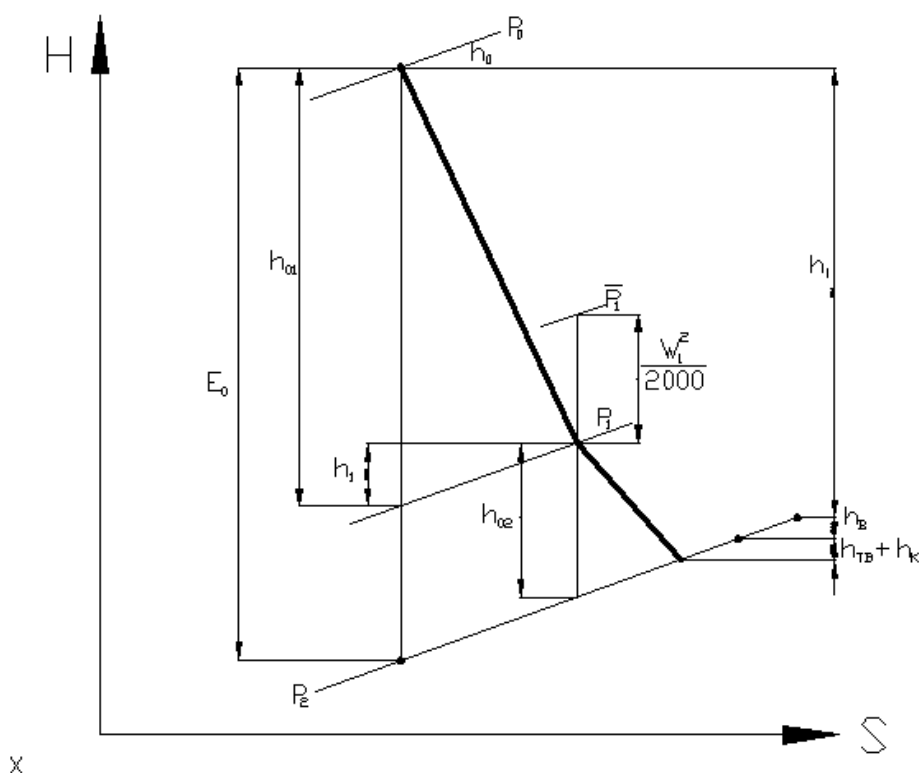


Рисунок 28 – Процесс расширения пара в 1-ой нерегулируемой ступени



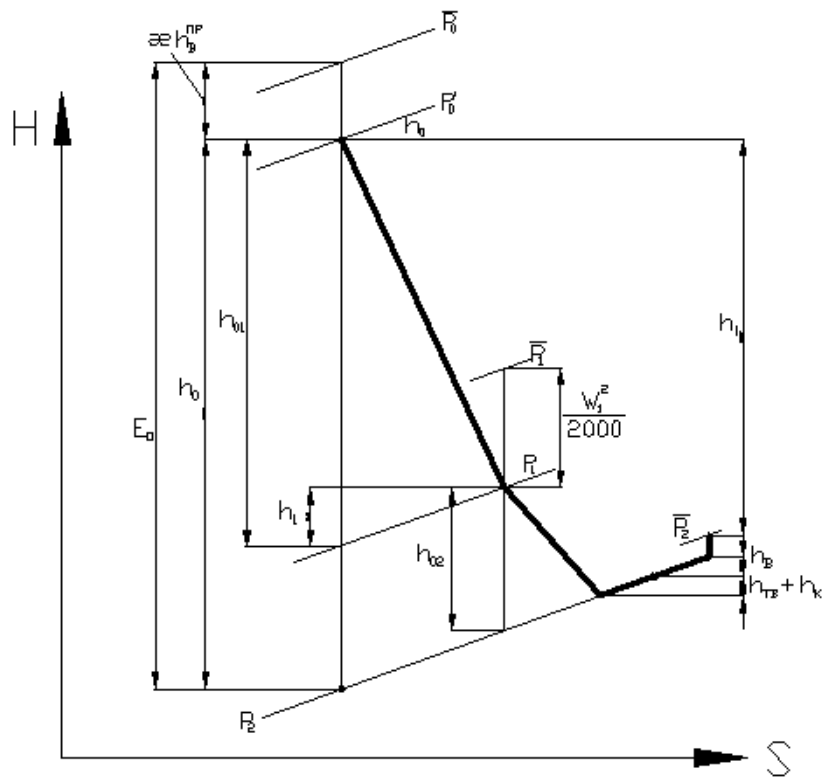


Рисунок 29 – Процесс расширения пара во 2-ой нерегулируемой ступени

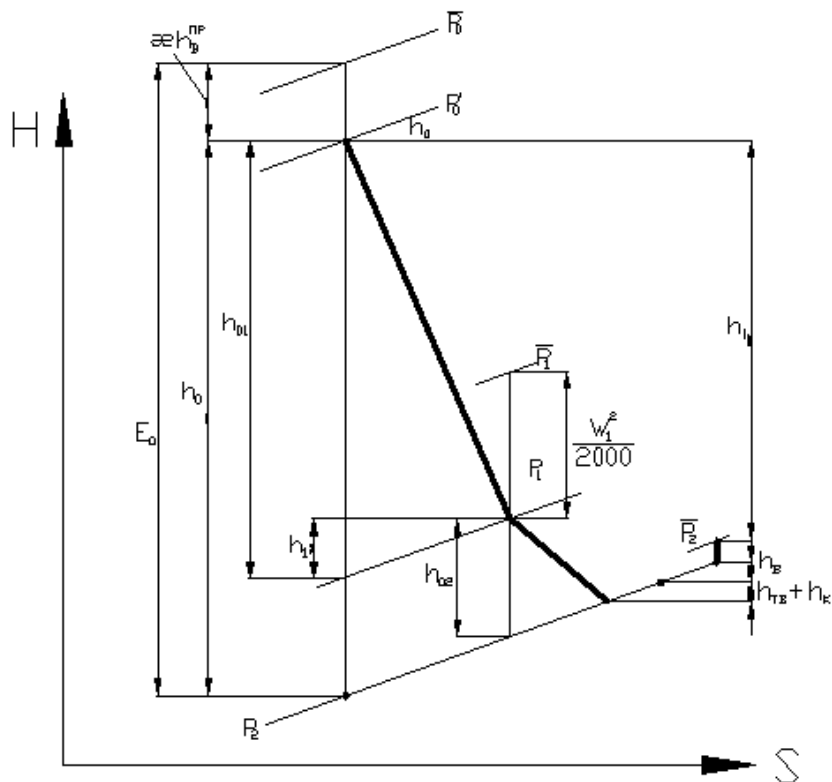


Рисунок 30 – Процесс расширения пара в 3-ей нерегулируемой ступени

### Схема концевых уплотнений

Схема концевых уплотнений представлена на рисунке 31.

