

УДК
621.311
Т-810

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

А.Д. Трухний, С.В. Петрунин

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК
УТИЛИЗАЦИОННОГО ТИПА

Методическое пособие
по курсу
“Энергетические установки”
для студентов, обучающихся по направлению “Энергомашиностроение”

УДК : 621.311

T- 801

УДК: 621.311.22.002.5:621.18(072)

Утверждено учебным управлением МЭИ

Подготовлено кафедрой паровых и газовых турбин

Рецензенты: канд. техн. наук, проф. М.И. Осипов

канд. техн. наук, доц. В.Д. Буров

Трухний А.Д., Петрунин С.В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа: Методическое пособие по курсу “Энергетические установки” . - М.: Издательство МЭИ, 2001. – 24 с.

Рассматривается формирование тепловой схемы ПГУ утилизационного типа, приводятся рекомендации по выбору опорных параметров котла-утилизатора и паротурбинной установки, тепловой расчет одноконтурного и двухконтурного котла-утилизатора, выбор концепции паровой турбины и расчет процесса расширения в ней, определение экономических показателей паровой турбины, котла, паросиловой и парогазовой установок.

Приводится пример расчета для двухконтурной ПГУ.

Для студентов энергомашиностроительного факультета, выполняющих выпускные работы на звание бакалавра, а также может быть использовано при изучении курса “Энергетические установки” и при дипломном проектировании.

Учебное издание

Трухний Алексей Данилович, Петрунин Сергей Валерьевич

**РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК
УТИЛИЗАЦИОННОГО ТИПА**

**Методическое пособие по курсу
“Энергетические установки”**

для студентов, обучающихся по направлению “Энергомашиностроение”

Редактор издательства Н.Л. Черныш

ЛР № 020528 от 05.06.97

Темплан издания МЭИ 2000 г. (II), метод.

Печать офсетная

Формат 60х80/16

Подписано в печать 05.04.01 Тираж 300

Печ. л. 1,5

Заказ № 124

Изд. № 101

Издательство МЭИ, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 14

Типография МЭИ, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 13

© Московский энергетический институт, 2001

ВВЕДЕНИЕ

В настоящем пособии рассматривается методика расчета некоторого выбранного варианта тепловой схемы одноконтурной и двухконтурной парогазовой установки (ПГУ) утилизационного типа, многократное выполнение которых позволяет достичь оптимизации параметров и оборудования.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

Перед расчетом варианта должны быть известны или выбраны следующие величины.

1. Тепловая схема парогазовой установки (ПГУ): количество газотурбинных установок (ГТУ) и котлов-утилизаторов (КУ), питающих паротурбинную установку; тип паротурбинной установки (с конденсационной турбиной, с турбиной с противодавлением или теплофикационной); схема питания деаэратора греющим паром; тип котла-утилизатора (одно-, двух-, или трехконтурный).

2. Тип и все характеристики ГТУ для номинального режима. Как правило ГТУ выбирается из имеющейся номенклатуры (см. таблицу, взятую из [1]). Для ГТУ должны быть известны, выбраны или оценены следующие параметры: расход газов G_g , температура θ_d и энтальпия I_d уходящих газов ГТУ; номинальная мощность ГТУ на клеммах генератора $N_{г}^{ГТУ}$, абсолютный электрический КПД ГТУ $\eta_{г}^{ГТУ}$, теплофизические свойства газов, а также параметры окружающей среды (барометрическое давление, температура).

3. Давление в конденсаторе p_k (для средней полосы России рекомендуется принимать $p_k = 3,5 \div 5$ кПа и допустимую влажность пара в конце процесса расширения в турбине $y_k \leq 10\%$).

4. Давление в контурах КУ. Строго говоря, давление можно окончательно выбрать только после расчета процесса расширения пара в паровой турбине, определения конечной влажности и оптимизации всех параметров тепловой схемы ПГУ. Обычно для одноконтурных ПГУ принимают давление $p_0 = 3 \div 5$ МПа, для двухконтурных $p_0^{ад} = 5 \div 7$ МПа, $p_0^{ад} = 0,5 \div 0,7$ МПа.

При реальных температурах за ГТУ такие параметры обеспечивают приемлемую конечную влажность и экономические показатели ПГУ, близкие к оптимальным.

В результате расчета тепловой схемы должны быть получены:

- параметры пара и воды по всему тракту (давления, температуры, влажность, энтальпии и расходы);
- процесс расширения пара в турбине, КПД отсеков паровой турбины и ее мощность, внутренний относительный КПД;
- абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;

- КПД котла-утилизатора;
- КПД парогазовой установки.

Перед выполнением расчетов целесообразно построить зависимость энтальпии газов I_g от температуры θ , определяемой коэффициентом избытка воздуха и химическим составом топлива.

Параметры энергетических ГТУ

	$N_{ГТУ}$, МВт	$\eta_{ГТУ}$, %	$\eta_{гс}$, %	$t_{макс}$, °C	$t_{вых}$, °C	G_B , кг/с	$G_{гс}$, кг/с	ϵ_K
ГТУ-12П	12	34,5	—	1079	470	46,8	—	15,8
ГТУ-16П	16	37,5	—	1143	466	57	—	19,6
ГТУ-25П	25	26,1	—	1225	441	82,8	—	30
ГТЭ-45П	45	—	35,7	1250	544	126,4	128,8	15,6
ГТЭ-65П	65	—	35,7	1250	544	186,4	190	15,6
ГТЭ-80П	80	—	36,7	1280	543	217,1	221,4	17,5
ГТЭ-170П	170	—	36,3	1250	547	515	525	15
ГТЭ-250П	250	—	0,377	1300	544	608	620	17,5

2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПГУ

2.1. ВЫБОР ОПОРНЫХ ТОЧЕК СХЕМЫ

Перед расчетом схемы, например, одноконтурной ПГУ (рис.1) необходимо выбрать некоторые опорные точки, определяемые либо надежностью, либо термодинамическими условиями.

Одним из основных параметров является начальная температура t_0 пара, или, при двухконтурной ПГУ, температура пара на выходе из контура высокого давления, генерируемого КУ. Чем она больше, тем выше КПД паротурбинного цикла и меньше конечная влажность. Поэтому ее следует выбирать максимально возможной, но, естественно, меньше температуры уходящих газов ГТУ t_d . При этом с уменьшением разности $\delta t_1 = \theta_d - t_0$ (рис. 1) увеличивается поверхность пароперегревателя. Обычно принимают $\delta t_1 = 40+50^\circ\text{C}$. Аналогичным образом выбирается температура пара, генерируемого контуром низкого давления; иногда ее приходится выбирать путем нескольких итераций.

Второй опорной точкой является температура питательной воды $t_{пв}$ на входе в КУ. Исключение коррозии выходных поверхностей КУ диктует иметь $t_{пв}$ на уровне 60°C . Ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов КУ θ_{yx} и снижению КПД КУ а следовательно, всей ПГУ.

