

Лекція № 12 Теплові принципів схеми енергоблоків АЕС.

Особливості трубопроводів та арматури блоків АЕС.

Література: [1] с. 418-427; [3] с. 206-226; [4] с. 368-371; [5] с. 73-82.

Завдання на СРС. ПТС блоків АЕС з реакторами, що охолоджуються киплячою водою. ПТС блоків АЕС з реакторами, що охолоджуються водою під тиском. ПТС блоків АЕС з реакторами - розмножувачами, що охолоджуються рідинними металами. ПТС блоків АЕС з газоохолоджувальними реакторами.

Розділ 2. Теплові схеми електричних станцій.

Тема 1. Теплові схеми енергоблоків ТЕС та ТЕЦ та трубопроводи ЕС.

Тема 2. Параметри та теплові схеми блоків АЕС.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ АЭС

1 ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ АЭС

Методика расчета схемы турбоустановки АЭС с сепарацией влаги и паровым промежуточным перегревом пара имеет свои особенности, в значительной мере отличающие ее от методики расчета ПТС ТЭС на органическом топливе. Особенность методики расчета АЭС обуславливается вводом дренажей из сепаратора влаги и промежуточных перегревателей в регенеративную схему ПВД и ПНД турбоустановки, процессом работы пара в турбине в области влажного пара.

Это существенно осложняет применение обычной методики расчета ПТС и особенно оптимизацию параметров тепловой схемы. Ниже приведена методика расчета ПТС АЭС с использованием в качестве определяющей величины доли расхода рабочего пара через промежуточные перегреватели α_{III} .

2 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ АЭС

Первые три этапа расчета ПТС выполняются аналогично расчету ПТС КЭС. Основной исходной величиной расчета является мощность генератора $N_{э}$. Начальное давление пара и температуру питательной воды, так же как и конечное давление пара определяют по данным технико-экономических расчетов. Для современных АЭС эти

параметры находятся в пределах: $p_0 = 6 \div 7$ МПа, $p_k = 4 \div 6$ МПа, $t_{IIВ} = 220 \div 230$ °С (двухконтурные АЭС с ВВЭР и АЭС с реакторами на быстрых нейтронах). Разделительное давление перед сепарацией влаги и промежуточным перегревом зависит от начального давления. Его оптимальное значение можно определить из выражения $p_c = 0,675 + 0,12 \cdot (p_0 - 4,5)$.

При построении процесса работы пара в h, S – диаграмме исходят из значений КПД ступеней при их работе на перегретом или сухо насыщенном паре $\eta_{oi}^{сух} = 82 \div 84\%$. Построение процесса в области влажного пара осуществляют методом последовательных приближений, учитывая его начальную и конечную влажность.

В тепловой схеме турбоустановки на насыщенном или слабо перегретом паре охладители пара из отборов турбины не требуются.

Оптимальное распределение между ступенями регенеративного подогрева питательной воды в турбоустановках АЭС можно выполнить, используя аналитический метод решения задачи. Соотношение подогревов воды между узловыми смежными "холодной" и "горячей" ступенями, обогреваемыми отборным паром при разделительном давлении и после парового промежуточного перегрева, в соответствии с результатами аналитической оптимизации следует принимать $\beta = 1,20 \div 1,30$.

Подогрев воды в остальных ступенях распределяют по геометрической прогрессии или по методу равного деления энтропии воды по ступеням.

В турбоустановках на насыщенном паре АЭС, так же как и на ТЭС, возможен другой путь определения оптимальных соотношений τ_r в узловых ступенях при наличии промежуточного перегрева пара метод индифферентной точки (ИТ). Для этого рассчитывают теплоперепад, соответствующий разности между энтальпиями пара на входе в ЦНД турбины и в индифферентной точке H_{II} с учетом количества отбираемого в ЦВД пара ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$), и определяют положение ИТ.