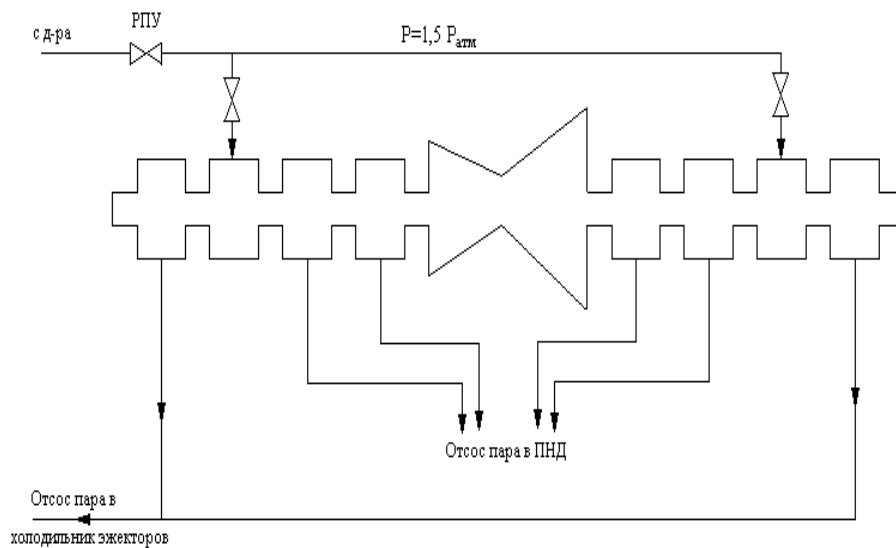


Рисунок 31 – Принципиальная схема уплотнений турбины

### Схема регулирования турбины

Схема регулирования турбины представлена на рисунке 32.

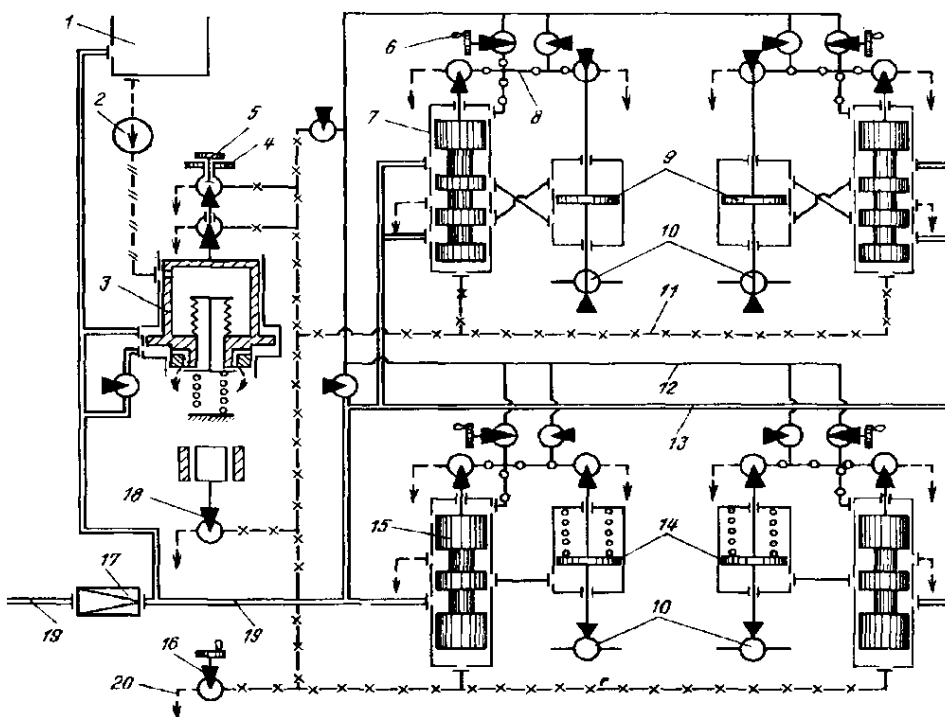


Рисунок 32 – бак подпитки импеллера; 2 – импеллер; 3 – регулятор частоты вращения; 4 – МУТ; 5 – ограничитель мощности; 6 – расширяющее устройство; 7,15 – отсечные золотники; 8 – линия обратной связи; 9, 10 – главные сервомоторы с клапанами; 11 – линия первого усиления; 12 – линия пониженного давления; 13 – линия силовой воды; 14 – сервомоторы регулирующих клапанов промежуточного перегрева; 16 – дополнительный механизм управления (регулятор давления); 17 – фильтры; 18 – ЭГП; 19 – напорный коллектор; 20 – дренаж

Турбина снабжена гидравлической системой автоматического регулирования, электрогидравлическим преобразователем, позволяющим вводить в систему регулирования электрический сигнал, а также устройствами защит, обеспечивающие останов турбины при возникновении аварийных режимов её работы.

Перестановка регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД происходит под воздействием регулятора скорости, который автоматически поддерживает число оборотов турбины с неравномерностью 4%.

Регулятор скорости снабжен механизмом управления, использующийся:

- для зарядки золотников регулятора безопасности и открытия автоматических затворов;
- для изменения числа оборотов турбины, причем обеспечивается возможность синхронизации генератора при любой частоте в системе;
- для изменения нагрузки при параллельной работе генератора.

Механизм управления может приводиться в действие в ручную, непосредственно у турбины, или со щита управления блока.

При мгновенном сбросе нагрузки вследствие отключения генератора, регулирование турбины ограничивает возрастание числа оборотов агрегата до величины, меньшей числа оборотов срабатывания регулятора безопасности. Это достигается быстрым прикрытием регулирующих клапанов.

Турбина снабжена ограничителем мощности, используемым в особых случаях для ограничения открытия регулирующих клапанов регулятором скорости. Действие ограничителя мощности одностороннее: оно не препятствует закрытию регулирующих клапанов при повышении числа оборотов при снижении нагрузки.

Для защиты от недопустимого возрастания числа оборотов, турбина снабжена регулятором безопасности. При достижении числа оборотов ротора на 11-12% сверх 3000 об/мин происходит срабатывание двух бойков, каждый из которых вызывает закрытие АЗВ, АЗС и регулирующих клапанов турбины.

Обеспечена возможность повторного открытия АЗ при снижении числа оборотов до 3030 об/мин.

Регулятор безопасности имеет указатель срабатывания бойков. Турбина снабжена электромагнитными выключателями, действие которых аналогично действию регулятора безопасности.

Электромагнитный выключатель срабатывает под воздействием:

- реле осевого сдвига;
- реле давления при аварийном снижении давления масла в системе смазки;
- вакуумного реле при падении вакуума;
- потенциометра при падении температуры острого пара в одно из стопорных клапанов ЦВД, при условии, что такое же понижение температуры имеет место в трубопроводе за котлом по той же нитке;
- датчиков по расходу дистиллята через обмотку статора генератора;
- указателей жидкости индуктивных, установленных на демпферном баке системы масляного уплотнения вала генератора, при снижении в нём уровня ниже допустимого;

- ключа дистанционного отключения турбины на блочном щите управления и защитах блока.

При отключении турбины вручную или от срабатывания электромагнитного выключателя генератор автоматически отключается от сети.

Обратные клапаны, установленные на трубопроводах нерегулируемых отборов пара к ПВД и ПНД (при давлении пара выше 1 ата), предназначены для предохранения турбины от разгона обратным потоком пара при закрытии автоматических затворов, при отключении генератора от сети. Каждый обратный клапан закрывается принудительно сервомотором гидравлического действия.