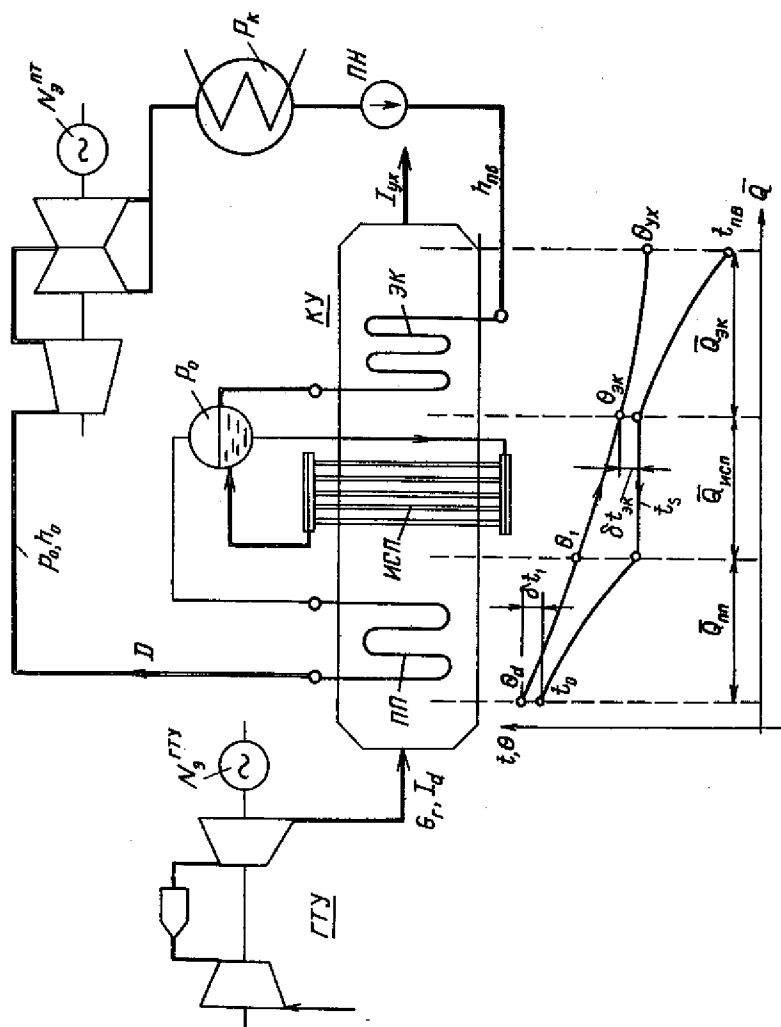


Рис.1. Принципиальная схема одноконтурной ПГУ

Третьей опорной точкой является давление в деаэраторе и способ его питания. Чаще всего для этой цели используется пар, генерируемый КУ.

После выбора опорных точек необходимо во всех узловых точках схемы нанести известные к началу расчета значения параметров (давления, температуры, энтальпии, влажности, расходов). При этом целесообразно в качестве неизвестных принять расходы пара обоих контуров $G_n^{ад}$ и $G_n^{нд}$, а расходы в других точках схемы выразить в долях от этих величин с помощью соотношений материального баланса.

2.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Располагая параметрами уходящих газов ГТУ, свежего пара и температурой питательной воды можно приступить к расчету КУ, целью которого является определение параметров пара, воды и газа по его тракту и количества теплоты, передаваемой в отдельных элементах котла-утилизатора, что позволит в дальнейшем определить их поверхность и выбрать конструктивные формы. При расчете КУ любого типа необходимо учитывать, что тепло передается от горячих газов ГТУ к воде и пару и поэтому температура газов θ_d всегда выше, чем температура воды и пара. Вместе с тем, чем меньше разность этих температур (температурный напор), тем эффективнее передается тепло от газов в паротурбинный контур. Минимальных значений температурные разности достигают (см. рис. 1) в так называемых пинч-точках (pinch- сужение, заклинивание) и обозначаются $\delta t_{ж}$. Обычно принимают $\delta t_{ж} = 8+15^\circ\text{C}$, хотя в отдельных случаях минимальный температурный напор $\delta t_{ж}$ может принимать и большее значение.

2.2.1 РАСЧЕТ ОДНОКОНТУРНОЙ СХЕМЫ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Рассмотрим простейшую одноконтурную схему КУ (см. рис. 1), представляющего собой теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла уходящих газов ГТУ происходит нагрев питательной воды, ее испарение и перегрев полученного пара до расчетных параметров.

Для каждого из элементов КУ можно записать уравнение теплового баланса. Для совместных поверхностей пароперегревателя и (испарителя) оно будет иметь следующий вид:

$$G_g(I_d - I_{жк}) = G_n(h_0 - h_{жк}), \quad (2.1)$$

где h_0 — начальная энтальпия пара, $I_{жк}$, $h_{жк}$ — энтальпия газов и воды в пинч-точке.

Энтальпия

$$I_{жк} = c_{гг}(t_s + \delta t_{жк}),$$

где $c_{гг}$ — теплоемкость уходящих газов ГТУ при постоянном давлении и данной температуре, t_s — температура насыщенного пара при выбранном давлении p_0 ; G_n — расход пара; I_d — энтальпия газов на входе в КУ. Так как

$h_{ж} = h'(p_0)$, где h' – энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении p_0 , то массовый расход генерируемого пара

$$G_n = G_r(I_d - I_{ж})/G_n(h_0 - h_{ж}). \quad (2.2)$$

Уравнение теплового баланса для экономайзера

$$G_r(I_{ж} - I_{гх}) = G_n(h_{ж} - h_{пв}), \quad (2.3)$$

где $I_{гх}$ – энтальпия уходящих газов, $h_{пв}$ – энтальпия питательной воды на входе в КУ.

Из (2.3) определяется температура уходящих газов $\theta_{гх}$:

$$\theta_{гх} = \theta_{ж} - G_n(h_{ж} - h_{пв})/(c_{гх}G_r). \quad (2.4)$$

Полученные данные позволяют определить КПД КУ (коэффициент утилизации):

$$\eta_{ку} = (I_d - I_{гх})/(I_d - I_a), \quad (2.5)$$

где I_a – энтальпия газов при температуре окружающей среды θ_a . Если принять, что изобарические теплоемкости газов на входе в КУ и выходе из него примерно равны, то можно воспользоваться следующей формулой:

$$\eta_{ку} = (\theta_d - \theta_{гх})/(\theta_d - \theta_a). \quad (2.6)$$

В результате расчета необходимо построить диаграмму $t - \bar{Q}$ (см. рис. 1), где \bar{Q} – тепло, передаваемое газами рабочему телу ГТУ по ходу их движения в КУ:

$$\bar{Q}_{исп} = Q_{исп}/Q_{ку}; \quad \bar{Q}_{шт} = Q_{шт}/Q_{ку}; \quad \bar{Q}_{ж} = Q_{ж}/Q_{ку}; \\ \bar{Q}_{ку} = Q_{шт} + Q_{исп} + Q_{ж},$$

а $Q_{шт}$, $Q_{исп}$, $Q_{ж}$ – абсолютные значения теплоты, отданные газами ГТУ.

2.2.2. РАСЧЕТ ДВУХКОНТУРНОЙ СХЕМЫ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Целесообразность использования многоконтурных схем обусловлена желанием повысить КПД КУ за счет уменьшения потерь с уходящими газами (рис. 2). Для того чтобы снизить $\theta_{гх}$ необходимо увеличить массовый расход питательной воды, но это при использовании одного контура приведет к тому, что расчетная температура t_0 на выходе из котла не будет достигнута.

В многоконтурной схеме расход питательной воды в КУ не является постоянным по тракту. На входе в котел он максимален, что способствует уменьшению потерь с уходящими газами, а на выходе – минимален, что позволяет перегреть пар до расчетной температуры t_0 .

