



**Некоммерческое
акционерное
общество**

**АЛМАТИНСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ
ИМЕНИ ГУМАРБЕКА
ДАУКЕЕВА**

Кафедра тепловых
энергетических установок

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЭС

Методические указания по выполнению курсовой работы
для магистрантов всех форм обучения
специальности 6М071700 – «Теплоэнергетика»

Алматы 2021

СОСТАВИТЕЛИ: Кибарин А.А., Коробков М.С., Ходанова Т.В.
Проектирование ТЭС. Методические указания по выполнению курсовой работы для магистрантов всех форм обучения специальности 6М071700 – «Теплоэнергетика» – Алматы: АУЭС, 2021. – 27 с.

Методические указания содержат методику и последовательность проведения расчетов тепловой схемы парогазовой установки.

Предлагаемые методические указания ставят целью помочь магистранту: научиться разбираться в тепловых схемах современных ТЭС; изучить назначение, принцип действия и связи основного и вспомогательного оборудования паротурбинных и газотурбинных энергоблоков; научиться определять параметры потоков в любых точках тепловой схемы; научиться составлять и решать уравнения материальных и тепловых балансов элементов тепловых схем; научиться определять показатели тепловой экономичности ТЭС; приобрести навыки выбора основного и вспомогательного оборудования, обращения со справочной литературой; изучить пути развития тепловых и атомных электростанций и возможные способы повышения их экономичности.

Методические указания предназначены для магистрантов всех форм обучения специальности 6М071700 – «Теплоэнергетика».

Рецензент: к.т.н, доцент кафедры ЭВИЭ, И. Казанина

Печатается по плану издания некоммерческого акционерного общества «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева» на 2020г.

©НАО «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева», 2021 г.

Содержание

1	Общие положения	5
1.1	Цели и задачи курса «Проектирование ТЭС»	5
1.2	Задачи курсовой работы	5
1.3	Объем и характер курсовой работы	5
1.4	Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки	6
1.5	Порядок защиты курсовой работы	6
1.6	Задание на курсовую работу	6
2	Общие теоретические сведения о расчете тепловой схемы двухконтурной комбинированной энергоустановки	9
3	Методика расчета двухконтурной комбинированной энергоустановки	16
	Список литературы	27

Принятые сокращения

ТЭС – тепловая электрическая станция
ТЭЦ – тепловая электрическая централь
КЭС – конденсационная электрическая станция
ПТУ – паротурбинная установка
ПГУ – парогазовая установка
ГТУ – газотурбинная установка
КПД – коэффициент полезного действия
ГПК – газовый подогреватель конденсата
КУ – котельная установка
НД – низкое давление
ВД – высокое давление
ПСУ – паросиловая установка
ПТ – паровая турбина
ЛМЗ – Ленинградский механический завод
ЧНД – часть низкого давления
ЧВД – часть высокого давления
ЦВД – цилиндр высокого давления
ЦНД – цилиндр низкого давления
ПН – питательный насос
ПП – пароперегреватель
ИСП – испаритель
ЭК – экономайзер

1. Общие положения

1.1 Цели и задачи курса «Проектирование ТЭС»

Курс «Проектирование ТЭС» является завершающим в блоке дисциплин по специальности 6М071700 «Теплоэнергетика» (магистратура), и поэтому получение знаний по методам расчета тепловых схем ТЭС, выработка навыков анализа вариантов инженерных решений и умение ориентироваться в справочно-нормативной документации важны для будущего магистра-теплоэнергетика.

Дисциплина «Проектирование ТЭС» базируется на знаниях и умениях, приобретенных студентами при изучении курсов: «Физика», «Высшая математика», «Техническая термодинамика», «Механика жидкости и газа», «Тепломассообмен», «Теплоэнергетические системы и энергоиспользование», «Вспомогательное оборудование ТЭС», «Реализация технологических процессов на ТЭС».

Задачей курса является знакомство магистрантов с методиками расчета тепловых сетей, конденсационных блоков и теплоэлектроцентралей, которые являются основой при проектировании ТЭС и тепловых сетей, а также с компоновками оборудования ТЭС и выбором промышленной площадки.

В результате изучения курса магистранты должны:

– *знать*: технологию производства пара на ТЭС; методы расчета принципиальной схемы КЭС и ТЭЦ; компоновки главного корпуса станций; принципы построения генерального плана ТЭС;

– *уметь*: выполнять расчет тепловых схем КЭС и ТЭЦ с различным составом оборудования; анализировать технико-экономические показатели ТЭС; разрабатывать и выполнять мероприятия по повышению экономичности ТЭС.

1.2 Задачи курсовой работы

Задачами курсовой работы являются:

– закрепление и углубление знаний и навыков, полученных на лекциях, практических занятиях, в лаборатории и на производственной практике по расчетам тепловых схем, являющимся основой при проектировании ТЭС;

– развитие навыков использования справочных данных, стандартов, типовых инструкций и т.п.;

– подготовка магистрантов к выполнению диссертации.

1.3 Объем и характер курсовой работы

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки, содержащей задание к курсовой работе, оглавления, основной части (тепловой расчет двухконтурной комбинированной энергоустановки, необходимые

расчетные графики, таблицы, эскизы), краткого описания основного оборудования, схем, списка использованной литературы. К расчетно-пояснительной записке прилагаются схемы: двухконтурная ПГУ с двумя котлами-утилизаторами, тепловая диаграмма, процесс расширения пара в турбине.

1.4 Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка является одной из форм технологической документации, а потому должна оформляться в соответствии с требованиями СТ НАО 56023-1910-04-2014. Степень точности расчетов в расчетно-пояснительной записке должна быть обеспечена до трех знаков.

Графический материал (тепловая диаграмма, процесс расширения пара в турбине) должен быть представлен на А4, А3.

Все замечания руководитель курсовой работы делает непосредственно в пояснительной записке при ее просмотре. После проверки записки преподавателем, магистрант должен внести все необходимые исправления до защиты курсовой работы.

1.5 Порядок защиты курсовой работы

Защита курсовой работы проводится на заседании комиссии из 2–3 преподавателей кафедры с обязательным участием руководителя курсовой работы. Без подписи руководителя курсовой работы на титульном листе расчетно-пояснительной записки работа комиссией не рассматривается.

При защите магистрант должен сделать краткое сообщение о выполненной им работе и ответить на вопросы членов комиссии.

1.6 Задание к курсовой работе

Задание к курсовой работе выдается индивидуально каждому магистранту согласно варианту журнала группы.

Во всех заданиях к курсовой работе приводятся следующие исходные данные: состав и характеристики основного оборудования ПГУ, давления в контурах котельных установок, давление в конденсаторе турбины и т.д.

Исходные данные:

Тепловая схема ПГУ (рисунок 1.1) для всех вариантов включает в себя следующие элементы:

– две ГТУ. Типы, мощность $N_g^{ГТУ}$, расход газов G_g , температура θ_d и энтальпия h_d уходящих газов за ГТУ, абсолютный электрический КПД ГТУ $\eta_e^{ГТУ}$, теплофизические свойства газов, а также параметры окружающей среды ГТУ представлены по вариантам в таблице 1.2;

– два котла-утилизатора, питающих паротурбинную установку (давление в контурах КУ даны в таблице 1.1);

– паротурбинная установка конденсационного типа (электрическая

мощность турбины будет определена в результате расчета, давление в конденсаторе p_k представлено в таблице 1.1, допустимая влажность пара в конце процесса расширения в турбине принята для всех вариантов $y_k < 10 \%$);
 – деаэратор (давление представлено в таблице 1.1).