Турбоагрегат оборудован электронным регулятором с колонками дистанционного управления (КДУ) для поддержания:

- заданного давления пара в коллекторах концевых уплотнений путем воздействия на клапаны подачи пара;
- уровня в конденсатосборнике конденсатора в пределах  $\pm 200$  от номинала, этим же регулятором выключается рециркуляция конденсата при малых расходах пара в конденсатор;
- уровня конденсата греющего пара во всех подогревателях системы регенерации, кроме ПНД-1.

Турбогенератор снабжен защитными устройствами – атмосферными клапанами-диафрагмами, которые установлены на выхлопных патрубках ЦНД и открываются при повышении давления выше 1,2 атм.

В случае повышения уровня конденсата выше допустимого для совместного отключения всех ПВД с одновременным включением обводной линии и - подачи сигнала опять-таки срабатывает защитное устройство.

### Практическое занятие по теме: «Конденсационные паровые турбины»

*Цель:* изучить технические характеристики и конструкции отечественных конденсационных турбин по технической документации; сделать вывод по практической работе.

#### Методические указания

Конденсационные паровые турбины служат для превращения максимально возможной части теплоты пара в механическую работу. Они работают с выпуском (выхлопом) отработавшего пара в конденсатор, в котором поддерживается вакуум (отсюда возникло наименование). Конденсационные турбины бывают стационарными и транспортными.

Стационарные турбины изготавливаются на одном валу с генераторами переменного тока. Такие агрегаты называют турбогенераторами. Тепловые электростанции, на которых установлены конденсационные турбины, называются конденсационными электрическими станциями (КЭС). Основной конечный продукт таких электростанций – электроэнергия. Лишь небольшая часть тепловой энергии используется на собственные нужды электростанции и, иногда, для снабжения теплом близлежащего населённого пункта. Обычно это посёлки энергетиков. Доказано, что чем больше мощность турбогенератора, тем

он экономичнее, и тем ниже стоимость 1 кВт установленной мощности. Поэтому на конденсационных электростанциях устанавливаются турбогенераторы повышенной мощности.

Частота вращения ротора стационарного турбогенератора связана с частотой электрического тока 50 Герц. То есть на двухполюсных генераторах 3000 оборотов в минуту, на четырёхполюсных соответственно 1500 оборотов в минуту. Частота электрического тока вырабатываемой энергии является одним из главных показателей качества отпускаемой электроэнергии. Современные технологии позволяют поддерживать частоту вращения с точностью до трёх оборотов. Резкое падение электрической частоты влечёт за собой отключение от сети и аварийный останов энергоблока, в котором наблюдается подобный сбой.

В зависимости от назначения паровые турбины электростанций могут быть базовыми, несущими постоянную основную нагрузку; пиковыми, кратковременно работающими для покрытия пиков нагрузки; турбинами собственных нужд, обеспечивающими потребность электростанции в электроэнергии. От базовых требуется высокая экономичность на нагрузках, близких к полной (около 80%), от пиковых – возможность быстрого пуска и включения в работу, от турбин собственных нужд – особая надёжность в работе. Все паровые турбины для электростанций рассчитаны на 100 тыс. ч работы (до капитального ремонта).

Транспортные паровые турбины используются в качестве главных и вспомогательных двигателей на кораблях и судах. Неоднократно делались попытки применить паровые турбины на локомотивах, однако паротурбовозы распространения не получили. Для соединения быстроходных турбин с гребными винтами, требующими небольшой (от 100 до 500 об/мин) частоты вращения, применяют зубчатые редукторы. В отличие от стационарных турбин (кроме турбовоздуховок), судовые работают с переменной частотой вращения, определяемой необходимой скоростью хода судна.

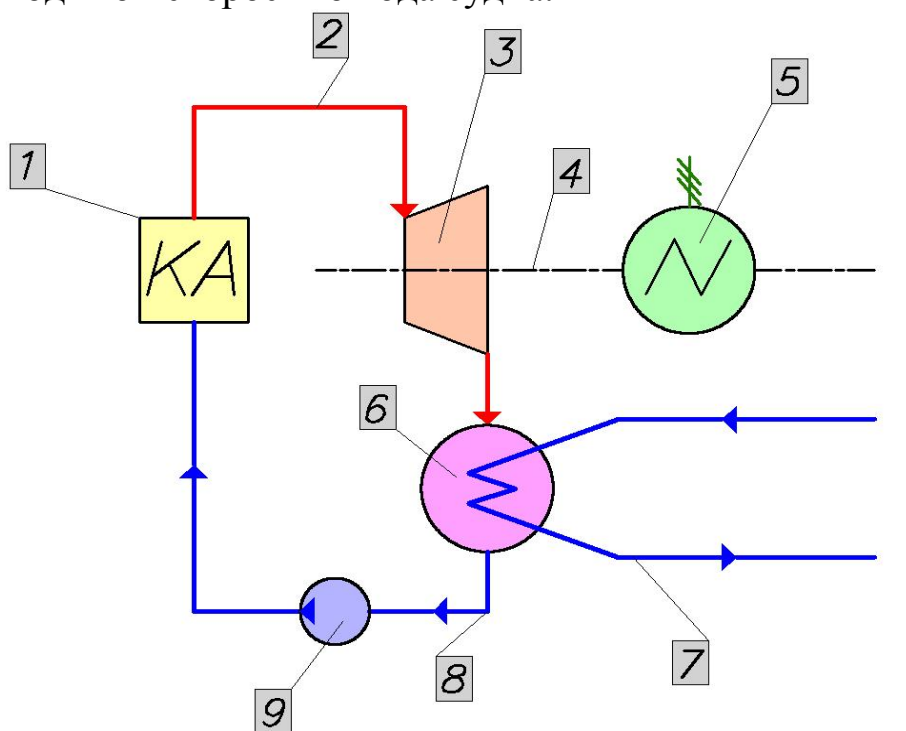


Рисунок 33 – Схема работы конденсационной турбины

На рисунке 33 представлена принципиальная схема работы КЭС. Свежий (острый) пар из котельного агрегата (1) по паропроводу (2) попадает на рабочие лопатки паровой турбины (3). При расширении, кинетическая энергия пара превращается в механическую энергию вращения ротора турбины, который расположен на одном валу (4) с электрическим генератором (5). Отработанный пар из турбины направляется в конденсатор (6), в котором, охладившись до состояния воды путём теплообмена с циркуляционной водой (7) пруда-охладителя, градирни или водохранилища по трубопроводу (8) направляется обратно в котельный агрегат при помощи насоса (9). Большая часть полученной энергии используется для генерации электрического тока.

В СССР первая конденсационная турбина была построена на Ленинградском металлическом заводе в 1924. Это была турбина мощностью 2 МВт, работавшая на паре с начальным давлением  $11 \text{ кгс/см}^2$  и температурой  $300^\circ\text{C}$ ; в 1970 там же была изготовлена одновальная конденсационная турбина мощностью 800 МВт с начальным давлением пара  $240 \text{ кгс/см}^2$  и температурой  $540^\circ\text{C}$ . В 1973 создаётся одновальная конденсационная турбина мощностью 1200 МВт, с промежуточным перегревом пара, не имеющая аналогов в мировом турбостроении в то время.