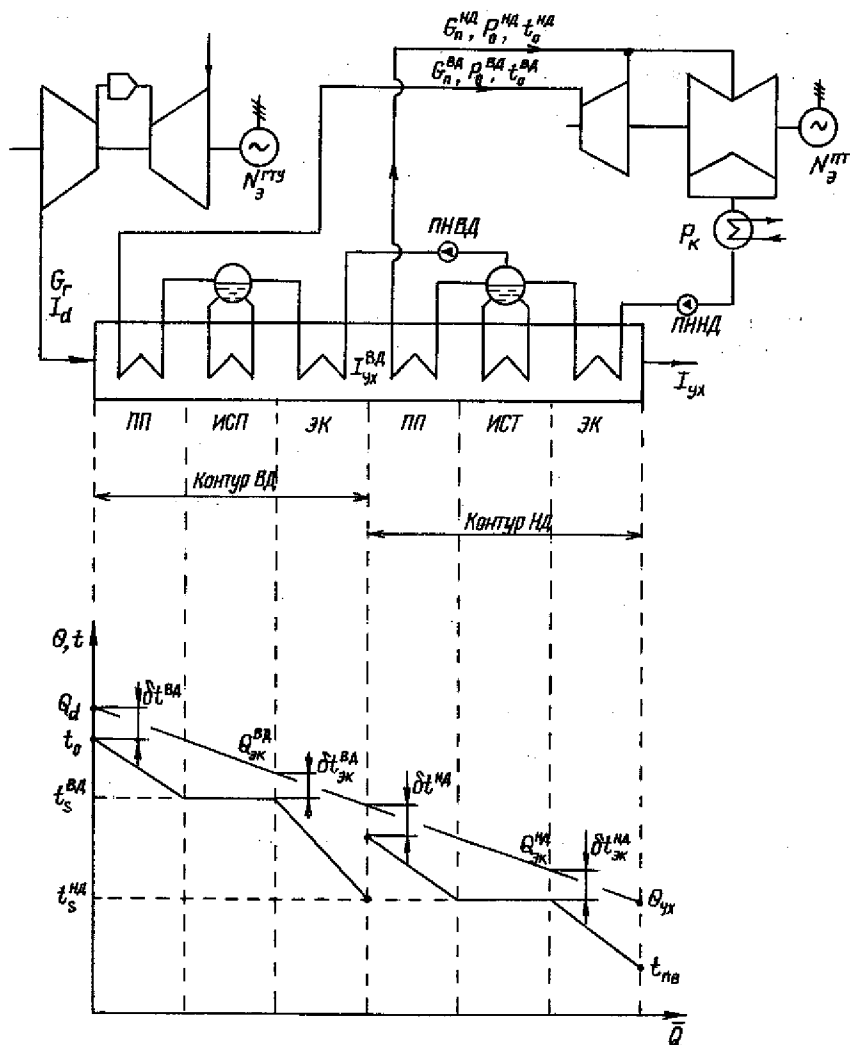


Рис.2. Принципиальная схема двухконтурной ПГУ (деаэратор и рециркуляция питательной воды не показаны)

Расчет двухконтурного котла-утилизатора ведется последовательно: сначала рассчитывается контур высокого давления, а затем — низкого давления.

Для расчета контура ВД заданы (или выбраны ранее): температура свежего пара контура высокого давления $t_0 = t_0^{\text{в.д.}}$; давление в контуре $p_0 = p_0^{\text{в.д.}}$ (что позволяет определить энтальпию свежего пара); расход газов G_r и их температура θ_d на выходе из ГТУ; энтальпия питательной воды $h_{\text{зк}}^{\text{в.д.}}$ на входе в экономайзер высокого давления.

Из уравнений теплового баланса совокупной поверхности пароперегревателя и испарителя и отдельно экономайзера высокого давления имеем:

$$G_r(I_d - I_{\text{зк}}^{\text{в.д.}}) = G_{\text{п}}^{\text{в.д.}}(h_0^{\text{в.д.}} - h_{\text{зк}}^{\text{в.д.}}); \quad (2.7)$$

$$G_r(I_{\text{зк}}^{\text{в.д.}} - I_{\text{ух}}^{\text{в.д.}}) = G_{\text{п}}^{\text{в.д.}}(h_{\text{зк}}^{\text{в.д.}} - h_{\text{зк}}^{\text{н.д.}}). \quad (2.8)$$

Из этих уравнений определяется расход пара, генерируемый контуром высокого давления,

$$G_{\text{п}}^{\text{в.д.}} = G_r(I_d - I_{\text{зк}}^{\text{в.д.}})/(h_0^{\text{в.д.}} - h_{\text{зк}}^{\text{в.д.}}) \quad (2.9)$$

и энтальпия уходящих газов контура высокого давления

$$I_{\text{ух}}^{\text{в.д.}} = I_{\text{зк}}^{\text{в.д.}} - G_{\text{п}}^{\text{в.д.}}(h_{\text{зк}}^{\text{в.д.}} - h_{\text{зк}}^{\text{н.д.}})/G_r, \quad (2.10)$$

позволяющая определить температуру уходящих газов $\theta_{\text{ух}}^{\text{в.д.}}$, которая является начальной температурой газов для контура низкого давления — $\theta_0^{\text{н.д.}}$.

Совершенно аналогично определяются расход пара контура низкого давления и энтальпия уходящих газов КУ и тепло, передаваемое в каждом из его элементов. После этого следует построить тепловую диаграмму КУ — зависимость температуры рабочих сред в его элементах от относительных значений передаваемого тепла (см. рис. 2).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНЦЕПЦИИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ПАРА В НЕЙ

3.1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ И ЧИСЛА ЦИЛИНДРОВ

При выборе концепции паровой турбины прежде всего определяется ее облик: число цилиндров и их состав.

Поскольку ПГУ утилизационных ПГУ не имеют системы регенерации, то суммарный объемный расход, проходящий через последнюю ступень

$$Gv_{\Sigma} = (G_0^{\text{в.д.}} + G_0^{\text{н.д.}}) v_{\Sigma}, \quad (3.1)$$

где $G_0^{вд}$ и $G_0^{нд}$ – количество пара, поступающего в части высокого давления и низкого давления турбины, v_z – конечный удельный объемный расход пара.

Для выбора размеров последней ступени целесообразно использовать опытные характеристики готовых последних ступеней, например ЛМЗ [2]. Это позволит при некоторых отступлениях от них гарантировать возможность ее технического исполнения. Выбрав одну из имеющихся ступеней, определяют для нее по графику оптимальное значение $(Gv_z)_{опт}$ и число выходов

$$i = Gv_z / (Gv_z)_{опт} \quad (3.2)$$

которое округляется до ближайшего целого числа. При $i = 1$ паровая турбина выполняется одноцилиндровой, однопоточной, состоящей из ЧВД (часть высокого давления) и ЧНД (часть низкого давления). При $i = 2$ ее надо выполнить из двух цилиндров: ЦВД (цилиндр высокого давления) и одного двухпоточного ЦНД (цилиндр низкого давления).

3.2. РАЗМЕЩЕНИЕ КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ

На следующем этапе оценивают необходимость выделения отдельной камеры в ЧВД, в которой смешивается пар из контура низкого давления в количестве $G_0^{нд}$ и пар, прошедший ЧВД, в количестве $G_0^{вд}$. Для этого оценивается объемный расход, приходящийся на один поток в ЧНД:

$$(Gv)_0^{ЧНД} = (G_0^{вд} + G_0^{нд})v_0^{нд} / i, \quad (3.3)$$

где $v_0^{нд}$ – удельный расход пара, взятый по параметрам на выходе из контура низкого давления. Величина $(Gv)_0^{ЧНД}$ сравнивается с объемным расходом пара $(Gv)_0$ выполненных ЧНД. Если они близки, то это означает, что камера смешения должна располагаться либо перед ЧНД (в одноцилиндровой турбине), либо отсутствовать вовсе (пар из контура низкого давления КУ должен подаваться непосредственно в паровпуск ЦНД). Если, как это обычно бывает, $(Gv)_0^{ЧНД}$ существенно меньше Gv_0 , то в ЧВД необходимо разместить камеру смешения за несколько ступеней до ЧНД.