Т а б л и ц а 1.1 - Исходные данные для расчета двухконтурной комбинированной энергоустановки

№ варианта	Количество и тип установки	Температура наружного воздуха, °С	Давление наружного воздуха, Па	Давление в конденсаторе, кПа	Допустимая влажность, %	Давление в контурах КУ, МПа		Давление в деаэраторе
						$p_o^{ВД}$	$p_o^{НД}$	
1	2* ГТУ-12П	15	10^5	5	10	5	0,5	0,5
2	2* ГТУ-16П	16	10^5	5	10	5	0,5	0,5
3	2* ГТУ-25П	18	10^5	5	10	5	0,5	0,5
4	2* ГТЭ-45П	15	10^5	5	10	5	0,5	0,5
5	2* ГТЭ-65П	15	10^5	3,5	10	5	0,5	0,5
6	2* ГТЭ-80П	18	10^5	3,5	10	7	0,7	0,7
7	2* ГТЭ-170П	16	10^5	3,5	10	7	0,7	0,7
8	2* ГТЭ-250П	15	10^5	3,5	10	7	0,7	0,7
9	2* ГТЭ-150	18	10^5	3,5	10	7	0,7	0,7
10	2* ГТЭ-100	18	10^5	3,5	10	7	0,7	0,7
11	2* ГТЭ-35	18	10^5	3,5	10	5	0,5	0,5
12	2*ГТЭ -115	15	10^5	5	10	7	0,7	0,7
13	2*ГТЭ-50	18	10^5	3,5	10	7	0,7	0,7
14	2*ГТГ-15	16	10^5	3,5	10	5	0,5	0,5
15	2*ГТУ-18	15	10^5	3,5	10	5	0,5	0,5
16	2*ГТ 35	18	10^5	5	10	7	0,7	0,7
17	2*V 64.3	16	10^5	5	10	7	0,7	0,7
18	2*V 84.2	15	10^5	5	10	7	0,7	0,7
19	2*V 94.2	18	10^5	5	10	7	0,7	0,7
20	2*ГТ 10	18	10^5	3,5	10	5	0,5	0,5

Т а б л и ц а 1.2 - Параметры энергетических газотурбинных установок

№ варианта	Тип	$N_{ГТУ}$, МВт	$\eta_{ГТУ}$, %	η_e , %	t_{max} , °С	$t_{вых}$, °С	G_B , кг/с	G_T , кг/с	ϵ_k
1	ГТУ-12П	12	34,5	-	1079	470	46,8	47,7	15,8

Продолжение таблицы 1.2

№ варианта	Тип	NGTU, МВт	η GTU, %	η_e , %	t max, °C	t вых, °C	Gв, кг/с	Gг, кг/с	εк
2	ГТУ-16П	16	37,5	-	1143	466	57,0	58,1	19,6
3	ГТУ-25П	25	26,1	-	1225	441	82,8	84,4	30,0
4	ГТЭ-45П	45		35,7	1250	544	126,4	128,8	15,6
5	ГТЭ-65П	65	-	35,7	1250	544	186,4	190,0	15,6
6	ГТЭ-80П	80	-	36,7	1280	543	217,1	221,4	17,5
7	ГТЭ-170П	170	-	36,3	1250	547	515,0	525,0	15,0
8	ГТЭ-250П	250	-	37,7	1300	544	608,0	620,0	17,5
9	ГТЭ-150	161	31,5		1100	485	630,0	641,9	13
10	ГТЭ-100	105	28,5		750	540	460,0	468,7	26
11	ГТЭ-35	31	23,5		770	460	215,0	219,1	6,6
12	ГТЭ -115	115	32,0		1100	480	485,0	495,8	13
13	ГТЭ-50	50		36,5	1240	540	135,4	139,8	15,8
14	ГТГ-15	16,3		30,0	863	365	81,5	97,8	12,8
15	ГТУ-18	18	31		1020	437	85,8	103,0	19,5
16	GT 35 (ABB)	16,9	32,0		960	375	76,3	91,5	13
17	V 64.3 (Siemens)	62,5	35,3		1160	531	160,5	192,0	16,1
18	V 84.2 (Siemens)	109	34		1060	544	315,0	360,0	11
19	V 94.2 (Siemens)	157	34,4		1060	537	424,0	509,0	11,3
20	GT 10 (ABB)	24,6	34,2		1112	534	65,8	79,0	14

В результате расчета тепловой схемы должны быть получены:

- параметры пара и воды по всему тракту (давления, температуры, влажность, энтальпии и расходы);
- количество тепла, подведенного к воде (пару) в отдельных элементах одного котла;
- тепловая диаграмма КУ;
- процесс расширения пара в турбине, КПД отсеков паровой турбины и ее мощность, внутренний относительный КПД;
- технико-экономические показатели ПГУ.

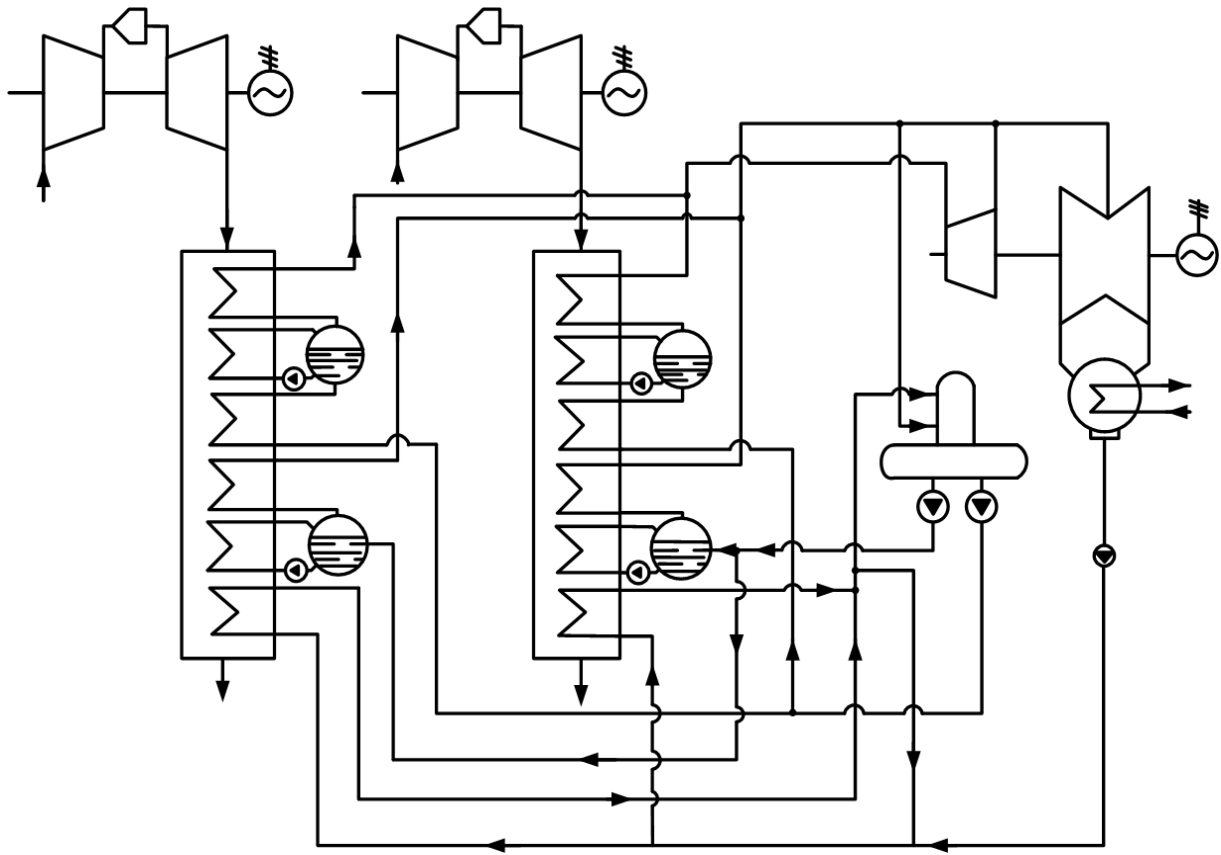


Рисунок 1.1 - Принципиальная схема двухконтурной ПГУ с двумя котлами-утилизаторами

2 Общие теоретические сведения о расчете тепловой схемы двухконтурной комбинированной энергоустановки

2.1 Выбор опорных точек схемы

Перед расчетом схемы ПГУ (рисунок 2.1) необходимо выбрать некоторые опорные точки, определяемые либо надежностью, либо термодинамическими условиями. Одним из основных параметров при двухконтурной ПГУ является 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 $\delta t^{60} = \theta_d - t_0$ (рисунок 2.1) увеличивается поверхность пароперегревателя. Обычно принимают $\delta t^{60} = 40 \div 50$ °С. Аналогичным образом выбирается температура пара, генерируемого контуром низкого давления; иногда ее приходится выбирать путем нескольких итераций. Второй опорной точкой является температура питательной воды $t_{нс}$ на входе в КУ. Исключение коррозии выходных поверхностей КУ диктует необходимость иметь $t_{нс}$ на уровне 60°С. Ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов КУ θ_{vx} и снижению КПД КУ, а следовательно, всей ПГУ.