В четвертом этапе расчета ПТС на основе решения уравнений теплового и материального балансов элементов тепловой схемы турбоустановки определяют расходы пара на них в долях расхода свежего пара на турбину. Первоначально рассчитывают сепаратор-промперегреватель (СПП), используя в качестве определяющей

величины долю расхода пара через промежуточные перегреватели α_{III} :

$$\alpha_c = \frac{h_c - h_c^0}{h_c^0 - h_c'} \cdot \alpha_{III} = \frac{x_c - x_c^0}{x_c^0} \cdot \alpha_{III}, \quad (4.1)$$

расход греющего пара на промежуточные перегреватели:

$$\alpha_{II0} = \frac{h_{III0} - h_c}{h_{II} - h_{II}'} \cdot \alpha_{III} = \frac{q_{III0}}{q_{II}} \cdot \alpha_{III}, \quad (4.2)$$

$$\alpha_{IIc} = \frac{h_{III} - h_{III0}}{h_0 - h_0'} \cdot \alpha_{III} = \frac{q_{IIc}}{q_0} \cdot \alpha_{III}. \quad (4.3)$$

Расчет приводной турбины питательной установки выполняют с учетом установки бустерного насоса, давление питательной воды принимают $p_{III} = (1, 2 \div 1, 3) p_0$.

Расчет подогревателей высокого давления, деаэрата питательной воды и подогревателей низкого давления ведут обычным способом, учитывая конкретный вид тепловой схемы, наличие смешивающих ПНД, сетевой подогревательной установки, испарителей расширителей продувки парогенераторов АЭС. В расчете используется составленная на предыдущих этапах таблица параметров воды и пара.

В зависимости от разделительного давления часть уравнений материального и теплового балансов теплообменников тепловой схемы АЭС определяет соответствующие доли расхода пара на них в функции от α_{III} , что связано с вводом в тепловую схему дренажей из сепаратора и пароперегревателя. После расчета всех подогревателей, питаемых паром из ЦВД, определяют расход пара на сепаратор $\alpha_{сIII}$ в виде:

$$\alpha_{сIII} = \alpha_{III} + \alpha_c = \alpha_0 - \alpha_{IIc} - \alpha_{II0} - \sum \alpha_{iЦВД} - \sum \alpha_{уЦВД} \quad (4.4)$$

где $\alpha_0 = 1$; $\alpha_{iЦВД}$ - доля i - того отбора из ЦВД; $\alpha_{уЦВД}$ - доля протечек пара из уплотнений ЦВД. Из (4.4) определяем долю расхода пара α_{III} .

Пятый и шестой этапы расчета ПТС турбоустановок АЭС, так же как и для ТЭС, состоят из контроля материального баланса пара и конденсата в основном конденсаторе турбины и из разрешения энергетического уравнения турбоустановки. После этого определяют расход свежего пара на турбину D_0 , кг/ч, и удельный расход пара $d_0 \approx 6,1 \div 6,2$ кг/(кВт·ч).

Энергетические показатели АЭС (седьмой этап):

1. Полный расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч

$$Q_{TY} = D_0(h_0 - h_{ПВ}) + D'_{II}(h'_{II} - h_{ПВ}) + D'_{III}(h_{III} - h_{ПВ}) + D_{ДВ}(h_{ПВ} - h_{ДВ}) \quad (4.5)$$

При отсутствии расширителя продувки

$$Q_{TY} = D_0(h_0 - h_{ПВ}) + D_{ДВ}(h_{ПВ} - h_{ДВ}) \quad (4.5)$$

2. Расход теплоты турбоустановки на производство электроэнергии, кДж/ч,

$$Q_{TY}^э = Q_{TY} - Q_{OT} - Q_{CH} \quad (4.7)$$

где Q_{OT} -теплота, отпускаемая турбоустановкой на отопительные нужды; Q_{CH} - теплота отборного пара используемая для собственных нужд энергоблока и АЭС.

3. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии, кДж/(кВтч), и соответствующий КПД равны

$$q_{TY}^э = \frac{Q_{TY}^э}{N_э + N_э^{ТПН}} \quad (4.8)$$

$$\eta_{TY}^э = \frac{360}{q_{TY}^э} \quad (4.8a)$$

где $N_э^{ТПН}$ - эффективная мощность приводной турбины питательной установки.

4. Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{ТУ}^a = \frac{3600 N_{э}}{Q_{ТУ}} \quad (4.9)$$

5. Тепловая нагрузка парогенераторов энергоблока АЭС, кДж/ч

$$Q_{ПГ} = D_{ПГ} (h_{ПГ} - h_{ПВ}^{ПГ}) - D_{ПР} (h_{ПР} - h_{ДВ}) \quad (4.10)$$

6. КПД транспорта теплоты (во втором контуре двухконтурной АЭС)

$$\eta_{ТР}^{II} = \frac{Q_{ТУ}}{Q_{ПГ}} \quad (4.11)$$

7. КПД энергоблока АЭС определяют в зависимости от числа контуров. При двухконтурной АЭС

$$\eta_C = \eta_P \eta_{ТР}^I \eta_{ПГ} \eta_{ТР}^{II} \eta_{ТУ}^a \quad (4.12)$$

8. Тепловая мощность реактора, МВт

$$Q_P = \frac{N_{э}}{\eta_C} \quad (4.13)$$

9. КПД энергоблока АЭС нетто

$$\eta_C^H = \eta_C (1 - \mathcal{E}_{С.Н.}). \quad (4.14)$$

где $\mathcal{E}_{С.Н.} = 0,06 \div 0,07$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды.

Основные потребители электроэнергии на АЭС: циркуляционные насосы (ГЦН) первого контура; циркуляционные насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин, питательные насосы, конденсатные и сетевые насосы и т.п.

10. Удельный расход выгоревшего ядерного топлива, г/ (МВт· ч)

$$b_{ЯТ} = 0,054 / \eta_c \quad (4.15)$$

11. Годовая потребность энергоблока АЭС в ядерном топливе (общий расход ядерного топлива), т/год,

$$B_{Г} = Q_P T_{УСТ} / (24 \cdot K), \quad (4.16)$$

где K и $T_{УСТ}$ выбирают в соответствии рекомендациями.

4.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ АЭС С ТУРБИНОЙ К-1 000-60/1 500

Тепловая схема энергоблока. Энергоблок двухконтурной 1000 МВт АЭС состоит из водо-водяного энергетического реактора ВВЭР-1000 и одновальной конденсационной турбины К-1000-60/1500 ХТЗ. Тепловая мощность реактора $Q_p \sim 3200$ МВт. при температуре теплоносителя на входе и выходе из реактора 289 и 322 °С, при давлении воды в корпусе реактора 16 МПа и ее расходе в $76 \cdot 10^3$ м³/ч. Топливом служит обогащенный до 3,3 ÷ 4,4% уран (рис. 4.1).

Турбина имеет четыре цилиндра. Свежий пар с параметрами 6 МПа, 275 °С со степенью сухости $x_0 = 99,5\%$ через группу стопорных и регулирующих клапанов (дрессельное регулирование) поступает в двухпоточный ЦВД. после чего направляется для сепарации влаги и двухступенчатого парового промежуточного перегрева в сепаратор-перегревателе (СПП) при разделительном давлении $p_c = 1,0$ МПа и $x_c^0 = 87,8\%$. После промежуточного перегрева пар с параметрами 0,93 МПа и 262 °С подводится к ресиверам к трем двухпоточным ЦНД, а часть его забирается на турбопривод питательного и бустерного насосов. Конечное давление в двух секционном конденсаторе составляет $p_{кр} = 4$ кПа ($p_{к1} = 3,6$ кПа, $p_{к2} = 4,4$ кПа). Номинальная расчетная электрическая мощность турбоагрегата энергоблока принята 1000 МВт.