3.3. ВЫБОР ТИПА ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Выбор типа парораспределения ПГУ в составе ПГУ определяется не только требованиями работы при переменных нагрузках, но и условиями работы КУ, в частности, надежностью работы поверхностей нагрева.

Наиболее экономичный режим работы ПГУ в составе ПГУ – режим скользящих параметров пара за контурами высокого давления и низкого давления. Поэтому для паровых турбин ПГУ предпочитают дроссельное парораспределение с фактическим режимом работы на скользящем давлении. В некоторых случаях используют сопловое парораспределение, однако для этого необходимо специальное обоснование.

3.4. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ПАРА В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Расчет процесса расширения пара в турбине ведут с использованием относительных внутренних КПД отсеков ее проточной части. Для их определения рекомендуется использовать соотношения, приведенные в разделе 6.4 [3]. Рассчитав процесс расширения пара вд от состояния перед стопорным клапаном (точка 0 на рис. 3) до давления пара в камере смешения (точка А), определяют в ней энтальпию $h_{\kappa}^{вд}$, температуру $t_{\kappa}^{вд}$ при известном давлении $p_0^{вд}$. Точка В соответствует параметрам пара на выходе из контура низкого давления КУ.

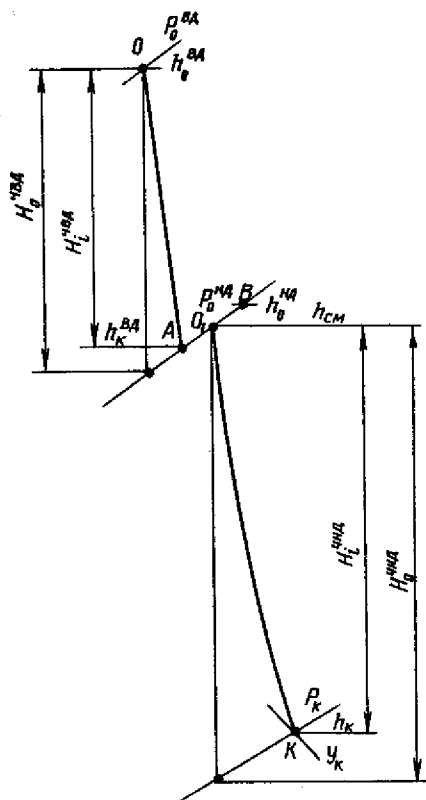


Рис. 3. Процесс расширения пара в паровой турбине двух давлений ПГУ

Для определения состояния пара в камере смешения $h_{см}$ (точка 0₁ на рис. 3) используется уравнение смешения

$$G_0^{в.д} h_k^{в.д} + G_0^{н.д} h_0^{н.д} = (G_0^{в.д} + G_0^{н.д}) h_{см}. \quad (3.4)$$

Далее рассчитывается процесс расширения пара в ЧНД по рекомендациям (раздел 6.4 [3]), в результате чего определяется конечная точка процесса К и параметры в ней (см. рис. 3).

Необходимо удовлетворить условию допустимой влажности y_k , которая зависит от длины лопатки последней ступени. Для длинных лопаток конденсационных турбин она не должна превышать 7+8%.

3.5. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПТУ, ПСУ И ПГУ

При определении мощности паровой турбины и КПД ПТУ необходимо учесть, что $\eta_{01}^{ЧВД}$, $\eta_{01}^{ЧНД}$ отличаются и расход через ЧВД и ЧНД также различен. Внутреннюю мощность паровой турбины можно определить из соотношения

$$N_i^{ПТ} = H_i^{ЧВД} G_0^{в.д} + H_i^{ЧНД} (G_0^{в.д} + G_0^{н.д}), \quad (3.5)$$

где $H_i^{ЧВД}$ – использованный теплоперепад ЧВД, $H_i^{ЧНД}$ – использованный теплоперепад ЧНД (см. рис. 3).

Электрическая мощность ПТУ

$$N_3^{ПТ} = N_i^{ПТ} \eta_{мех} \eta_{эл.г} \quad (3.6)$$

где $\eta_{мех}$ и $\eta_{эл.г}$ – КПД механический и электрического генератора соответственно.

Суммарная электрическая мощность ПГУ

$$N_3^{ПГУ} = N_3^{ПТ} + N_3^{ПГУ}, \quad (3.7)$$

где $N_3^{ПГУ}$ – суммарная мощность всех ГТУ.

Абсолютный электрический КПД ПТУ

$$\eta_3^{ПТ} = N_3^{ПТ} / Q_{ку}, \quad (3.8)$$

где $Q_{ку} = G_r(I_d - I_{yx})$ – теплота, подведенная в КУ.

Абсолютный электрический КПД ПСУ

$$\eta_3^{ПСУ} = \eta_3^{ПГУ} \cdot \eta_{ку} \quad (3.9)$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ определяется по соотношению

$$\eta_3^{ПГУ} = \eta_3^{ПТ} + (1 - \eta_3^{ПТ}) \cdot \eta_3^{ПСУ} \quad (3.10)$$

или

$$\eta_3^{ПГУ} = N_3^{ПГУ} / Q_{к.с} = N_3^{ПГУ} / (N_3^{ПТ} / \eta_3^{ПТ}), \quad (3.11)$$

где $Q_{к.с}$ – количество теплоты, подведенной в камере сгорания ГТУ.

Схема КУ, показанная на рис. 2, включает только основные принципиально необходимые элементы. Реальная схема имеет деаэратор, питаемый паром из контура низкого давления или из паровой турбины (иногда деаэратор совмещают с деаэрирующим конденсатосборником конденсатора или даже его деаэрационную колонку устанавливают на барабане низкого давления КУ); газоконденсатного подогревателя (ГПК), нагревающий конденсат перед его подачей в деаэратор и охлаждающий уходящие газы котла, смеситель, обеспечивающий необходимую температуру конденсата перед подачей его в КУ. Во всех этих случаях необходимо составить конкретные уравнения теплового и материального баланса и решить их. Подход к составлению этих уравнений сформулирован ниже.

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДВУХКОНТУРНОЙ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

4.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

В качестве примера рассмотрим расчет двухконтурной ПГУ, опираясь на следующие исходные данные.

1. Тепловая схема (рис. 4) включает в себя две одинаковые ГТУ, два одинаковых КУ с ГПК, деаэратор и паровую турбину с конденсацией отработавшего пара. Деаэратор питается паром из коллектора, к которому присоединены трубопроводы контуров низкого давления обоих КУ.

Каждая из двух параллельно работающих ГТУ сбрасывает выхлопные газы в собственный КУ.

Потоки перегретого пара, выходящие из контуров высокого давления двух КУ, смешиваются в общем коллекторе и подаются к паровой турбине. Потоки пара вышедшие из контура низкого давления также перемешиваются друг с другом и подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД.

2. Каждая ГТУ имеет следующие характеристики:

- электрическая мощность $N_e = 110$ МВт;
- расход уходящих газов $G_r = 356$ кг/с;
- температура газов на выходе $\theta_d = 550^\circ\text{C}$;
- электрический КПД ГТУ $\eta^{ГТУ} = 35\%$.

3. Уходящие газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания. Зависимость энтальпии газов от температуры показанная на рис. 5 получена по методам, изложенным в [4].