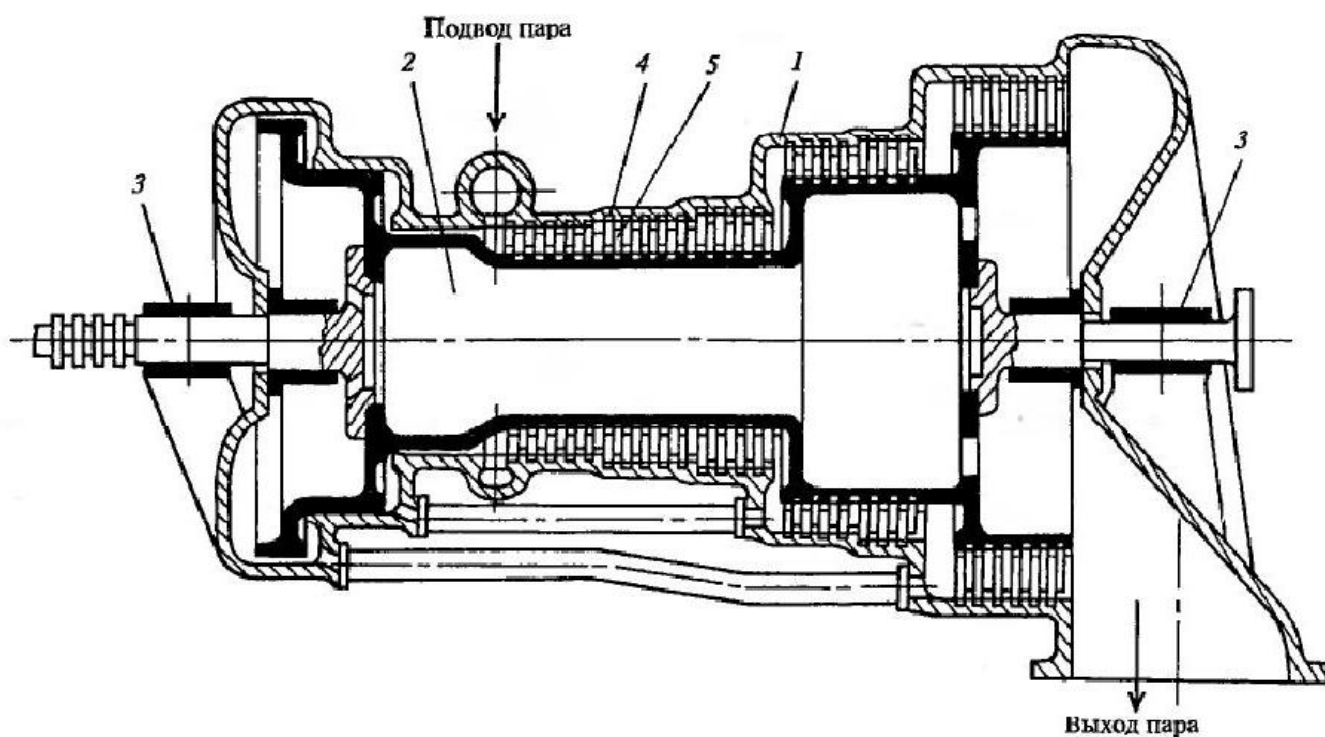


Рисунок 34 – Многоступенчатая турбина

- 1 – корпус; 2 – барабан; 3 – подшипник; 4 – сопловые лопатки одной из ступеней;  
5 – рабочие лопатки одной из ступеней

На рисунке 35 представлена схема современной конденсационной турбины в разрезе. Слева направо: Часть высокого давления (ЧВД), часть среднего давления (ЧСД), двухпоточная часть низкого давления (ЧНД).

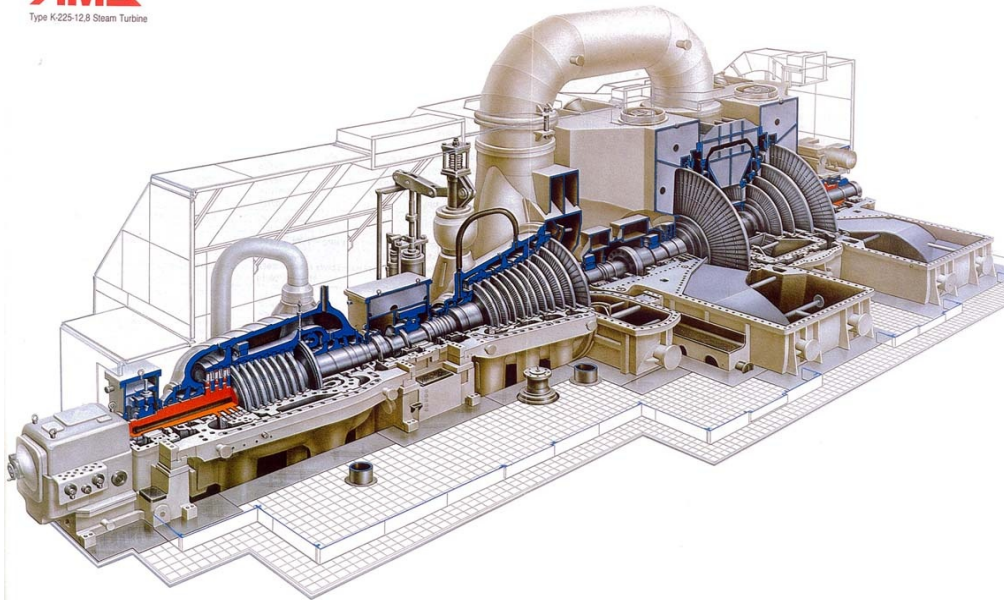


Рисунок 35 – Конденсационная турбина ЛМЗ (К-225-12,8) в разрезе

Существует несколько видов современных паровых конденсационных турбин. Конденсационная турбина мощностью 50 МВт.

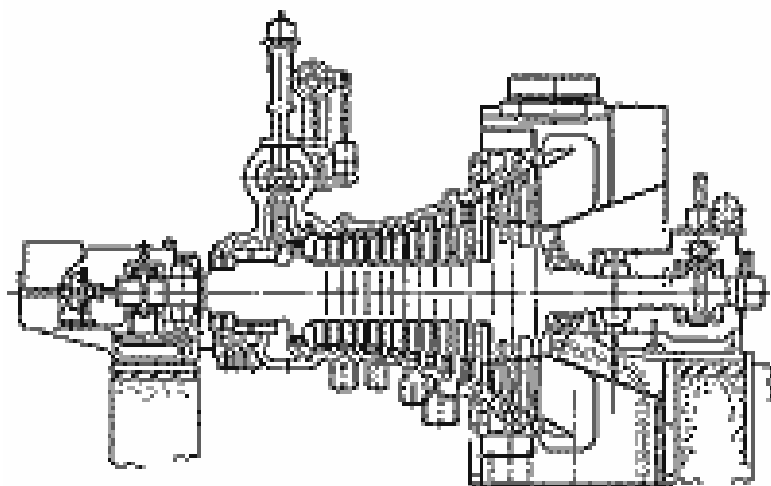


Рисунок 36 – Конденсационная паровая турбина с двойным отбором пара мощностью 50 МВт.

Турбины двойного давления приводятся в действие двумя и более потоками пара, поступающими на турбину независимо друг от друга. В агрегатах с двумя потоками пара можно выбрать оптимальные параметры пара независимо для каждого источника.