Турбина имеет семь регенеративных отборов пара: три из ЦВД и четыре из ЦНД. Конденсат турбины подогревается в охладителе основных эжекторов и в охладителе уплотнений, в двух смешивающих (П7и П6) и двух поверхностных (П5 и П4) ПНД. После деаэратора питательная вода бустерным и питательным насосами прокачивается через три ПВД и подается для питания четырех парогенераторов

энергоблока. ПВД имеют охладители дренажа греющего пара; поверхностные ПНД выполнены только с зоной конденсации пара. Применены два смешивающих ПНД горизонтальной конструкции, включенные по гравитационной схеме.

Питательная установка имеет конденсационную приводную турбину, питаемую перегретым паром после СПП. Конденсат приводной турбины конденсатным насосом направляется в основной конденсатор. Приводная турбина вращает главный питательный насос и бустерный насос через понижающий редуктор.

Дренажи ПВД каскадно сливаются в деаэратор, а дренажи ПНД4 и ПНД5 при помощи дренажного насоса вводятся в линию основного конденсата за ПНД5; дренажи ОУ и ОЭ направляются через гидрозатворы в основной конденсатор.

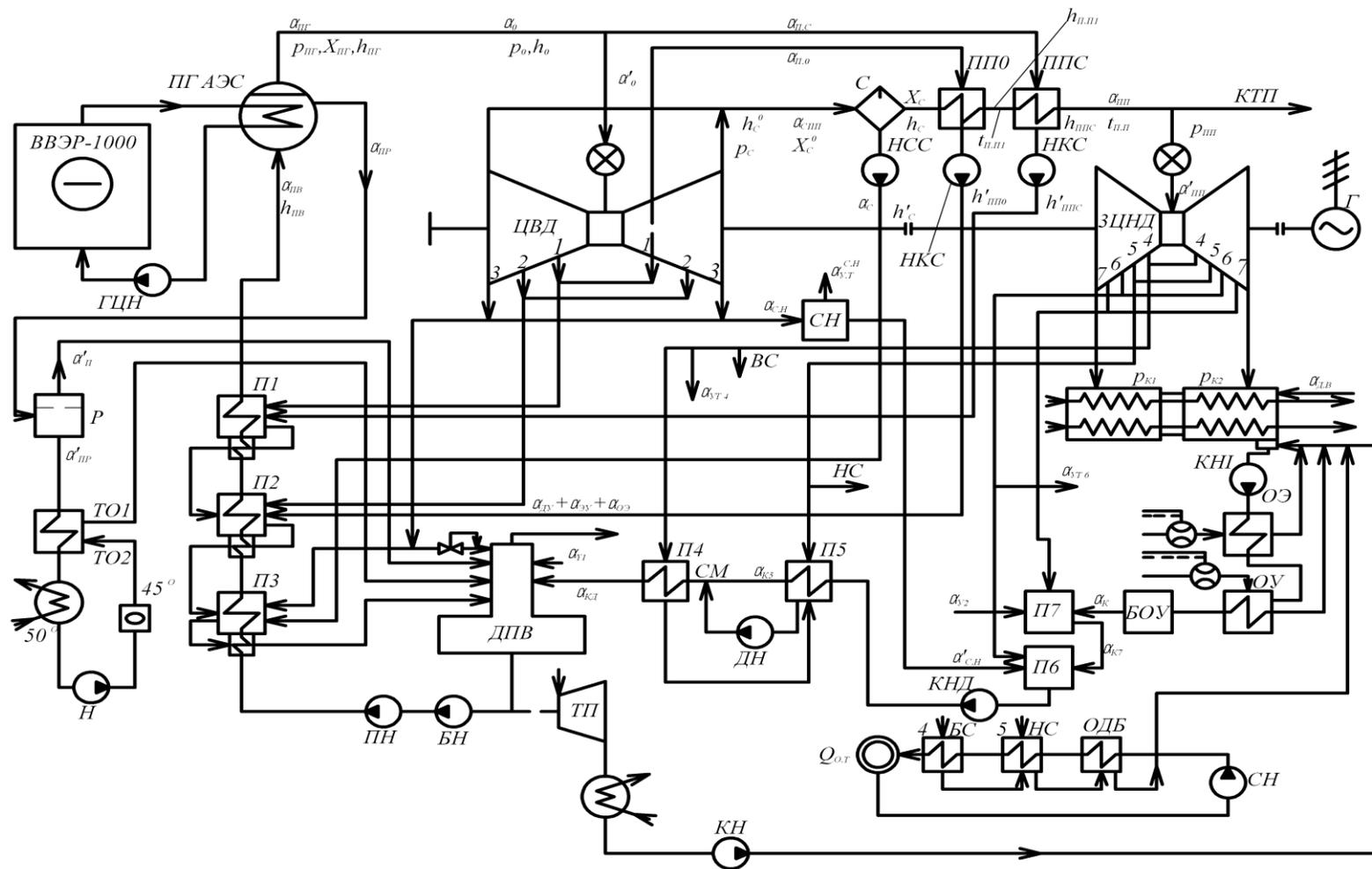
Греющий пар для двухступенчатой сетевой подогревательной установки отбирается из четвертого и пятого отборов турбины. Конденсат этого пара каскадно сливается в охладитель дренажей ОДБ, а затем в основной конденсатор.