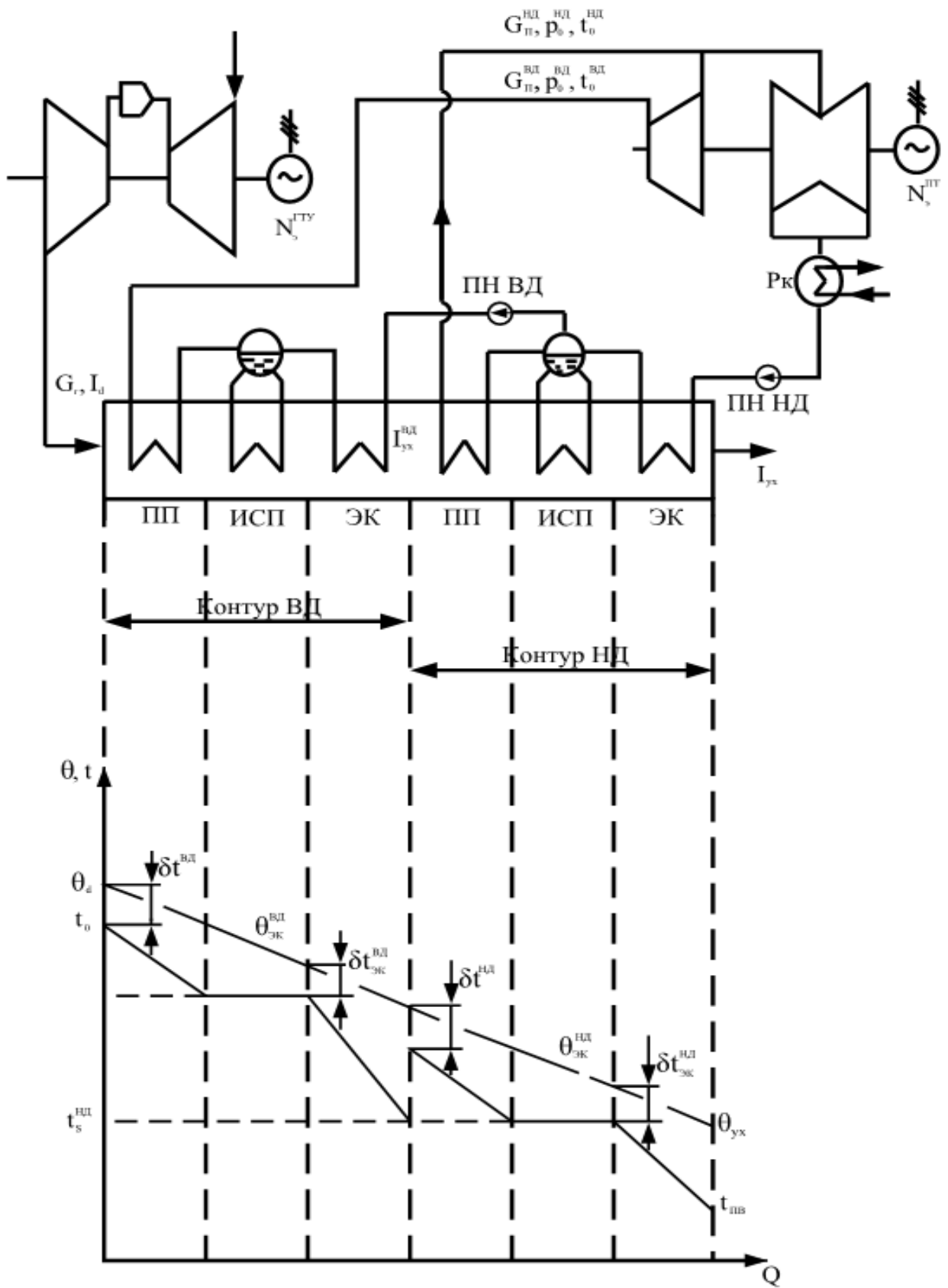


Рисунок 2.1 - Тепловая диаграмма двухконтурной ПГУ (деаэратор и рециркуляция питательной воды не показаны)

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 навести известные к началу расчета значения параметров (давления, температуры, энтальпии, влажности, расходов). При этом целесообразно в качестве неизвестных принять расходы пара обоих контуров $G_n^{ВД}$ 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. рисунок 2.1) в так называемых пинч-точках (pinch – сужение, заклинивание) и обозначаются $\delta t_{э.к.}$. Обычно принимают $\delta t_{э.к.} = 8 \div 15^\circ\text{C}$, хотя в отдельных случаях минимальный температурный напор $\delta t_{э.к.}$ может принимать и большее значение.

Методика расчета двухконтурной схемы котла-утилизатора

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 .

Расчет двухконтурного котла-утилизатора ведется последовательно: сначала рассчитывается контур высокого давления (далее ВД), а затем – низкого давления (далее НД).

Для расчета контура ВД заданы (или выбраны ранее): температура свежего пара контура высокого давления $t_0 = t_0^{60}$; давление в контуре $p_0 = p_0^{60}$ (что позволяет определить энтальпию свежего пара); расход газов G_r и их температура θ_d на выходе из ГТУ; энтальпия питательной воды $h_{э.к.}^{60}$ на входе в экономайзер высокого давления.

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

$$G_2 * (I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}) = G_n^{\text{вд}} * (h_0^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}), \quad (2.1)$$

$$G_2 * (I_{\text{ЭК}} - I_{\text{УХ}}^{\text{вд}}) = G_n^{\text{вд}} * (h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{нд}}). \quad (2.2)$$

Из уравнений (2.1 и 2.2) определяется расход пара, генерируемый контуром высокого давления:

$$G_n^{\text{вд}} = G_2 * (I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}) / (h_0^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}) \quad (2.3)$$

и энтальпия уходящих газов контура высокого давления:

$$I_{\text{УХ}}^{\text{вд}} = I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - G_n^{\text{вд}} * (h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{нд}}) / G_2, \quad (2.4)$$

позволяющая определить температуру уходящих газов $\theta_{\text{УХ}}^{\text{вд}}$, которая является начальной температурой газов для контура низкого давления $\theta_0^{\text{нд}}$.

Совершенно аналогично определяются расход пара контура низкого давления, 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. рисунок 2.1).

2.3 Расчет процесса расширения пара в паровой турбине и определение электрической мощности

2.3.1 Выбор параметров последней ступени турбины и числа цилиндров

При выборе типа паровой турбины прежде всего определяются ее характеристики: число цилиндров и их состав. Поскольку ПТУ утилизационных ПТУ не имеют системы регенерации, суммарный объемный расход, проходящий через последнюю ступень, будет равен:

$$Gv_{\Sigma} = (G_0^{\text{вд}} + G_0^{\text{нд}}) * v_z, \quad (2.5)$$

где $G_0^{\text{вд}}$ и $G_0^{\text{нд}}$ – количество пара, поступающего в части высокого и низкого давления турбины;

v_z – конечный удельный объемный расход пара.

Для определения размеров последней ступени турбины целесообразно использовать опытные характеристики готовых последних ступеней, например ЛМЗ. Это позволит при некоторых отступлениях от них гарантировать возможность ее технического исполнения. Выбрав одну из имеющихся ступеней, определяют для нее по графику оптимальное значение $(G * v_z)_{\text{опт}}$ и число выходов:

$$i = G * v_{\Sigma} / (G * v_z)_{\text{опт}}. \quad (2.6)$$

Число выходов 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).

2.3.2 Размещение камеры смешения

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

$$(G * v)_o^{чвд} = (G_o^{вд} + G_o^{нд}) * v_o^{нд} / i, \quad (2.7)$$

где $v_o^{нд}$ – удельный расход пара, взятый по параметрам на выходе из контура низкого давления.