4. Температура наружного воздуха $t_{н.в} = 15^\circ\text{C}$, давление $p_{н.в} = 10^5$ Па.

5. Давление в конденсаторе $p_k = 5$ кПа; допустимая влажность $\gamma_k = 10\%$.

6. Давление в контурах КУ: $p_0^{н.д} = 5$ МПа; $p_0^{в.д} = 0,5$ МПа.

7. Давление в деаэраторе $p^A = 0,5$ МПа.

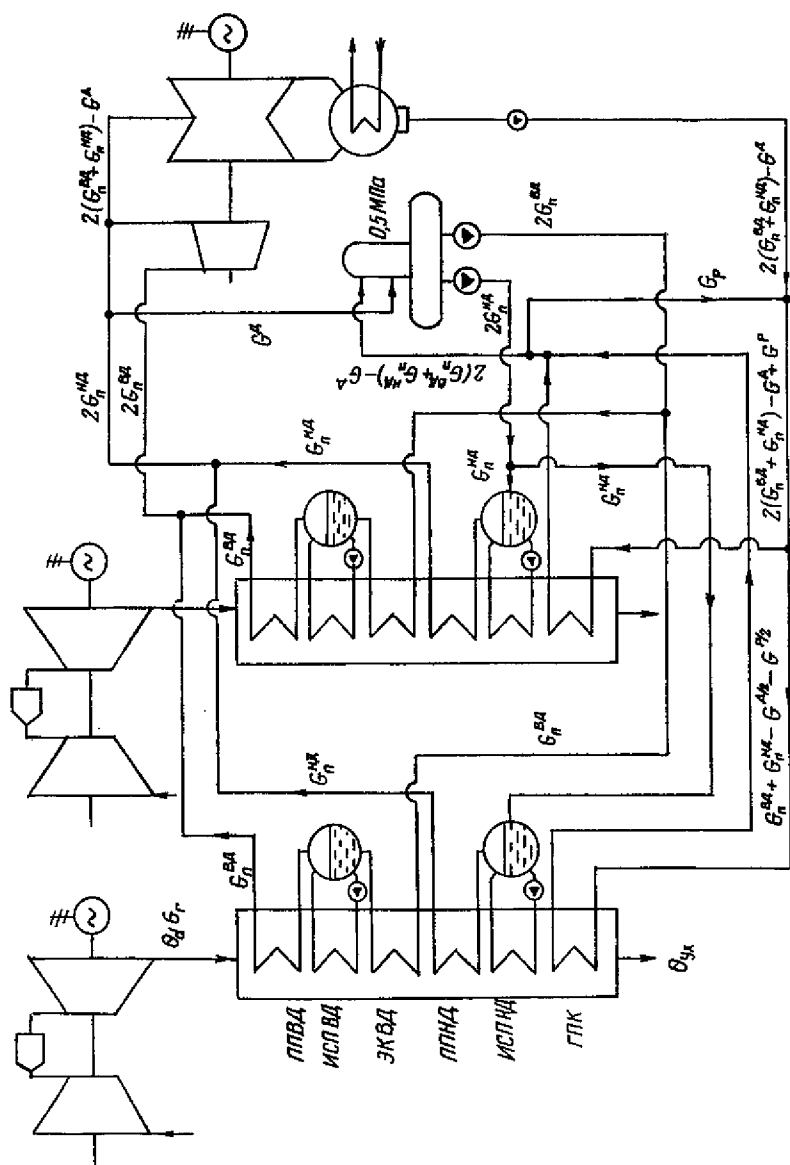


Рис. 4. К примеру расчета двухконтурной ТПУ с двумя КУ

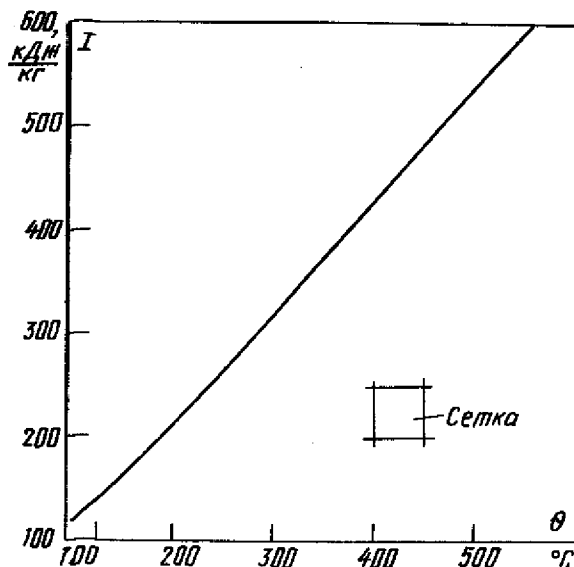


рис.5. Диаграмма зависимости энтальпии уходящих газов ГТУ от температуры

Энтальпию пара и воды будем определять по таблицам [5].

Необходимыми температурными напорами будем задаваться в процессе расчета.

При проведении дальнейших расчетов будем пренебрегать падением давления вследствие гидравлического сопротивления тракта КУ, а также увеличением энтальпии и температуры воды при повышении ее давления в насосах.

4.2. РАСЧЕТ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Исходя из данной схемы, можно составить уравнения теплового и материального баланса соответствующие различным элементам КУ. Уравнения материального баланса отражают стационарность потока среды, они очевидны и результаты их решения представлены на рис. 4 над линиями трубопроводов.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления одного КУ уравнение теплового баланса

$$G_{\Gamma}(I_d - I_{\text{эк}}^{\text{в.д}}) = G_{\text{п}}^{\text{в.д}}(h_0^{\text{в.д}} - h_{\text{эк}}^{\text{в.д}}), \quad (4.2)$$

где $G_r = 356$ кг/с – расход газов, покидающих одну ГТУ; $I_d = 595,5$ кДж/кг – энтальпия газов, покидающих ГТУ; $h_0^{в.д} = 3480,2$ кДж/кг – энтальпия пара на выходе из перегревателя высокого давления КУ при $p_0^{в.д} = 5$ МПа; $t_0^{в.д} = 520^\circ\text{C}$; $h_{зк}^{в.д} = 1154,6$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления (в состоянии насыщения при давлении $p_0^{в.д}$).

Выбрав температурный напор $\delta t_{зк} = 31^\circ\text{C}$, найдем температуру газов

$$\theta_{зк}^{в.д} = t_s + \delta t_{зк} = 264 + 31 = 295^\circ\text{C},$$

а по ней (рис. 5) энтальпию газов перед экономайзером высокого давления $I_{зк}^{в.д} = 310$ кДж/кг.