Продувочная вода после парогенераторов АЭС направляется в расширитель продувки Р. Пар из расширителя поступает в деаэратор. Дренаж расширителя проходит через теплообменники ТО1 и ТО2, очищается в фильтрах (Ф) и также направляется в деаэратор.

На собственные нужды энергоблока и АЭС используется пар из третьего отбора турбины ($\alpha_{сн}$). Его конденсат поступает в ПНД6(Пб).

Потери пара и воды второго контура энергоблока АЭС условно отнесены к потокам отборного пара: из четвертого ($\alpha_{вт4}=0,007$) из шестого ($\alpha_{вт6}=0,008$) отборов в количестве $\alpha_{вт}=0,015$ и восполняются добавочной водой из химводоочистки, подаваемой в основной конденсатор с температурой 40 °С.

Принята следующая схема использования протечек пара из главной турбины (рис. 4.2): из стопорных и регулирующих клапанов ЦНД протечки поступают в линию перегретого пара



ПТС энергоблока с реактором ВВЭР-1000 и турбоустановкой К-1000-60/1500 ХТЗ

ТО1,ТО2 – теплообменники контура утилизации продувочной воды парогенераторов АЭС; СН- потребители пара на собственные нужды; С- сепаратор влаги; ПП0,ППс- пароперегреватели на отборном и свежем паре; НСС- дренажный насос сепаратора; НКС- дренажный насос пароперегревателя; Р- расширитель продувки парогенератора; ПГ АЭС – парогенератор АЭС; Ф – фильтр дренажа расширителя продувки парогенератора.

с учетом конструктивных особенностей, а также потери давления греющего пара от точки отбора до ПП₀ и ПП_С в размере: $\theta_{п.п.0} = 19,5$ °С, $\theta_{п.п.с} = 13,6$ °С, температура нагреваемого пара за ПП₀ $t_{п.п.0} = 211$ °С, $t_{п.п.с} = 262$ °С.

Давление пара перед приводной турбиной питательной установки принято $p_0^{т.п} = 0,80$ МПа, в ее конденсаторе $p_k^{т.п} = 6$ кПа, энтальпия пара соответственно равны $h_0^{т.п} = 2972$ кДж/кг, $h_k^{т.п} = 2327$ кДж/кг.

Температура воды в сетевой подогревательной установке следующая: на входе - 70, между ступенями ВС и НС - 100, на выходе 130 °С. Отпуск теплоты на отопление принят равным 250 ГДж/ч. Давление сетевой воды 1 МПа.