Величина $(G*v)_o^{чвд}$ сравнивается с объемным расходом пара $(G*v)_o$, выполненного 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, $(G*v)_o^{чвд}$ существенно меньше $G*v_o$, то в ЧВД необходимо разместить камеру смешения за несколько ступеней до ЧНД.

2.3.3 Выбор типа парораспределения

Выбор типа парораспределения ПТУ 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 ПТУ в составе ПТУ – это режим скользящих параметров пара за контурами ВД и НД. 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.

2.3.4 Расчет процесса расширения пара в паровой турбине

Расчет процесса расширения пара в турбине ведется 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 (см. точку 0 на рисунке 2.2) до давления пара в камере смешения (точка «А»), определяют в ней энтальпию $h_k^{вд}$, температуру $t_k^{вд}$ при известном давлении $p_o^{вд}$. Точка «В» соответствует параметрам пара на выходе из контура низкого давления КУ.

Для определения состояния пара в камере смешения $h_{см}$ (см. точка «0₁» на рисунке 2.2) используется уравнение смешения:

$$G_o^{6\partial} * h_k^{6\partial} + G_o^{нд} * h_o^{нд} = (G_o^{6\partial} + G_o^{нд}) * h_{см} \quad (2.8)$$

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. рисунок 2.2). При этом 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 %.

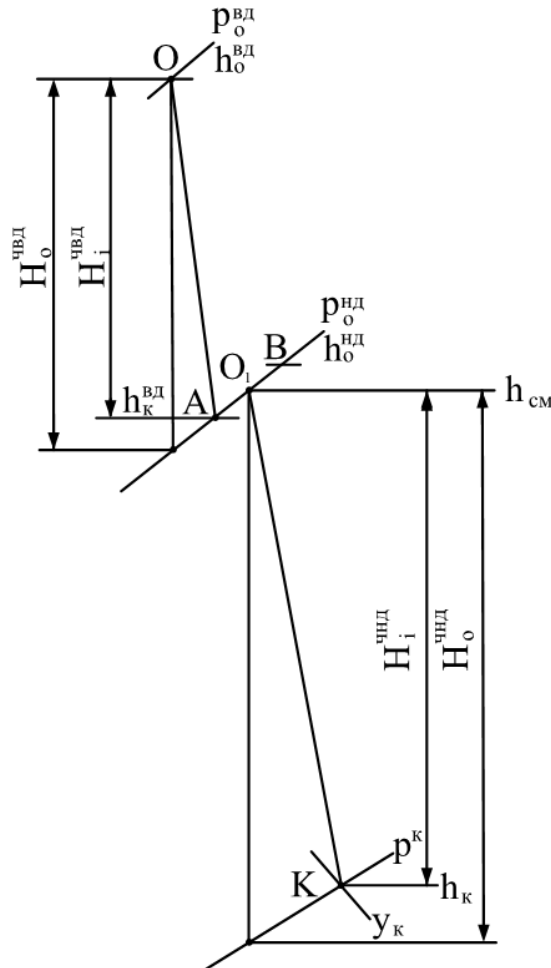


Рисунок 2.2 - Процесс расширения пара в паровой турбине двух давлений ПГУ

2.3.5 Расчет экономических показателей ПТУ, ПСУ и ПГУ

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

$$N_i^{ПТ} = H_i^{чвд} G_o^{6\partial} + H_i^{чнд} (G_o^{6\partial} + G_o^{нд}), \quad (2.9)$$

где $H_i^{чвд}$ – использованный теплоперепад ЧВД;
 $H_i^{чнд}$ – использованный теплоперепад ЧНД (см. рисунок 2.2).
 Электрическая мощность ПТУ определяется формулой:

$$N_э^{ПТ} = N_i^{ПТ} \eta_{мех} \eta_{э.г}, \quad (2.10)$$

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

Суммарная электрическая мощность ПГУ:

$$N_э^{ПГУ} = N_э^{ГТУ} + N_э^{ПТУ}, \quad (2.11)$$

где $N_э^{ГТУ}$ – суммарная мощность всех ГТУ.

Абсолютный электрический КПД ПТУ равен:

$$\eta_э^{ПТУ} = N_э^{ПТУ} / Q_{ку}, \quad (2.12)$$

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

Абсолютный электрический КПД ПСУ:

$$\eta_э^{ПСУ} = \eta_э^{ПТУ} \eta_{ку}. \quad (2.13)$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ определяется по соотношению:

$$\eta_э^{ПГУ} = \eta_э^{ГТУ} + (1 - \eta_э^{ГТУ}) * \eta^{ПСУ}, \quad (2.14)$$

или

$$\eta_э^{ПГУ} = N_э^{ПГУ} / Q_{кс} = N_э^{ПГУ} / (N_э^{ГТУ} / \eta_э^{ГТУ}), \quad (2.15)$$

где $Q_{кс}$ – количество теплоты, подведенной в камеру сгорания ГТУ.

Схема КУ, показанная на рисунке 2.1, включает только основные, принципиально необходимые элементы. Полная схема имеет деаэратор, питаемый паром из контура низкого давления или из паровой турбины; газоконденсатный подогреватель (далее 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.

3 Методика расчета двухконтурной комбинированной энергоустановки

Тепловая схема (рисунок 3.1) для всех вариантов расчета 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 от контура низкого давления, также перемешиваются друг с другом и подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД.

Уходящие газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания. Зависимость энтальпии газов от температуры, показанная на рисунке 3.2, получена по методам, изложенным в [4].

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

3.1 Расчет котла-утилизатора

Исходя из схемы (рисунок 3.1), составим уравнения теплового и материального баланса, соответствующие различным элементам КУ. Так, для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления одного КУ уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G_2 * (I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{60}}) = G_n^{\text{60}} * (h_0^{\text{60}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{60}}), \quad (3.1)$$

где G_2 – расход газов, покидающих одну ГТУ; I_d – энтальпия газов, покидающих ГТУ; h_0^{60} – энтальпия пара на выходе из перегревателя высокого давления КУ при p_0^{60} и t_0^{60} ; $h_{\text{ЭК}}^{\text{60}}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления (в состоянии насыщения при давлении p_0^{60}).

Выбрав температурный напор $\delta t_{\text{ЭК}}$ (пп. 2.2), определяем температуру газов:

$$\theta_{\text{ЭК}}^{\text{60}} = (t_s + \delta t_{\text{ЭК}}), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.2)$$

По $\theta_{\text{ЭК}}^{\text{60}}$ определяем энтальпию газов перед экономайзером высокого давления $I_{\text{ЭК}}^{\text{60}}$ (рисунок 3.2).

Далее из уравнения (3.1) определим расход пара высокого давления, генерируемый одним КУ:

$$G_n^{\text{60}} = G_2 * (I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{60}}) / (h_0^{\text{60}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{60}}), \text{ кг/с}. \quad (3.3)$$

Тепловой баланс экономайзера контура высокого давления:

$$G_z * (I_{\text{эк}}^{\text{вд}} - I_{\text{yx}}^{\text{вд}}) = G_n^{\text{вд}} * (h_{\text{эк}}^{\text{вд}} - h_{\text{д}}), \quad (3.4)$$

где $h_{\text{д}}$ – энтальпия питательной воды, поступающей из деаэратора (определяется по давлению в деаэраторе $p^{\text{д}}$);

$I_{\text{yx}}^{\text{вд}}$ – энтальпия газов, покидающих теплообменники контура ВД (энтальпия газов за экономайзером контура высокого давления), которая определяется по формуле:

$$I_{\text{yx}}^{\text{вд}} = I_{\text{эк}}^{\text{вд}} - G_n^{\text{вд}} * (h_{\text{эк}}^{\text{вд}} - h_{\text{д}}) / G_z, \text{ кДж/кг}. \quad (3.5)$$

По $I_{\text{yx}}^{\text{вд}}$ (см. рисунок 3.2) определяется температура газов $\theta_{\text{yx}}^{\text{вд}}$.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ тепловой баланс:

$$G_z * (I_{\text{yx}}^{\text{нд}} - I_{\text{гнк}}) = G_n^{\text{нд}} * (h_{\text{о}}^{\text{нд}} - h_{\text{эк}}^{\text{нд}}), \quad (3.6)$$

где $I_{\text{гнк}}$ – энтальпия газов на входе в ГПК, определяется исходя из температуры по рисунку 3.2:

$$\theta_{\text{о}}^{\text{нд}} = (t_s + \delta t^{\text{нд}}), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.7)$$

где $\delta t^{\text{нд}}$ – температурный напор в «пинч-точке» (рекомендуемое значение $\delta t^{\text{нд}} = 15 \div 20^\circ\text{C}$).