Из уравнения (4.2) определим расход пара высокого давления, генерируемый одним КУ:

$$\begin{aligned} G_{п}^{в.д} &= G_r(I_d - I_{зк}^{в.д}) / (h_0^{в.д} - h_{зк}^{в.д}) = \\ &= 356(595,5 - 310) / (3480,2 - 1154,6) = 43,7 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Для экономайзера контура высокого давления будет справедливым следующее соотношение:

$$G_r(I_{зк}^{в.д} - I_{ух}^{в.д}) = G_{п}^{в.д} (h_{зк}^{в.д} - h_d), \quad (4.3)$$

где $h_d' = 640$ кДж/кг – энтальпия питательной воды, поступающей из деаэратора (принимая давление в деаэраторе $p^d = 0,5$ МПа); $I_{ух}^{в.д}$ – энтальпия газов, покидающих теплообменники контура ВД (энтальпия газов за экономайзером контура высокого давления), которую требуется определить:

$$\begin{aligned} I_{ух}^{в.д} &= I_{зк}^{в.д} - G_{п}^{в.д} (h_{зк}^{в.д} - h_d) / G_r = \\ &= 310 - 43,7(1154,6 - 640) / 356 = 247 \text{ кДж/кг}, \end{aligned}$$

что соответствует температуре газов $\theta_{ух}^{в.д} = 235^\circ\text{C}$.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ:

$$G_r(I_{ух}^{в.д} - I_{ГПК}) = G_{п}^{в.д} (h_0^{в.д} - h_{зк}^{в.д}). \quad (4.4)$$

В этом соотношении энтальпия газов на входе в ГПК $I_{ГПК}$ определяется по температуре:

$$\theta_0^{в.д} = t_s + \delta t_0^{в.д} = 152 + 20 = 172^\circ\text{C},$$

где $\delta t_0^{в.д} = 20^\circ\text{C}$ – выбранный температурный напор в пинч-точке. Получаем $I_{зк}^{в.д} = 180$ кДж/кг. Энтальпия пара на выходе из контура низкого давления определяется по давлению в контуре $p_0^{в.д} = 0,5$ МПа и температуре $t_0^{в.д} = \theta_{ух}^{в.д} - \delta t^{в.д} = 235 - 30 = 205^\circ\text{C}$, где $\delta t^{в.д} = 30^\circ\text{C}$ – принятый температурный напор. Получаем $h_0^{в.д} = 2866$ кДж/кг. Энтальпия

воды в барабане контура низкого давления (энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении $p_0^{н.д.}$) $h_6^{н.д.} = 640$ кДж/кг.

Из уравнения (4.4) определяем расход пара через контур низкого давления КУ:

$$G_n^{н.д.} = G_r(I_{yx}^{н.д.} - I_{гпк}) / (h_0^{н.д.} - h_6^{н.д.}) = \\ = 356(247 - 180) / (2866 - 640) = 10,71 \text{ кг/с.}$$

Принимаем температуру питательной воды на входе в ГПК $t_{п.в.} = 60^\circ\text{C}$. Тогда ей соответствует энтальпия $h_{п.в.} = 251$ кДж/кг.

Будем считать, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно. Примем энтальпию воды за ГПК $h_{гпк} = 460$ кДж/кг, ей соответствует температура $t_{гпк} = 110^\circ\text{C}$.

Из уравнения теплового баланса для деаэратора

$$[2(G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.}) - G^d]h_{гпк} + G^d h_0^{н.д.} = 2(G^{н.д.} + G^{н.д.})h_d, \quad (4.5)$$

найдем расход пара на деаэратор:

$$G^d = 2(G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.})(h_d - h_{гпк}) / (h_0^{н.д.} - h_{гпк}) = \\ = 2(43,7 + 10,71)(640 - 460) / (2866 - 460) = 8,14 \text{ кг/с.}$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения потоков конденсата из конденсатора и линии рециркуляции

$$[2(G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.}) - G^d]h_k + G^d h_{гпк} = [2(G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.}) - G^d + G^d]h_{п.в.}, \quad (4.6)$$

где $h_k = 138$ кДж/кг – энтальпия конденсата в состоянии насыщения при $p_k = 5$ кПа, позволяет найти расход рециркуляции

$$G^p = [2(G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.}) - G^d](h_{гпк} - h_k) / (h_{гпк} - h_{п.в.}) = \\ = [2(43,7 + 10,71) - 8,14](251 - 138) / (460 - 251) = 54,43 \text{ кг/с.}$$

Из уравнения теплового баланса для ГПК

$$G_r(I_{гпк} - I_{yx}) = (G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.} - G^d/2 + G^p/2)(h_{гпк} - h_{п.в.}) \quad (4.7)$$

найдем энтальпию уходящих газов КУ:

$$I_{yx} = I_{гпк} - (G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.} - G^d/2 + G^p/2)(h_{гпк} - h_{п.в.}) / G_r = \\ = 180 - (43,7 + 10,71 - 8,14/2 + 54,43/2)(460 - 251) / 356 = \\ = 134,5 \text{ кДж/кг.}$$

Температура уходящих газов (см. рис. 5) $\theta_{yx} = 120^\circ\text{C}$.

КПД КУ определим по формуле (2.5):

$$\eta_{ку} = (I_d - I_{yx}) / (I_d - I_a) = (595,5 - 134,5) / (595,5 - 15,4) = 0,795.$$

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл,

$$Q_{\text{гв}} = 2G_{\text{г}}(I_d - I_{\text{гк}}) = 2 \cdot 356(595,5 - 134,5) = 328232 \text{ кВт};$$

полученное паром,

$$\begin{aligned} Q_{\text{пар}} &= 2G_{\text{п}}^{\text{н.д.}} h_0^{\text{н.д.}} + (2G_{\text{п}}^{\text{н.д.}} - G^{\text{д.}}) h_0^{\text{н.д.}} - [2(G_{\text{п}}^{\text{н.д.}} + G_{\text{п}}^{\text{в.д.}}) - G^{\text{д.}}] h_{\text{к}} \\ &= 2 \cdot 43,7 \cdot 3480,2 + (2 \cdot 10,71 - 8,14) \cdot 2866 - [2(43,7 + 10,71) - \\ &- 8,14] \cdot 138 = 328336 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Разница полученных величин не превышает 0,03%, что свидетельствует о правильности расчетов. В дальнейшем будем считать, что тепловая мощность одного КУ равна среднему значению $Q_{\text{КУ}} = 328284/2 = 164142 \text{ кВт}$.

Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах одного КУ: для ГПК

$$\begin{aligned} Q_{\text{ГПК}} &= (G_{\text{п}}^{\text{н.д.}} + G_{\text{п}}^{\text{в.д.}} - G^{\text{д.}}/2 + G^{\text{в.д.}}/2)(h_{\text{ГПК}} - h_{\text{н.д.}}) = \\ &= (43,7 + 10,71/2 - 8,14/2 + 55,9/2)(460 - 251) = 15267,4 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

для испарителя низкого давления

$$Q_{\text{исп}}^{\text{н.д.}} = G_{\text{п}}^{\text{н.д.}} \cdot r^{\text{н.д.}} = 10,71 \cdot 2108,4 = 22581 \text{ кВт},$$

где $r^{\text{н.д.}} = 2108,4 \text{ кДж/кг}$ – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{н.д.}}$; для пароперегревателя низкого давления

$$Q_{\text{п}}^{\text{н.д.}} = G_{\text{п}}^{\text{н.д.}}(h_0^{\text{н.д.}} - h''^{\text{н.д.}}) = 10,71(2866 - 2748,5) = 1258,4 \text{ кВт},$$

где $h''^{\text{н.д.}} = 2748,5 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{\text{н.д.}}$; для экономайзера высокого давления

$$Q_{\text{эк}}^{\text{в.д.}} = G_{\text{п}}^{\text{в.д.}}(h_0^{\text{в.д.}} - h_{\text{эк}}^{\text{в.д.}}) = 43,7(1154,6 - 640) = 22488 \text{ кВт};$$

для испарителя высокого давления

$$Q_{\text{исп}}^{\text{в.д.}} = G_{\text{п}}^{\text{в.д.}} \cdot r^{\text{в.д.}} = 43,7 \cdot 1638,2 = 71589,3 \text{ кВт},$$

где $r^{\text{в.д.}} = 1638,2 \text{ кДж/кг}$ – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{в.д.}}$; для пароперегревателя высокого давления

$$Q_{\text{п}}^{\text{в.д.}} = G_{\text{п}}^{\text{в.д.}}(h_0^{\text{в.д.}} - h''^{\text{в.д.}}) = 43,7(3480,2 - 2792,8) = 30039,4 \text{ кВт},$$

где $h''^{\text{в.д.}} = 2792,8 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{\text{в.д.}}$.