Чисто конденсационные турбины обладают рядом преимуществ, особенно при необходимости надежного источника энергии большой мощности и наличии поблизости недорогого топлива, такого как технологический побочный газ. Для увеличения теплового КПД турбины пар обычно отбирается из промежуточной ступени турбины для подогрева питательной воды.

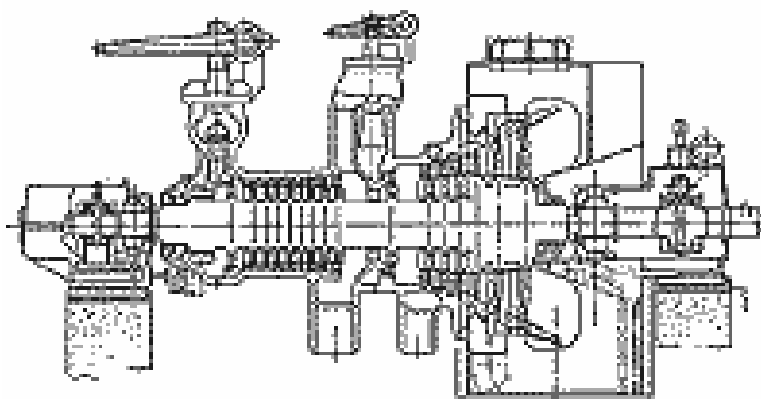
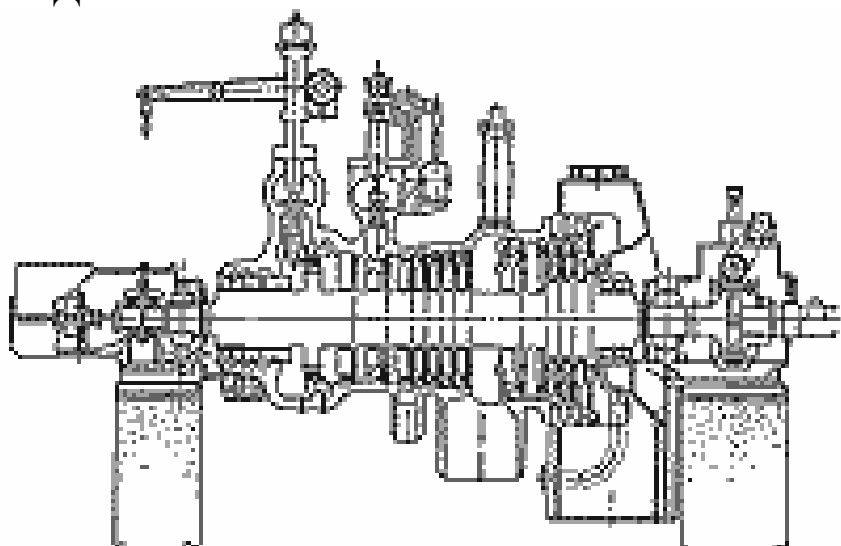


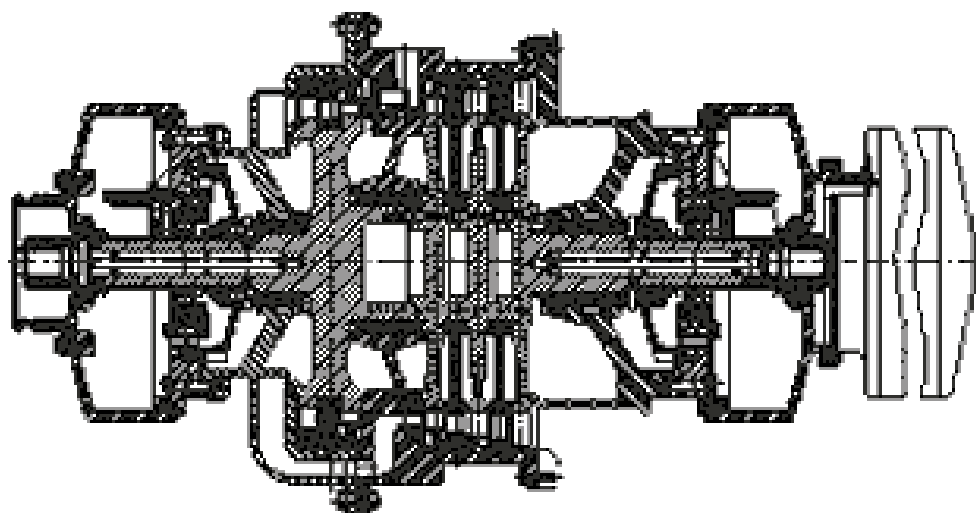
Рисунок 37 – Конденсационная турбина с промежуточным отбором пара двойного давления мощностью 35 МВт

Такой тип турбин может использоваться при установке дополнительного котла к уже имеющемуся, что является эффективным способом улучшения теплового КПД.



(Рис. 38)

Современное турбостроение базируется на применении высоких и сверхвысоких параметров пара. Известно, что КПД турбоустановки растёт с повышением параметров свежего пара и развитием регенеративного подогрева питательной воды.



(Рис.39)

Поэтому желательно повышать давление и температуру свежего пара до предельно возможных значений и увеличивать число отборов для подогрева питательной воды, а также использовать тепло отбираемого пара для технологических целей и подогрева сетевой воды в установках с подогревателями.

Предельно допустимая температура свежего пара лимитируется качеством металлов, применяемых в турбостроении, их стоимостью и технологией обработки.

### Практическое занятие по теме: «Теплофикационные паровые турбины»

*Цель:* изучить конструкции теплофикационных турбин по технической документации; сделать вывод по практической работе.

#### Методические указания

Теплофикационные паровые турбины служат для одновременного получения электрической и тепловой энергии. Но основной конечный продукт таких



турбин – тепло. Тепловые электростанции, на которых установлены теплофикационные паровые турбины, называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). К теплофикационным паровым турбинам относятся турбины с противодавлением, с регулируемым отбором пара, а также с отбором и противодавлением.

У турбин с противодавлением весь отработавший пар используется для технологических целей (варка, сушка, отопление). Электрическая мощность, развиваемая турбоагрегатом с такой паровой турбиной, зависит от потребности производства или отопительной системы в греющем паре и меняется вместе с ней. Поэтому турбоагрегат с противодавлением обычно работает параллельно с конденсационной турбиной или электросетью, которые покрывают возникающий дефицит в электроэнергии.

В турбинах с регулируемым отбором часть пара отводится из 1 или 2 промежуточных ступеней, а остальной пар идёт в конденсатор. Давление отбираемого пара поддерживается в заданных пределах системой регулирования. Место отбора (ступень турбины) выбирают в зависимости от нужных параметров пара.

У турбин с отбором и противодавлением часть пара отводится из 1 или 2 промежуточных ступеней, а весь отработавший пар направляется из выпускного патрубка в отопительную систему или к сетевым подогревателям.