Таблица 4.1. Параметры пара и воды К-1000-60/1500

Точка Процесса пара	Элемент тепловой схемы	Пар в отборах турбины			Пар в регенеративных подогревателях					Обогреваемая вода за регенеративным подогревателем				
		p , МПа	$x(t)$,	h кДж/кг	p_r , МПа	t_{sr} , °С	h_i , кДж/кг	$h_{др}$, кДж/кг	q_r , кДж/кг	I_r , °С	$p_{вг}$, МПа	t_B , °С	$h_{вг}$, кДж/кг	τ_r , кДж/кг
0	-	6,0	99,5	277	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0'	-	5,82	%	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	П1	2,84	99,4	277	2,7	2	985,	871	180	5	8,0	22	964	113
2	П2	1,76	%	6	5	2	6	757	5	5	8,5	4	851	114
			93%	267	1,6	9	871		185			19		
			90,1	6	9	2			1			9		
			5%	260		0								
				8		4								
3	ПЗ	1,0	87,8 %	253 1	0,9	1	754	716	181	5	9,0	17	737	41,4
	ДП				95	7	8							3
	В				0,6	1	684	-	-	0	0,6	16	684	-
					5	6					5	2		

3 ^I	С	0,98	99%	275	-	-	-	758,	-	-	-	-	-	-
3 ^{II}	ПП	0,95	211	6	-	-	-	7	-	-	-	-	-	-
3 ^{III}	0	6	°C	285	-	-	-	984	-	-	-	-	-	-
3 ^{IV}	ПП	0,93	262	6	-	-	-	1207	-	-	-	-	-	-
4	с	0,91	°C	297	0,4	1	606,	-	224	5	1,7	13	586,	119,
5	-	0,43	261,	2	04	4	3	606,	5,7	6	2,2	9	6	1**
6	П4	0,19	5°C	297	0,1	4	490,	3	223	0	0,0	11	467,	117,
7	П5	0,05	196	2	8	1	8	490,	9,2	0	549	1	5	6**
К	П6	76	°C	285	0,0	7	349,	8	-	0	0,0	83	349,	*
	П7	0,01	130	2	54	7	9	-	-		165	,7	9	-
	К	73	°C	273	9	8	234,	-	218		0,0	56	234,	-
		0,00	96,4	0	0,0	3,	5	-	5,6		04	29	5	-
		4	%	256	16	7	-						121,	-
			92,6	8	5	5							4	-
			89,7	242	-	6								-
			%	8		-								-
				230										-
				7										-

Примечание:

* С учетом подогрева воды в ПН

** без учета смесителя.

*** без учета подогрева в КН II

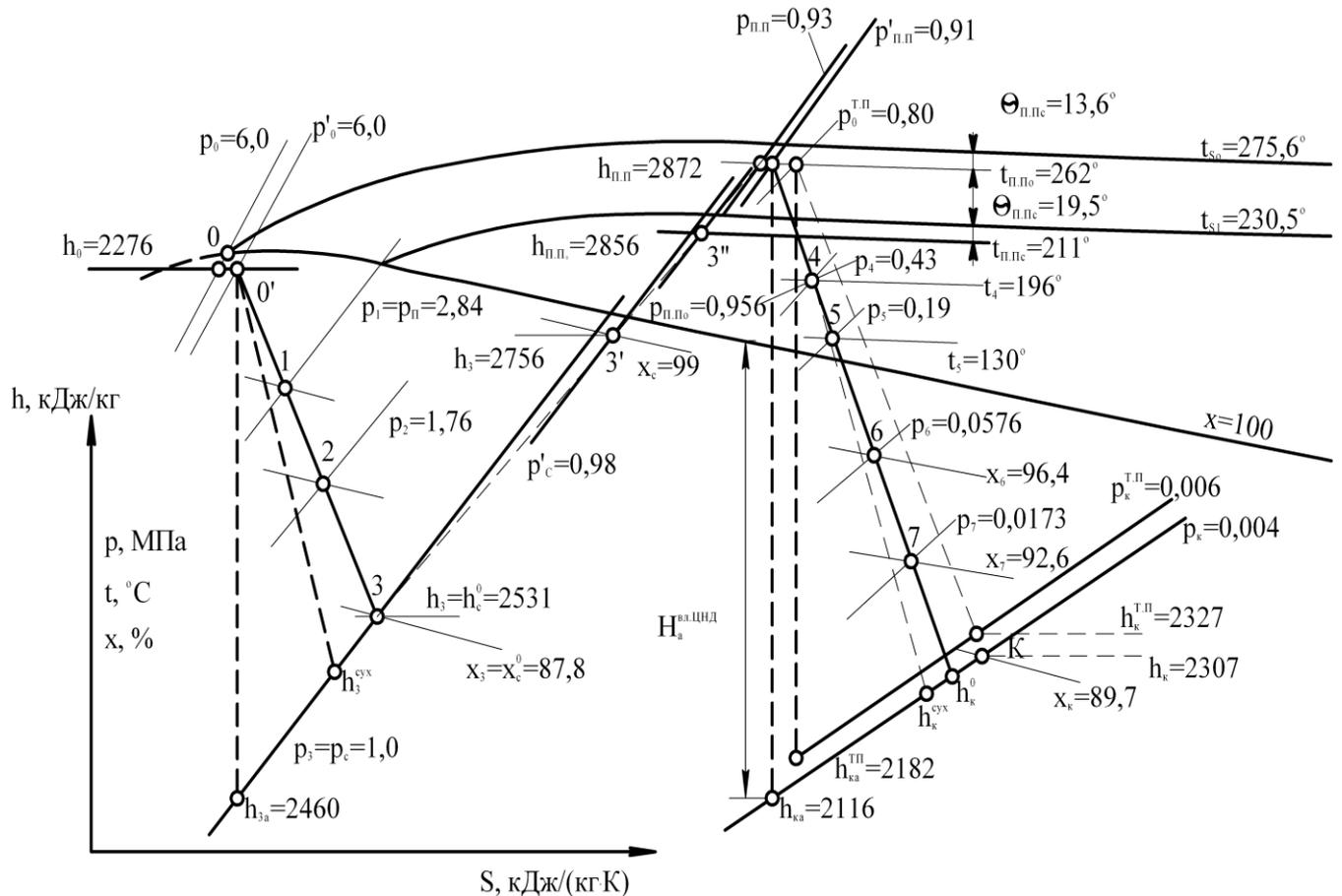


Рис. 4.3. Процесс работы пара в главной турбине К-1000-60/1500 и тупроприводе питательного насоса в h,S – диаграмме.

Давление среды в расширителе продувки парогенераторов АЭС принято $p_p = 1,06$, $p_d = 0,69$ МПа, а температура продувочной воды до и после фильтров составляет 50 и 45 °С. Параметры свежего пара за парогенераторами соответствуют параметрам первого контура и конструкции самих парогенераторов: $p_{др} = 6,4$ МПа, $x_{III} = 100\%$.

Построение процесса работы пара в турбине (рис. 4.3) и составление табл. 4.1 осуществляется одновременно. В первую очередь строим процесс работы пара в ЦВД, зная его начальное и конечное давления ($p_c = 1$ МПа) и значение $\eta_{oi}^{СВХ.ЦВД} = 0,82$. Методом последовательного приближения определяем истинные значения $\eta_{oi}^{ЦВД}$ при работе на влажном паре и положение точки процесса 3:

$$а) \quad h_0 = 2276 \text{ кДж/кг}; \quad h_{3a} = 2460 \text{ кДж/кг};$$

$$h_3^{СВХ} = h_0 - (h_0 - h_{3a}) \cdot \eta_{oi}^{СВХ.ЦВД} = 2776 - (2776 - 2460) \cdot 0,82 = 2517 \text{ кДж/кг};$$

конечная влажность пара $y_3 = 0,13$;

поправка на влажность пара $k_{ВЛ} = 1 - 0,87(y_0 - y_3) / 2 = 0,9413$;

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = \eta_{oi}^{СВХ.ЦВД} \cdot k_{ВЛ} = 0,82 \cdot 0,9413 = 0,7718$$

$$б) \quad h_3 = h_0 - (h_0 - h_{3a}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД} = 2776 - (2776 - 2460) \cdot 0,7718 = 2531 \text{ кДж/кг};$$

$$y_3 = 0,123; \quad k_{ВЛ} = 1 - 0,87(0,005 - 0,123 / 2) = 0,9443$$

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,82 \cdot 0,9443 = 0,7743$$

$$в) \quad h_3 = 2776 - (2776 - 2460) \cdot 0,7743 = 2531,5 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_3 = 2531,3 - 2531 = 0,3 \text{ кДж/кг} < 1 \text{ кДж/кг}, \text{ что допустимо.}$$