По $\theta_{\text{о}}^{\text{нд}}$ определяем $I_{\text{эк}}^{\text{нд}}$ (рисунок 3.2).

Энтальпия пара на выходе из контура низкого давления ($h_{\text{о}}^{\text{нд}}$) определяется по давлению в контуре $p_{\text{о}}^{\text{нд}}$ и температуре:

$$t_{\text{о}}^{\text{нд}} = \theta_{\text{yx}}^{\text{вд}} - \delta t_{\text{о}}^{\text{нд}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

где $\delta t_{\text{о}}^{\text{нд}}$ – температурный напор (рекомендуемое значение $\delta t_{\text{о}}^{\text{нд}} = 30^\circ\text{C}$).

Энтальпия воды в барабане контура низкого давления $h_{\text{б}}^{\text{нд}}$ определяется в состоянии насыщения при давлении $p_{\text{о}}^{\text{нд}}$.

Из уравнения (3.6) определяем расход пара через контур низкого давления КУ:

$$G_n^{\text{нд}} = G_z * (I_{\text{yx}}^{\text{вд}} - I_{\text{гнк}}) / (h_{\text{о}}^{\text{нд}} - h_{\text{б}}^{\text{нд}}), \text{ кг/с}. \quad (3.9)$$

По температуре питательной воды на входе в ГПК ($t_{\text{не}} = 60^\circ\text{C}$) определяем энтальпию $h_{\text{не}}$.

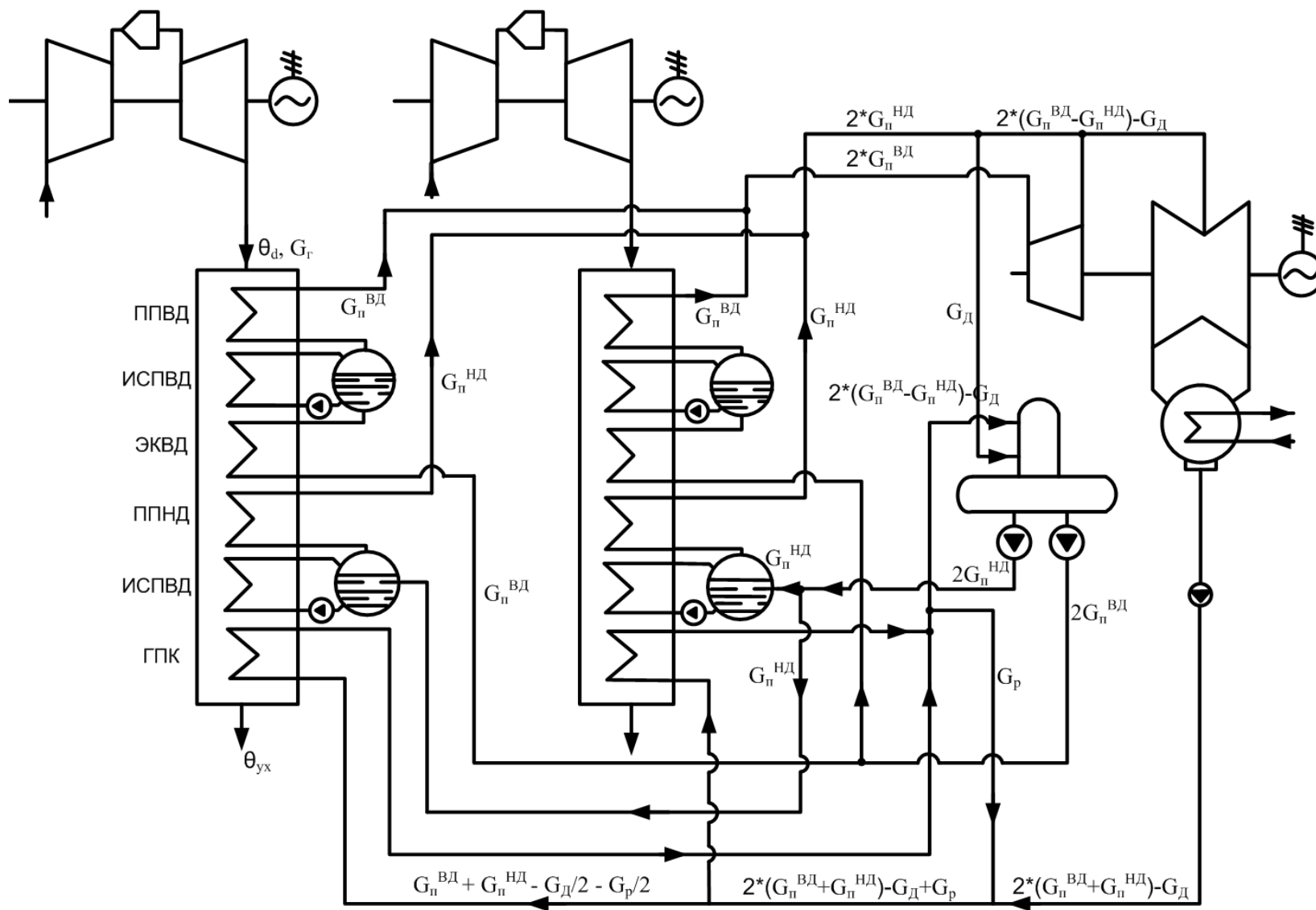


Рисунок 3.1 - Расчетная принципиальная тепловая схема двухконтурной ПГУ с двумя котлами утилизаторами

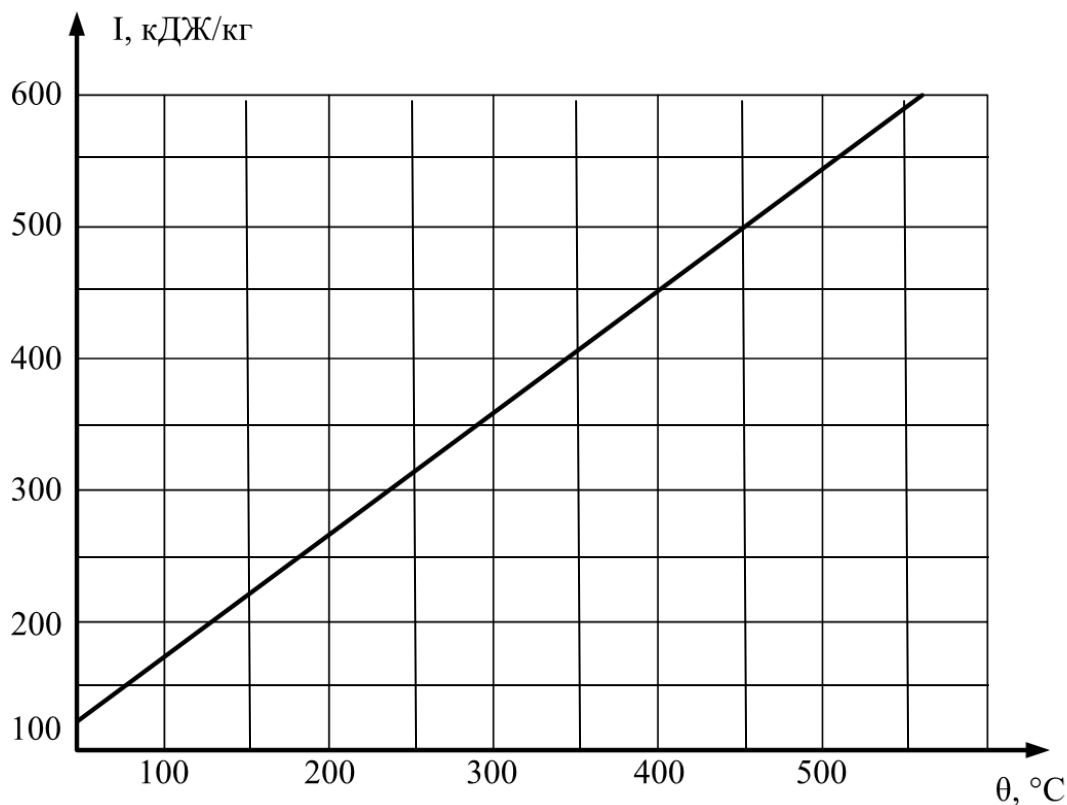


Рисунок 3.2 - Диаграмма зависимости энтальпии уходящих газов ГТУ от температуры

Если считать, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно, то температура воды за ГПК будет равна $t_{2нк} = 110^\circ\text{C}$.