Рисунок 40 – Схема работы теплофикационной турбины

### Схема работы теплофикационной турбины

Свежий (острый) пар из котельного агрегата (1) по паропроводу (2) направляется на рабочие лопатки цилиндра высокого давления (ЦВД) паровой турбины (3). При расширении, кинетическая энергия пара преобразуется в механическую энергию вращения ротора турбины, который соединён с валом (4) электрического генератора (5). В процессе расширения пара из цилиндров среднего давления производятся теплофикационные отборы, и из них пар направляется в подогреватели (6) сетевой воды (7). Отработанный пар из последней ступени попадает в конденсатор, где и происходит его конденсация, а

затем по трубопроводу (8) направляется обратно в котельный агрегат при помощи насоса (9). Большая часть тепла, полученного в котле, используется для подогрева сетевой воды.

### Практическое занятие по теме: «Газотурбинные установки (ГТУ)»

*Цель:* изучить конструкции ГТУ по технической документации; сделать вывод по практической работе.

#### Методические указания

Быстрый прогресс в области авиационного газотурбостроения привлёк внимание к газотурбинным установкам как новому типу двигателя. Известные преимущества газотурбинных установок перед паротурбинными и двигателями внутреннего сгорания определили широкий диапазон их применения в стационарной практике в первую очередь для привода генераторов, компрессоров магистральных газопроводов, насосов нефтепроводов и воздуходувок в металлургическом производстве. ГТУ могут служить механическим приводом, а также источником сжатого воздуха или горячего газа. В отличие от двигателей внутреннего сгорания отдельные процессы рабочего цикла в ГТУ протекают во времени непрерывно. Благодаря этому в любой точке тракта может быть произведен отбор рабочего тела.

Сжатый в компрессоре воздух можно частично отвести к потребителю; в этом случае избыточная мощность турбины соответственно уменьшается и в пределе сводится к нулю. К потребителю также можно подавать и горячий газ, отводимый из любой точки тракта – начиная от камеры сгорания и кончая выпускным патрубком турбины. Наиболее широкое применение получил отбор газа из выпускного патрубка. Учитывая большие расходы и высокую температуру выпускных газов, их тепло утилизируют в теплообменниках – теплофикационных подогревателях сетевой воды, паровых котлах-утилизаторах, бойлерах горячего водоснабжения и т. п. Вследствие того, что уходящие газы содержат большой избыток воздуха, их можно использовать непосредственно в паровых котлах мощных паротурбинных установок вместо атмосферного воздуха. Эта область применения ГТУ весьма перспективна, так как подобные парогазовые установки имеют повышенную экономичность даже по сравнению с паротурбинными установками.

Давление за турбиной в ГТУ может быть поднято выше атмосферного в зависимости от того, какое давление необходимо потребителю. По мере повышения противодавления избыточная мощность установки падает и в пределе ГТУ может превратиться в генератор горячего газа. В конце 40-х и в 50-е годы европейские фирмы и, в меньшей степени, американские создавали мощные ГТУ для несения.

Схема ГТУ мощностью 50 000 квт: 1 – пусковой электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – компрессор низкого давления; 4 – компрессор высокого давления; 5 – турбина высокого давления; 6 – камера сгорания высокого давления; 7 – теплофикационный подогреватель; 8 – регенератор; 9 – камера сгорания низкого

давления; 10 – турбина низкого давления; 11 – воздухоохладитель высокого давления; 12 – компрессор среднего давления; 13 – воздухоохладитель низкого давления; 14 – генератор базовой нагрузки с максимально возможным КПД. Так как температура газа перед турбиной ограничивалась определенными пределами, высокая мощность и экономичность установок достигалась в результате усложнения цикла и введения регенерации тепла уходящих из турбины газов. Таким образом были созданы отдельные ГТУ мощностью 20-30 тыс. квт, экономичность которых соответствовала экономичности паротурбинных агрегатов мощностью до 50 000 квт. Схема отечественной стационарной базовой ГТУ мощностью 50 000 квт. Расчётные параметры установки: температура газа за камерами сгорания 800 и 770° С, общая степень повышения давления 18, степень регенерации 75%, КПД при полной нагрузке 33,5%, при 50%-ной нагрузке – 27%, без регенерации — 26%.

Опыт эксплуатации этой установки, а также многих зарубежных ГТУ, выполненных по сложным схемам, показал, что вследствие ненадежности отдельных элементов установки и невозможности учесть отдельные экономические преимущества подобных установок не могут быть полностью реализованы. Дальнейший же рост единичных мощностей и экономичности паровых турбин значительно опередил ГТУ и практически исключил их использование в большой энергетике как базовых установок, тем более, что единственным реальным видом топлива для ГТУ на сегодняшний день и, очевидно, на ближайшие годы является природный газ и дистиллатное жидкое топливо. Поэтому в последние годы наметился переход к применению газовых турбин в большой энергетике в качестве пиковых агрегатов. Для современного газотурбостроения характерны рост начальной температуры газа, увеличение степени повышения давления и использование простых схем без регенерации (изредка с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами).

Охлаждение высокотемпературных элементов и применение новых жаропрочных сплавов позволили поднять начальную КПД.

ГТУ мощностью 100 000 квт типа ГТ-100-750-2 ЛМЗ: 1 – пусковая турбина; 2 – компрессор высокого давления; 3 – камера сгорания высокого давления; 4 – турбина высокого давления; 5 – камера сгорания низкого давления; 6 – турбина низкого давления; 7 – теплофикационный подогреватель; 8 – компрессор низкого давления; 9 – генератор; 10 – воздухоохладитель температуру газа для базовых ГТУ до 870° С, для пиковых до SG<sub>0</sub>C, Степень повышения давления в одном корпусе компрессора достигла восьми. При простейшей схеме ГТУ эти параметры обеспечивают КПД установки 23-26%. Способность газовых турбин к быстрому пуску и набору нагрузки, компактность агрегатов и малая металлоемкость позволяют использовать ГТУ в качестве пиковых агрегатов. Мощность установок для крупных энергосистем достигает 100 000 квт.

Температура за обеими камерами сгорания равна 750° С, общая степень повышения давления больше 25, КПД равен 28%, продолжительность пуска из холодного состояния до номинальной мощности составляет 45 мин. Для уменьшения капиталовложений в здание электростанции и ускорения ввода установок в эксплуатацию конструкции турбоагрегатов изготавливают блочными.

Блоки располагаются в специальных боксах и легко могут транспортироваться в собранном виде или крупными узлами. ГТУ служат также приводом центробежных нагнетателей магистральных газопроводов. Как правило, эти установки выполняют по простейшей схеме со свободной силовой турбиной. Технико-экономические расчёты показывают, что в установках этого типа целесообразно применять регенераторы, однако для упрощения оборудования и сокращения начальных капиталовложений многие приводные ГТУ выпускают безрегенераторов.

ГТУ с отбором воздуха. Отбор воздуха после компрессора сопровождается уменьшением полезной мощности на валу ГТУ. При отводе примерно 1/3 общего расхода воздуха избыточная мощность установки сводится к нулю. ГТУ с отбором воздуха выпускают для комбинированной подачи энергии потребителям в виде электроэнергии от генератора и сжатого воздуха от компрессора, а также для подачи только сжатого воздуха. Установки с комбинированной подачей энергии характерны тем, что изменение потребления одного из энергоносителей соответствующим образом влияет на величину второго. Поэтому такие ГТУ обычно не автономны, а их включают по одному энергоносителю в общую сеть с другими установками. В частности, на металлургических заводах используется отбор воздуха из компрессора для доменного дутья; электрогенератор при этом отдаёт энергию в общую сеть. Сокращение расхода дутьевого воздуха сопровождается увеличением выработки электроэнергии.