Соответствующие относительные величины

$$\begin{aligned} Q_{\text{ГПК}} &= Q_{\text{ГПК}}/Q_{\text{КУ}} = 15267,4/164142 = 0,09; \quad \bar{Q}_{\text{исп}}^{\text{н.д.}} = 0,137; \\ \bar{Q}_{\text{п}}^{\text{н.д.}} &= 0,007; \quad Q_{\text{эк}}^{\text{в.д.}} = 0,137; \quad \bar{Q}_{\text{исп}}^{\text{в.д.}} = 0,436; \quad \bar{Q}_{\text{п}}^{\text{в.д.}} = 0,183. \end{aligned}$$

Тепловая диаграмма КУ показана на рис. 6.

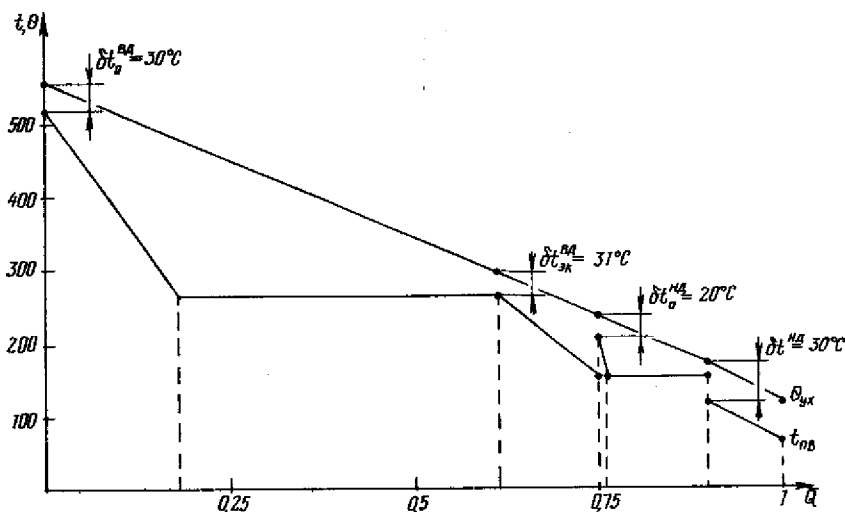


Рис. 6. Тепловая диаграмма

4.3. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Расчет внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближенным формулам в два этапа. Сначала определим КПД части высокого давления (до смешения с потоком пара из контура низкого давления КУ) $\eta_{01}^{н.д.}$, а также параметры потока пара на входе в камеру смешения; затем параметры пара в камере смешения и рассчитаем внутренний относительный КПД $\eta_{01}^{н.д.}$ части низкого давления (от камеры смешения до конденсатора). Процесс расширения пара в турбине в $h-s$ -диаграмме показан на рис. 7.

Пусть паровая турбина выполнена с дроссельным парораспределением. Тогда $\eta_{01}^{н.д.}$ можно оценить по приближенной эмпирической формуле (6.45) из [3] для группы ступеней малой веерности:

$$\eta_{01}^{н.д.} = (0,92 - 0,2/(Gv_{cp})) \cdot (1 + (H_0^{н.д.} - 7 \cdot 10^3) / 2 \cdot 10^4) k_{вн} \quad (4.8)$$

где $v_{cp} = (v_0 v_z)^{0,5}$, а $H_0^{н.д.} = 632$ кДж/кг – располагаемый теплоперепад группы ступеней, $k_{вн} = 1$ (группа ступеней работает перегретым паром).

Используя $h-s$ -диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в турбину $v_0 = 0,07$ м³/кг и удельный объем пара на выходе из ЧВД $v_z = 0,45$ м³/кг; $v_{cp} = (v_0 v_z)^{0,5} = 0,177$ м³/кг.

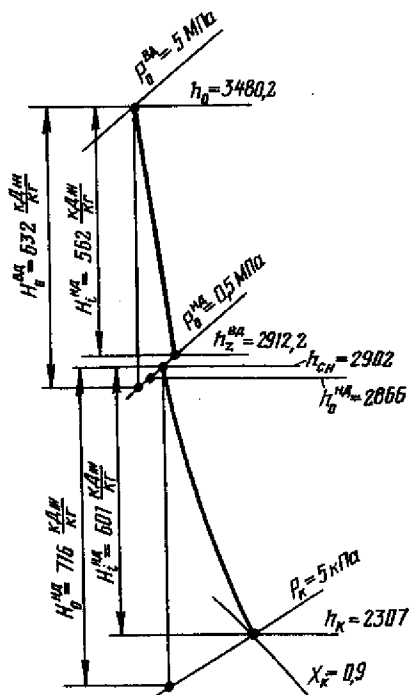


Рис. 7. К примеру расчета процесса расширения пара в турбине двух давлений

По расходу свежего пара $G_{\text{п}}^{\text{в.д}} = 2 \cdot 43,7 = 87,4$ кг/с и формуле (4.8) получим

$$\eta_{\text{от}}^{\text{в.д}} = (0,92 - 0,2 / (87,4 \cdot 0,177)) \cdot (1 + (632 - 7 \cdot 10^2) / 2 \cdot 10^4) = 0,89.$$

Использованный теплоперепад

$$H_i^{\text{в.д}} = H_0 \cdot \eta_{\text{от}}^{\text{в.д}} = 632 \cdot 0,89 = 562 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД

$$h_{\text{к}}^{\text{в.д}} = h_0^{\text{в.д}} - H_i^{\text{в.д}} = 3480,2 - 562 = 2918,2 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара перед ЧНД определяется по формуле (3.4):

$$\begin{aligned} h_{\text{см}}^{\text{н.д}} &= [2G^{\text{в.д}} h_{\text{к}}^{\text{в.д}} + (2G^{\text{н.д}} - G^{\text{д}}) h_0^{\text{н.д}}] / [2(G^{\text{в.д}} + G^{\text{н.д}}) - G^{\text{д}}] = \\ &= [2 \cdot 43,7 \cdot 2918 + (2 \cdot 10,71 - 8,14) \cdot 2866] / [2 \cdot (43,7 + 10,71) - 8,14] = \\ &= 2908 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Таким образом, пар на входе в часть низкого давления имеет следующие параметры: $h_0^{св} = 2908$ кДж/кг, $p_0^{н.д.} = 0,5$ МПа, $t_0^{н.д.} = 227^\circ\text{C}$.

Для расчета КПД ЧНД воспользуемся эмпирической зависимостью (6.48) из [3]:

$$\eta_{oi}^{н.д.} = 0,87(1 + (H_0^{н.д.} - 400)/10^4) k_{вл} - \Delta H_{в.с.}/H_0^{н.д.}, \quad (4.9)$$

где $H_0^{н.д.} = 716$ кДж/кг – располагаемый теплоперепад ЧНД, $\Delta H_{в.с.}$ – потери с выходной скоростью, которые можно найти по эмпирической формуле (6.47) из [3]:

$$\Delta H_{в.с.} = 0,5 \cdot 10^{-3} ((G_x v_x)/\Omega)^2 \cdot (1 - (0,1/(\theta_z - 1))), \quad (4.10)$$

где $\theta_z = d_z/l_z$, либо по графикам (рис. 8) для стандартных ступеней ЛМЗ.