По данной температуре определим энтальпию воды за ГПК $h_{2нк}$.

Из уравнения теплового баланса для деаэратора:

$$[2 \cdot (G_n^{6\partial} + G_n^{н\partial}) - G^\partial] \cdot h_{2нк} + G^\partial \cdot h_o^{н\partial} = 2 \cdot (G_n^{н\partial} + G_n^{6\partial}) \cdot h_\partial \quad (3.10)$$

найдем расход пара на деаэратор по формуле:

$$G^\partial = 2 \cdot (G_n^{н\partial} + G_n^{6\partial}) \cdot (h_\partial - h_{2нк}) / (h_o^{н\partial} - h_{2нк}), \text{ кг/с.} \quad (3.11)$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения потоков конденсата из конденсатора и линии рециркуляции будет выглядеть следующим образом:

$$[2 \cdot (G_n^{н\partial} + G_n^{6\partial}) - G^\partial] \cdot h_k + G^p \cdot h_{2нк} = [2 \cdot (G_n^{н\partial} + G_n^{6\partial}) - G^\partial + G^p] \cdot h_{нв}, \quad (3.12)$$

где h_k – энтальпия конденсата в состоянии насыщения при p_k .

Из уравнения (3.12) найдем расход рециркуляции:

$$G^p = [2*(G_n^{hd} + G_n^{ed}) - G^d] * (h_{nв} - h_{к}) / (h_{знк} - h_{нв}), \text{ кг/с.} \quad (3.13)$$

Из уравнения теплового баланса для ГПК:

$$G_z * (I_{знк} - I_{yx}) = (G_n^{ed} + G_n^{hd} - G^d/2 + G^p/2) * (h_{знк} - h_{нв}) \quad (3.14)$$

найдем энтальпию уходящих газов КУ:

$$I_{yx} = I_{знк} - (G_n^{ed} + G_n^{hd} - G^d/2 + G^p/2) * (h_{знк} - h_{нв}) / G_z, \text{ кДж/кг} \quad (3.15)$$

По I_{yx} найдем температуру уходящих газов θ_{yx} (см. рисунок 3.2).

КПД КУ определим по формуле:

$$\eta_{ку} = (I_d - I_{yx}) / (I_d - I_a), \quad (3.16)$$

где I_a – энтальпия наружного воздуха при $t_{нв}$.

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл, определяется по формуле:

$$Q_{газ} = 2 * G_z * (I_d - I_{yx}), \text{ кВт.} \quad (3.17)$$

Тепло, полученное паром, определяется по формуле:

$$Q_{пар} = 2 * G_n^{ed} * h_o^{ed} + (2 * G_n^{hd} - G^d) * h_o^{hd} - [2 * (G_n^{ed} + G_n^{hd}) - G^d] * h_{к}, \text{ кВт.} \quad (3.18)$$

Разница в величинах $Q_{газ}$ и $Q_{пар}$ не должна превышать 0,03 %.

Далее будем считать, что тепловая мощность одного КУ равна среднему значению $Q_{ку} = (Q_{газ} + Q_{пар}) / 2$, кВт. Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах одного КУ, определяется по формулам:

– для ГПК:

$$Q_{знк} = (G_n^{ed} + G_n^{hd} - G^d/2 + G^p/2) * (h_{знк} - h_{нв}), \text{ кВт;} \quad (3.19)$$

– для испарителя низкого давления:

$$Q_{исп}^{hd} = G_n^{hd} * r^{hd}, \text{ кВт,} \quad (3.20)$$

где r^{hd} – теплота испарения, определяемая по давлению p_0^{hd} ;

– для пароперегревателя низкого давления:

$$Q_{nn}^{нд} = G_n^{нд} * (h_o^{нд} - h_s''^{нд}), \text{ кВт} \quad (3.21)$$

где $h_s''^{нд}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{нд}$;
 – для экономайзера высокого давления:

$$Q_{эк}^{6д} = G_n^{6д} * (h_{эк}^{6д} - h_д), \text{ кВт}; \quad (3.22)$$

– для испарителя высокого давления:

$$Q_{исп}^{6д} = G_n^{6д} * r^{6д}, \text{ кВт}, \quad (3.23)$$

где $r^{6д}$ – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{6д}$;
 – для пароперегревателя высокого давления:

$$Q_{nn}^{6д} = G_n^{6д} * (h_o^{6д} - h_s''^{6д}), \text{ кВт} \quad (3.24)$$

где $h_s''^{6д}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{6д}$.
 Далее определяются соответствующие относительные величины:

$$\begin{aligned} q_{гнк} &= Q_{гнк} / Q_{ку}, \\ q_{исп}^{нд} &= Q_{исп}^{нд} / Q_{ку}, \\ q_{nn}^{нд} &= Q_{nn}^{нд} / Q_{ку}, \\ q_{эк}^{6д} &= Q_{эк}^{6д} / Q_{ку}, \\ q_{исп}^{6д} &= Q_{исп}^{6д} / Q_{ку}, \\ q_{nn}^{6д} &= Q_{nn}^{6д} / Q_{ку}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Завершающим этапом расчета котла-утилизатора является построение тепловой диаграммы КУ (рисунок 3.3).

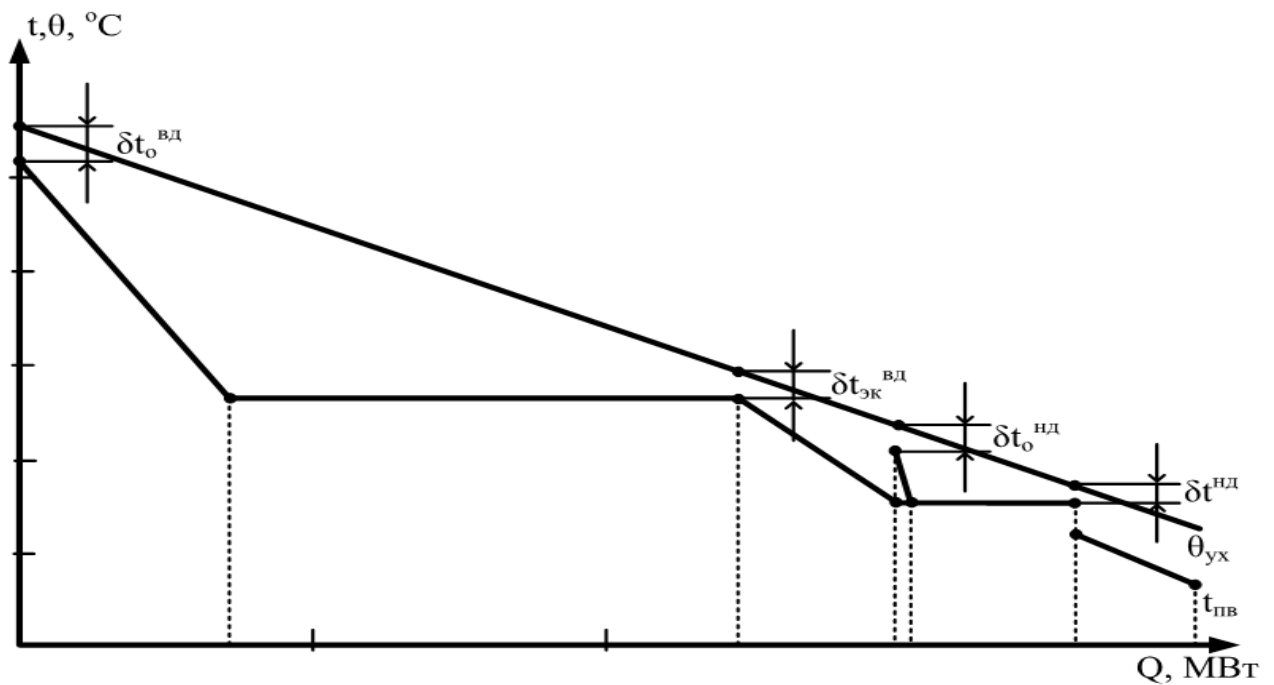


Рисунок 3.3 - Тепловая диаграмма КУ

3.2 Приближенный расчет паровой турбины

Расчет внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближенным формулам в два этапа.