### Практическое занятие по теме: «Пуск и останов паровых турбин»

*Цель:* изучить мероприятия по ускорению пуска турбин высокого давления; сделать вывод по практической работе.

#### Методические указания

Увеличение времени пуска мощных турбин высокого давления привело к известным трудностям в их эксплуатации. В связи с этим сразу же после начала серийного производства этих агрегатов стали разрабатываться мероприятия по ускорению их пуска.

Наиболее эффективным мероприятием такого рода является обогрев фланцев и шпилек цилиндров высокого и среднего давления турбин.

Основным моментом, увеличивающим время пуска, является появление при нагружении турбины значительной разности температур по ширине фланцев, а также возникновение большого относительного удлинения ротора. И то и другое является следствием неравномерности прогрева отдельных узлов турбоагрегата при пуске.

Дополнительный обогрев фланцевых соединений снаружи позволяет резко сократить разность температур по ширине фланцев, между стенкой и фланцем, уменьшить относительное удлинение ротора ЦВД и ускорить пуск турбины. Что касается обогрева фланцев ЦСД, то в ряде конструкций, где корпус цилиндра оказывается менее массивным, чем ротор, обогрев фланцев может увеличить относительное сокращение ротора ЦСД. Однако такое сокраще-

ние невелико и имеет место не на всех турбинах, в то время как внешний обогрев фланцев позволяет существенно уменьшить разность температур по ширине фланцев ЦВД, которая в ряде случаев может достигнуть величины порядка 160-200°C.

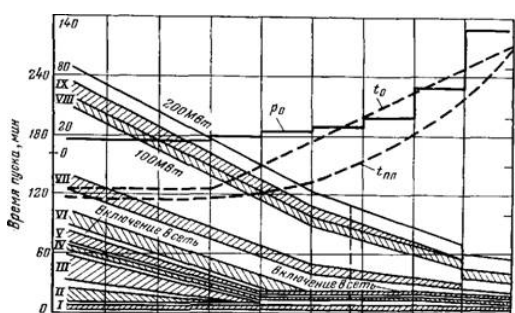
Применение обогрева фланцевых соединений вызывает необходимость дополнительного обогрева шпилек, чтобы избежать значительной разницы в температурах фланца и шпильки. Дополнительный обогрев фланцев и шпилек может быть произведен как паром, так и с помощью электрических обогревателей. Последний метод не нашел распространения, и в настоящее время на турбинах отечественного производства применяется только паровой обогрев.

Обогрев осуществляется с помощью коробов, приваренных к наружной поверхности фланцев, по которым движется греющий пар. Подвод пара к шпилькам на турбинах ЛМЗ производится через углубление в плоскости горизонтального разъема фланцев.

На турбинах ХТГЗ и ТМЗ применяется несколько иная схема обогрева. Здесь шпильки прогреваются не снаружи, а изнутри, путем подачи пара через центральные сверления, как это показано на рис.41

50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 Температура металла ЦВД В зоне регулирующей, ступени, °С

I, II, III – выдержка при 500, 1300 и 2200 об/мин; IV – выдержка при 2800 об/мин для перевода масляной системы с пускорезервного насоса на главный; V – выдержка при 3000 об/мин для прогрева и синхронизации; VI – выдержка при МВт для прогрева; VII – выдержка при 35 МВт для прогрева и перевода корпуса котла на прямоточный режим; VIII – выдержка для подключения второго корпуса котла; IX – выдержка при 125-130 МВт для прогрева третьего регулирующего клапана и перепускной трубы к нему



(Рис.41)

И тот, и другой методы имеют ряд преимуществ и недостатков. Обогрев шпилек снаружи приводит к одновременному местному обогреву фланцев, что благоприятно сказывается на распределении температур по ширине фланца и уменьшает относительное удлинение ротора ЦВД. С другой стороны, применение наружного обогрева шпилек, когда шпильки ввернуты в нижнюю половину фланца, приводит к появлению разности температур верхнего и нижнего фланцев, вызывающей тепловой прогиб корпуса турбины и соответствующее уменьшение нижних радиальных зазоров.

При прогреве шпильки изнутри разность температур между верхним и нижним фланцем отсутствует, но при этом уменьшается эффективность прогрева фланца и появляется необходимость в более тщательном регулировании подачи пара на обогрев шпилек во избежание сильного перегрева их по сравнению с фланцами.

Проведение экспериментальных пусков с обогревом фланцевого соединения выявило ряд недостатков этой системы, работающей на свежем паре.

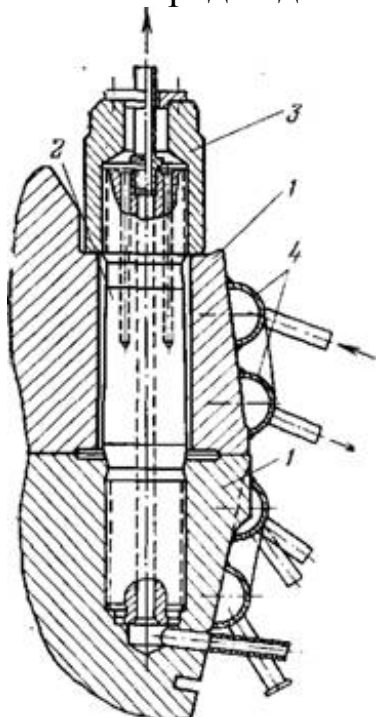


Рисунок 42 – Устройство для обогрева фланцев и шпилек ЦВД турбин УТМЗ

Подача свежего пара даже при самой тщательной регулировке приводит к тепловому удару на внешней поверхности фланца и прогреву его с недопустимо высокими скоростями. Кроме того, ввиду неравномерности прогрева корпуса изнутри по длине фланца наблюдается значительный температурный перекося. Если в области регулирующей ступени по ширине фланца сохраняется положительная разность температур (температура внутренней поверхности выше температуры наружной), то в местах, плохо обогреваемых изнутри, например, в области переднего концевого уплотнения, имеет место значительная обратная разность температур, достигающая 100-110°C. По этой же причине резко меняется температурная разность между фланцем и шпилькой по длине корпуса. На участках, недостаточно обогреваемых изнутри, температура шпильки может превысить температуру фланца, что может привести к ослаблению затяжки шпилек и пропариванию горизонтального разъёма.

В настоящее время разработаны методы реконструкции схемы обогрева фланцевого соединения. Прежде всего, это касается способа подачи греющего пара. Вместо дросселированного свежего пара предлагается подавать пар из камеры регулирующей ступени или из пространства между внутренним и внешним корпусами ЦВД. Такое решение вопроса исключает появление тепловых ударов, уменьшает температурный перекося по длине фланца, устраняет возможность перегрева фланца или шпильки. Кроме того, такая система обладает свойством саморегулирования: по мере увеличения нагрузки температура греющего пара и его расход автоматически увеличиваются, что находится в полном соответствии с режимом обогрева. При хорошо отрегулированной системе подачи пара на обогрев отдельных узлов действия персонала могут быть ограничены лишь включением и отключением обогрева.