Определим длину рабочей лопатки последней ступени l_z , рассчитав объемный расход пара. Расход пара на выходе из ЧНД

$$G_\Sigma = 2(G_n^{н.д.} + G_n^{н.д.}) - G^n = 2 \cdot (43,7 + 10,71) - 8,14 = 100,68 \text{ кг/с}.$$

Удельный объем пара при давлении $p_x = 5$ кПа и известных начальных параметрах пара на входе в ЧНД можно определить по $h-s$ - диаграмме: $v_x = 25$ м³/кг. Объемный расход $Gv = Gv_x = 100,68 \cdot 25 = 2517$ м³/с. Принимаем двухпоточную конструкцию ЦВД и объемный расход на один поток 1258 м³/с, по графикам (рис. 8) выберем стандартную лопатку производства ЛМЗ длиной $l_z = 1000$ мм и корневым диаметром 1,8 м, которой будет соответствовать потеря с выходной скоростью $\Delta H_{в.с.} = 18$ кДж/кг. Коэффициент, учитывающий влияние влажности:

$$k_{вл} = 1 - 0,4(1 - \gamma_{вл})(y_0 + y_z)(H_0^{н.д.}/H_0^{гп}), \quad (4.11)$$

где $H_0^{гп} = H_0^{н.д.} = 716$ кДж/кг, $H_0^{н.д.} = 504$ кДж/кг – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара (по $h-s$ - диаграмме), влажность в начале процесса $y_0 = 0$, в конце процесса расширения задаемся в первом приближении $y_z = 0,1$; коэффициент $\gamma_{вл} = 0,1$ (см. [3]). Подставляя исходные данные в (4.11), получаем $k_{вл} = 0,97$.

КПД ЧНД находим по (4.9):

$$\eta_{oi}^{н.д.} = 0,87(1 + (716 - 400)/10^4) \cdot 0,97 - 18/716 = 0,84.$$

Использованный теплоперепад ЦНД

$$H_i^{н.д.} = H_0 \cdot \eta_{oi}^{н.д.} = 716 \cdot 0,84 = 601 \text{ кДж/кг};$$

энтальпия пара в конце процесса расширения

$$h_x^{н.д.} = 2908 - 601 = 2307 \text{ кДж/кг}.$$

По h - s - диаграмме определяем влажность y в конце процесса расширения пара $y = 10\%$. На рис. 7 показан процесс расширения пара в турбине.

Внутренняя мощность паровой турбины

$$N_i^{пт} = 2G^{в.д}H_0^{в.д}\eta_{0i}^{в.д} + [2(G^{в.д} + G^{п.д}) - G^д]H_0^{п.д}\eta_{0i}^{п.д} = \\ = 2 \cdot 43,7 \cdot 632 \cdot 0,89 + [2(43,7 + 10,71) - 8,14] \cdot 716 \cdot 0,84 = 109714 \text{ кВт.}$$

Располагаемая мощность паровой турбины

$$N_0^{пт} = 2G^{в.д}H_0^{в.д} + [2(G^{в.д} + G^{п.д}) - G^д]H_0^{п.д} = \\ = 2 \cdot 43,7 \cdot 632 + [2(43,7 + 10,71) - 8,14] \cdot 716 = 127323,7 \text{ кВт.}$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины

$$\eta_{0i}^{пт} = N_i^{пт} / N_0^{пт} = 109714 / 127323,7 = 0,862.$$

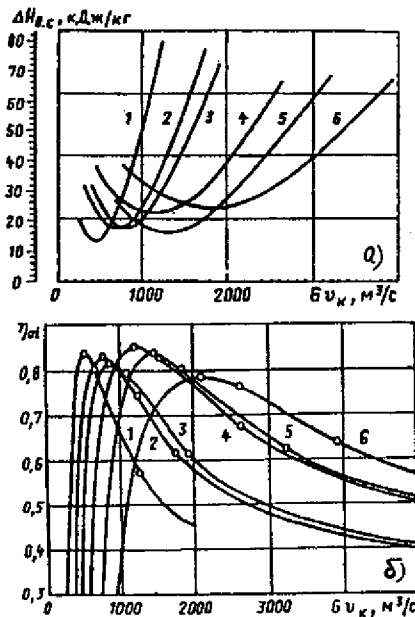


Рис. 8 Выходные характеристики ЦНД со стандартными лопатками ЛМЗ: а- потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ в зависимости от Gv_k , б- КПД последней ступени: 1- $l_z = 550$ мм, $d_k = 1350$ мм, 2- $l_z = 755$ мм, $d_k = 1350$ мм, 3- $l_z = 755$ мм, $d_k = 1520$ мм, 4- $l_z = 960$ мм, $d_k = 1520$ мм, 5- $l_z = 1000$ мм, $d_k = 1800$ мм, 6- $l_z = 1200$ мм, $d_k = 1800$ мм (все на 50 с^{-1})

4.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПГУ

Механический КПД (по [3]) $\eta_m = 0,99$, а КПД электрогенератора ПГУ (по табл. 6.3 [3])

$$\eta_{э,г}^{ПГУ} = 0,98.$$

Абсолютный внутренний КПД ПГУ

$$\eta_i^{ПГУ} = N_i / Q_{кв} = 109714 / 328284 = 0,334;$$

абсолютный электрический КПД ПСУ

$$\eta_{э}^{ПСУ} = \eta_i^{ПГУ} \eta_{кв} \eta_m \eta_{эг} = 0,334 \cdot 0,795 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,258;$$

электрическая мощность ПГУ

$$N_{э}^{ПГУ} = 2N_{э}^{ГТУ} + N_i^{ПГУ} \eta_m \eta_{эг} = 2 \cdot 110 + 109714 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 326,4 \text{ МВт};$$

тепло, подведенное в камеры сгорания ГТУ,

$$Q_{кв} = 2N_{э}^{ПГУ} / \eta_{э}^{ГТУ} = 2 \cdot 110 / 0,35 = 638, 571 \text{ МВт}.$$

абсолютный электрический КПД ПГУ;

$$\eta_{э}^{ПГУ} = N_{э}^{ПГУ} / Q_{кв} = 326444 / 628,571 = 0,519.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. **Тезисы докладов XLIV научно-технической сессии по проблемам газовых турбин** М., 1997. С. 8-12.
2. **Пичугин И.И., Цветков А.М., Симкин М.С.** Особенности проектирования паровых турбин ЛМЗ// Теплоэнергетика, 1993. № 5. С. 10 – 21.
3. **Шегляев А.В.** Паровые турбины М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.
4. **Стационарные газотурбинные установки** / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др. Под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение, 1989. 543 с.
5. **Ривкин С.Л., Александров А.А.** Теплофизические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1980. 424 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Исходные данные для расчета тепловой схемы ПГУ	3
2. Расчет тепловой схемы ПГУ	4
2.1. Выбор опорных точек схемы	4
2.2. Тепловой расчет котла-утилизатора	6
2.2.1. Расчет одноконтурной схемы котла-утилизатора	6
2.2.2. Расчет двухконтурной схемы котла-утилизатора	7
3. Определение концепции паровой турбины и расчет процесса расширения пара в ней	9
3.1. Выбор параметров последней ступени и числа цилиндров.....	9
3.2. Размещение камеры смешения	10
3.3. Выбор типа парораспределения	10
3.4. Расчет процесса расширения пара в паровой турбине	11
3.5. Расчет экономических показателей ПТУ, ПСУ и ПГУ	12
4. Пример расчета двухконтурной комбинированной энергоустановки	13
4.1. Исходные данные	13
4.2. Расчет котла-утилизатора	15
4.3. Приближенный расчет паровой турбины	19
4.4. Определение экономических показателей ПТУ	23
Литература	23