1. Определяем КПД части высокого давления (до смешения с потоком пара из контура низкого давления КУ) $\eta_{oi}^{ВД}$, а также параметры потока пара на входе в камеру смешения, затем параметры пара в камере смешения.

2. Рассчитаем внутренний относительный КПД $\eta_{oi}^{НД}$ части низкого давления (от камеры смешения до конденсатора). Схематично процесс расширения пара в турбине в hs -диаграмме показан на рисунке 3.4.

Пусть паровая турбина выполнена с дроссельным парораспределением. Тогда η_{oi}^{60} можно оценить по приближенной эмпирической формуле из [3] для группы ступеней малой верности:

$$\eta_{oi}^{60} = (0,92 - 0,2/(2 * G_n^{60} * v_{cp})) * (1 + (H_o^{60} - 7 * 10^2) / 2 * 10^4) * k_{вл}, \quad (3.26)$$

где $v_{cp} = (v_0 * v_z)^{0,5}$, м³/кг;

H_o^{60} – располагаемый теплоперепад группы ступеней;

$k_{вл} = 1$ (группа ступеней работает перегретым паром).

Используя hs -диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в турбину v_0 и удельный объем пара на выходе из ЧВД v_z .

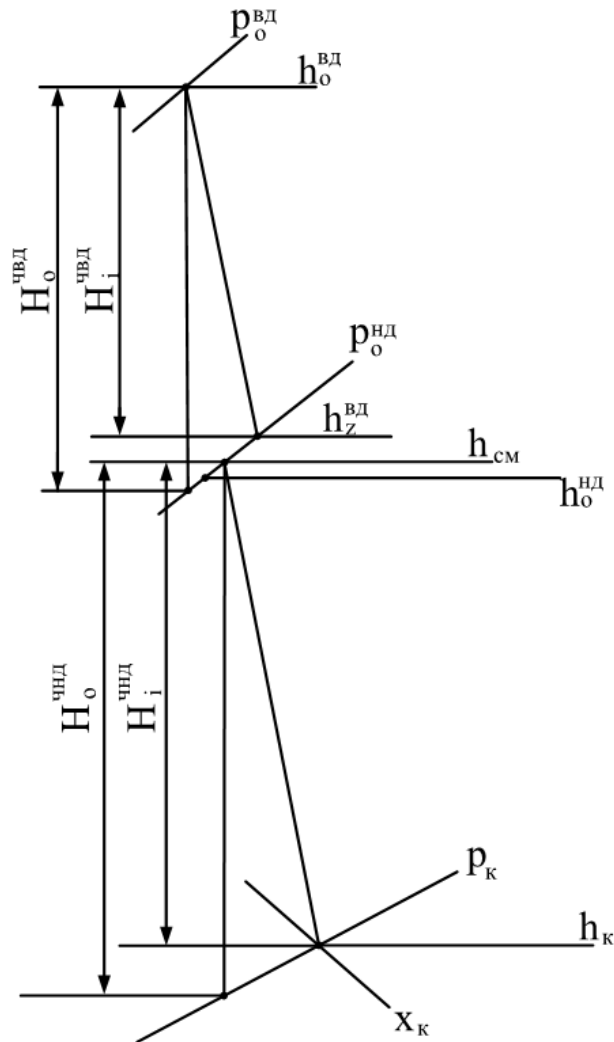


Рисунок 3.4 - Пример построения процесса расширения пара в турбине двух давлений

Использованный теплоперепад определяется по формуле:

$$H_i^{6\partial} = H_0 * \eta_{oi}^{6\partial}, \text{ кДж/кг.} \quad (3.27)$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД:

$$h_к^{6\partial} = h_0^{6\partial} - H_i^{6\partial}, \text{ кДж/кг.} \quad (3.28)$$

Энтальпия пара перед ЧНД определяется по формуле:

$$h_{см}^{н\partial} = (2 * G_n^{6\partial} * h_к^{6\partial} + (2 * G_n^{н\partial} - G^{\partial}) * h_0^{н\partial}) / (2 * (G_n^{6\partial} + G_n^{н\partial}) - G^{\partial}), \text{ кДж/кг.} \quad (3.29)$$

По $h_{см}^{н\partial}$ и $p_0^{н\partial}$ определяем температуру $t_0^{н\partial}$.

Расчет КПД ЧНД проводится по эмпирической зависимости из [3]:

$$\eta_{oi}^{nd} = 0,87 * (1 + (H_o^{nd} - 400) / 10^4) * k_{\text{вл}} - \Delta H_{\text{вс}} / H_o^{nd} , \quad (3.30)$$

где H_o^{nd} – располагаемый теплоперепад ЧНД;

$\Delta H_{\text{вс}}$ – потери с выходной скоростью, которые можно найти по эмпирической формуле из [3]:

$$\Delta H_{\text{вс}} = 0,5 * 10^{-3} ((G_{\Sigma} * v_z) / \Omega)^2 * (1 - (0,1 / (\theta_z - 1))), \quad (3.31)$$

где $\theta_z = d_z / l_z$, определяется по графикам (см. рисунок 3.5) для стандартных ступеней ЛМЗ.

Определяем длину рабочей лопатки последней ступени l_z , рассчитав объемный расход пара на выходе из ЧНД:

$$G_{\Sigma} * v_{\kappa} = (2 * (G_n^{60} + G_n^{nd}) - G^d) * v_{\kappa}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.32)$$

где v_{κ} – удельный объем пара, определяется по hs -диаграмме по давлению p_{κ} и известных начальных параметрах пара на входе в ЧНД.

Принимаем двухпоточную конструкцию ЦВД, тогда объемный расход на один поток составляет $(G_{\Sigma} * v_{\kappa}) / 2$. Исходя из полученной величины объемного расхода на один поток, по графикам (см. рисунок 3.5) выберем стандартную лопатку производства ЛМЗ длиной l_z и корневым диаметром d_z , которой будет соответствовать потеря с выходной скоростью $\Delta H_{\text{вс}}$ (см. рисунок 3.5, а).

Коэффициент, учитывающий влияние влажности, рассчитывается по формуле:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 * (1 - \gamma_{\text{вл}}) * (\gamma_o + \gamma_z) * (H_o^{6l} / H_o^{2p}) , \quad (3.33)$$

где $H_o^{2p} = H_o^{nd}$, H_o^{6l} – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара (по hs -диаграмме), влажность в начале процесса $\gamma_o = 0$, в конце процесса расширения задаемся в первом приближении $\gamma_z = 0,1$; коэффициент $\gamma_{\text{вл}} = 0,1$ (см. [3]).