Для уменьшения температурных перекося рекомендуется последовательное соединение каналов обогрева фланцев и шпилек, чтобы участки, находящиеся в слабо обогреваемой зоне, обогревались более холодным паром. В турбинах с промперегревом при наличии обогрева фланцев и шпилек ЦСД пар для обогрева этих узлов рекомендуется брать из линии промперегрева, чтобы обогрев фланцевого соединения как изнутри, так и снаружи производился паром одной температуры.

При хорошо отрегулированной системе обогрева фланцевого соединения и наличии достаточного опыта её эксплуатации время пуска турбины из различных тепловых состояний за счет включения обогрева может быть существенно

сокращено. Кроме того, несмотря на высокую скорость прогрева и пуска турбины, разность температур по ширине фланцев при их обогреве существенно уменьшается, что практически исключает коробление.

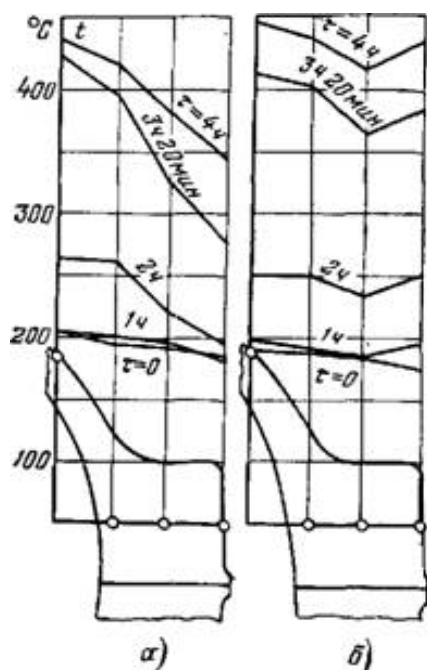


Рисунок 43 – График распределения температур по ширине фланца при обогреве фланцевого соединения: а – без обогрева; б – с обогревом

На рисунке 43 приводятся графики распределения температуры по ширине фланца при пусках с обогревом и без обогрева в зависимости от времени.

При использовании систем парового обогрева фланцевых соединений необходимо соблюдать следующие рекомендации по эксплуатации этого устройства:

- а) допустимая разность температур по ширине фланца не должна превышать  $50^{\circ}\text{C}$ ;
- б) разность температур между фланцем и шпилькой допускается не больше  $20^{\circ}\text{C}$ ;
- в) включение обогрева фланцевого соединения должно производиться при относительном удлинении ротора высокого давления не менее  $1,0\text{ мм}$ .

Включение обогрева при меньших значениях относительного удлинения ротора

недопустимо, поскольку это может привести к уменьшению входных зазоров в проточной части турбины и аксиальным задеваниям дисков ротора о диафрагмы.

Наиболее современным способом ускорения пуска мощных турбоагрегатов является применение управляющих машин и автоматов пуска.

При ручном управлении, даже при наличии большого опыта работы, обслуживающий персонал не в состоянии обеспечить пуск турбины с максимально допустимыми разностями температур и скоростями прогрева. Обычно из опасения превзойти допустимые параметры пуска прогрев ведется в замедленном темпе, что, впрочем, не исключает в отдельные моменты времени превышения допустимых скоростей прогрева.

При автоматическом пуске все пусковые операции удается осуществить с максимально допустимыми скоростями прогрева и нагружения, что, естественно, сокращает время пуска.

Устройства для программированного пуска турбоагрегата входят составной частью в схему современных информационных и управляющих вычислительных машин типа «Комплекс», «М-7» и др. Все эти машины весьма дороги и недостаточно отработаны, вследствие чего как в отечественной практике, так и за рубежом широкое распространение получают всевозможные автоматы пуска, выполняющие весьма ограниченную задачу: пуск турбоагрегата по заранее заданной программе.

Программа пуска включает в себя:

- 1) прогрев паропроводов, перепускных труб и клапанов автоматического за-  
твора;
- 2) толчок ротора турбины паром и выдержка на определенных числах оборо-  
тов;
- 3) разворот до номинального числа оборотов с выполнением условий быстрого  
прохождения критических зон;
- 4) синхронизацию и включение генератора в сеть;
- 5) подъём нагрузки по заданной программе.

В процессе проведения всех операций производится непрерывный кон-  
троль за температурой пара и металла в ряде точек. Эти данные обрабаты-  
ваются счётно-решающим устройством автомата, которое сравнивает полученные  
результаты с величинами, заложенными в памяти машины. Такими величинами  
являются допустимые разности температур и скорости повышения темпера-  
туры. Для определения последней величины счётно-решающее устройство име-  
ет дифференцирующий элемент, вычисляющий производную изменения темпе-  
ратуры по времени.

Автомат может пускать турбину не только из холодного, но и из любого  
горячего состояния. Для этого в памяти машины имеется необходимый набор  
программ.

Системы автоматизации пусковых операций, как правило, выполняются по  
простой схеме с использованием стандартных теплоизмерительных приборов в  
качестве первичных датчиков. Дублирование цепей и датчиков не предусма-  
тривается. В случае выхода из строя одного или нескольких элементов системы,  
выполнение последующих операций по пуску задерживается и на табло выда-  
ётся световой сигнал. В этом случае можно перейти на ручное управление ря-  
дом операций с последующим подключением автомата. В случае необходимо-  
сти можно полностью перейти на ручное дистанционное управление.

Применение автоматики пуск также не исключает действия защит турбо-  
агрегата. Опыт эксплуатации показывает, что применение систем автоматиче-  
ского пуска сокращает на 20-25% время пусковых операций.

Для турбин неблочного типа, работающих от общей паровой магистрали,  
эффективным мероприятием по ускорению пуска является пуск по блочному  
принципу на скользящих начальных параметрах пара. Для осуществления тако-  
го пуска необходимо, чтобы главный паропровод состоял из двух ниток, из ко-  
торых каждая имела бы соединение со всеми котлами и турбинами. Путём  
обеспаривания одной из ниток и подключения к ней пускающихся турбины и  
котла можно осуществить разворот турбоагрегата на скользящих параметрах  
пара. Для обеспечения сброса излишков пара в конденсатор устанавливается  
сбросная магистраль с охладителем пара. Подвод пара к эжекторам и на кон-  
цевые уплотнения осуществляется от соседних агрегатов.



## СОДЕРЖАНИЕ

Общие указания .....	3
Критерии оценивания практической работы .....	3
Практическое занятие по теме: «Процесс преобразования теплоты в работу на ТЭС» .....	3
Практическое занятие по теме: «Течение пара в турбинных решётках» .....	14
Практическое занятие по теме: «Тепловой расчёт осевой турбинной ступени» .....	16
Практическое занятие по теме: «Многоступенчатые паровые турбины» .....	23
Практическое занятие по теме: «Конструкция узлов и деталей паровой турбины» .....	29
Практическое занятие по теме: «Принципы работы и конструкции основных элементов паротурбиной установки» .....	35
Практическое занятие по теме: «Тепловой расчёт паровых турбин» .....	37
Практическое занятие по теме: «Конденсационные паровые турбины» .....	60
Практическое занятие по теме: «Теплофикационные паровые турбины» .....	64
Практическое занятие по теме: «Газотурбинные установки (ГТУ)» .....	66
Практическое занятие по теме: «Пуск и останов паровых турбин» .....	68