КПД ЦНД определяется по формуле:

$$\eta_{oi}^{nd} = 0,87 * (1 + (H_o^{nd} - 400) / 10^4) * k_{\text{вл}} - \Delta H_{\text{вс}} / H_o^{nd} . \quad (3.34)$$

Использованный теплоперепад ЦНД определяется по формуле:

$$H_i^{nd} = H_o \eta_{oi}^{nd}, \text{ кДж/кг.} \quad (3.35)$$

Тогда энтальпия пара в конце процесса расширения будет равна:

$$h_{\kappa}^{nd} = h_{\text{см}}^{nd} - H_i^{nd}, \text{ кДж/кг.} \quad (3.36)$$

По hs -диаграмме определяем влажность γ в конце процесса расширения

пара. Внутренняя мощность паровой турбины определяется по формуле:

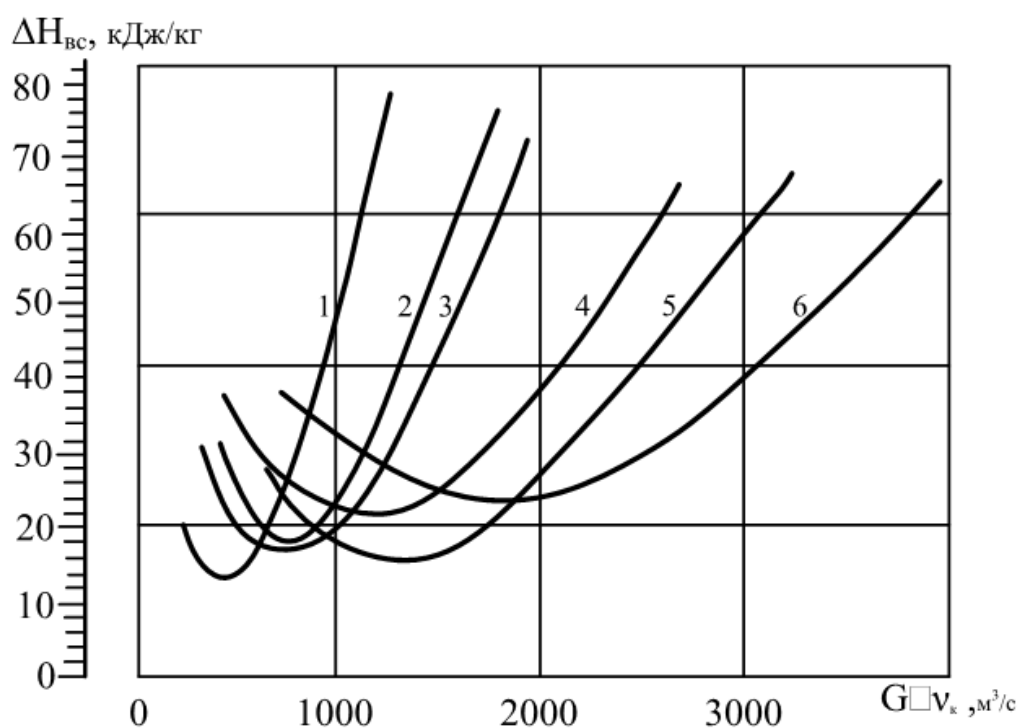
$$N_i^{ITT} = 2 * G^{6\partial} * H_0^{6\partial} * \eta_{oi}^{6\partial} + (2 * (G^{6\partial} + G^{н\partial}) - G^{\partial}) * H_0^{н\partial} * \eta_{oi}^{н\partial}, \text{ кВт.} \quad (3.37)$$

Располагаемая мощность паровой турбины определяется по формуле:

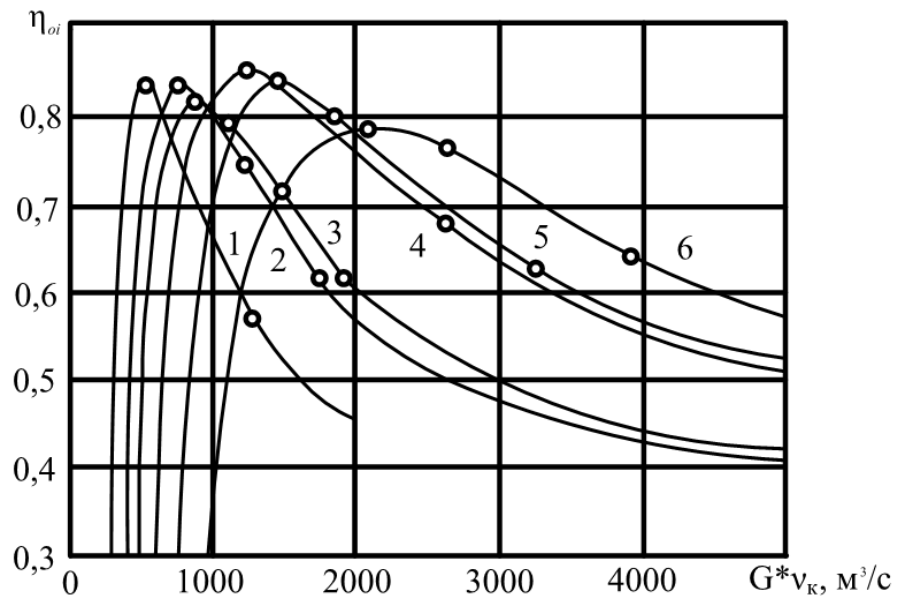
$$N_0^{ITT} = 2 * G^{6\partial} * H_0^{6\partial} + (2 * (G^{6\partial} + G^{н\partial}) - G^{\partial}) * H_0^{н\partial}, \text{ кВт.} \quad (3.38)$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины определяется по формуле:

$$\eta_{oi}^{nm} = N_i^{ITT} / N_0^{ITT}. \quad (3.39)$$



а) потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ в зависимости от $G \cdot v_k$



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.

Рисунок 3.5 – Выходные характеристики ЦНД со стандартными лопатками ЛМЗ

3.3 Определение экономических показателей ПГУ

Абсолютный внутренний КПД ПГУ определяется по формуле:

$$\eta_i^{ПГУ} = N_i / Q_{кв}. \quad (3.40)$$

Абсолютный электрический КПД ПСУ определяется по формуле:

$$\eta_{э}^{ПСУ} = \eta_i^{ПГУ} * \eta_{ку} * \eta_m * \eta_{э2}. \quad (3.41)$$

где η_m – механический КПД (по [3], $\eta_m=0,99$), $\eta_{э2}$ – КПД электрогенератора ПТУ (по [3], $\eta_{э2} = 0,98$).

Электрическая мощность ПГУ определяется по формуле:

$$N_{э}^{ПГУ} = 2 * N_{э}^{ГТУ} + N_i^{ПТ} * \eta_m * \eta_{э2}, \text{ МВт.} \quad (3.42)$$

Тепло, подведенное в камеры сгорания ГТУ, определяется по формуле:

$$Q_{кв} = 2 * N_{э}^{ГТУ} / \eta_{э}^{ГТУ}, \text{ МВт.} \quad (3.43)$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ определяется по формуле:

$$\eta_{э}^{ПГУ} = N_{э}^{ПГУ} / Q_{кв}. \quad (3.44)$$

Список литературы

1. Буров В.Д., Цанев С.В, Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: МЭИ, 2002.
2. Трухний А.Д., Петрунин С.В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. – М.: МЭИ, 2001.
3. Пячугян И.Л., Цветков А.М., Снмкни М.С. Особенности проектирования паровых турбин ЛМЗ. – М.: Теплоэнергетика, 1993. – 21 с.
4. Шегляев А.Л. Паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 384с.
5. Стационарные газотурбинные установки / Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г., Богов И.А. и др. Под ред. Арсеньева Л.В. и Тырышкина В.Г. – Л.: Машиностроение, 1989. – 543 с.
6. Качан А.Д., Яковлев В.В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. – М.: Высшая школа, 1982. – 318 с.
7. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
8. Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. - М.: Энергоатомиздат, 2009. – 305 с.
9. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / под общ. ред. чл-корр. РАН Клименко А.В.и проф. Зорина В.М. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2003. – 645 с.
10. Стандарт организации: Учебно-методические и учебные работы. Общие требования к построению, изложению, оформлению и содержанию учебно-методических и учебных работ. СТ НАО 56023-1910-04-2014, АУЭС.

Кибарин Андрей Анатольевич
Коробков Максим Сергеевич
Ходанова Татьяна Викторовна

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЭС

Методические указания по выполнению курсовой работы
для магистрантов всех форм обучения
специальности 6М071700 – «Теплоэнергетика»

Редактор: Жанабаева Е.Б.

Специалист по стандартизации: Данько Е.Т.

Подписано в печать “___” ___ “___”

Тираж 15 экз

Объем 0,5 уч. - изд.л.

Формат 60x84 1/16

Бумага типографская № 1

Заказ _____. Цена 250 тенге

Копировально-множительное бюро
некоммерческого акционерного общества
«Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева»
050013, Алматы, Байтурсынова 126