Уточняем параметры пара в точке 3 (за ЦВД): $h_3 = h_0 = 2531$ кДж/кг; $p_3 = 1,0$ Мпа; $x_3 = x_c^0 = 87,8\%$; $\eta_{oi}^{ЦВД} = 77,43\%$.

По принятой температуре питательной воды $t_{ПВ} = t_{В1} = 224$ °С определяем параметры пара в первом отборе турбины, а по разделительному давлению - параметры воды за ПВД 3 (ПЗ) и в деаэраторе ($p_d = const = 0,65$ МПа). Недоохлаждение дренажа греющего пара в охладителях дренажа ПВД принято 5 °С, $\theta_{0д} = 20$ кДж/кг.

По принятым значениям потерь давления пара на тракте ЦВД - СПП - ЦНД определяем:

- давления пара за сепаратором влаги $p'_c = 0,98p_c = 0,98$ Мпа;
- давления пара за ПП₀ $p_{III0} = 0,975p'_c = 0,965$ Мпа;
- давления пара за ПП_С $p_{III} = 0,975p_{III0} = 0,93$ Мпа;
- давления пара перед ЦНД $p'_{III} = 0,975p_{III} = 0,91$ Мпа;

Степень сухости за сепаратором влаги принимаем $x_c = 99\%$ и определяем $h_c = 2756$ кДж/кг. Температуры и энтальпии обогреваемого пара за промежуточными перегревателями составят:

$$t_{III0} = t_{s1} - u_{III0} = 230,5 - 19,5 = 211^\circ C ; h_{III0} = 2856 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{III} = t_{s0} - u_{III} = 275,6 - 13,6 = 262^\circ C ; h_{III} = 2972 \text{ кДж/кг}.$$

Потеря давления греющего пара в промежуточных перегревателях принята 4 — 6 %; энтальпии дренажей этого пара определялись при давлениях:

$$\text{в ПП}_0 \quad p'_1 = p_1 - \Delta p_{TP} - \Delta p_{III0} = 0,9p_1 = 2,55 \text{ МПа};$$

$$\text{в ПП}_С \quad p'_0 = p_0 - \Delta p_{TP} - \Delta p_{IIIС} = 0,92p_0 = 5,52 \text{ МПа};$$

Переходим к построению процесса работы пара в ЦНД и в приводной турбине ПН, используя тот же подход, что и для ЦВД. При этом учитываем, что часть ступеней турбины работает в зоне перегретого пара:

$$\text{а) } h_{III} = 2972 \text{ кДж/кг}; h_{ка} = 2972 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{ка}^{сух} = h_{III} - (h_{III} - h_{ка}) \cdot h_{oi}^{сух.ЦВД} = 2972 - (2972 - 2116) \cdot 0,84 = 2253 \text{ кДж/кг};$$

конечная влажность пара $y_k = 0,125$;

$$\text{поправка на влажность пара } k_{KB} = 1 - 0,87(y_0 - y_k) / 2 = 1 - 0,87 \frac{0 + 0,125}{2} = 0,9456;$$

общий адиабатный теплоперепад ЦВД

$$H_a^{ЦВД} = 2972 - 2116 = 856 \text{ кДж/кг};$$

адиабатный теплоперепад ЦНД в зоне влажного пара (по построению) $H_a^{ВЛ.ЦНД} = 2700 - 2116 = 584 \text{ кДж/кг};$

$$\eta_{oi}^{ЦНД} = \eta_{oi}^{сух.ЦНД} (1 - (1 - k_{ВЛ}) H_a^{ВЛ.ЦНД} / H_a^{ЦВД}) = 0,84(1 - (1 - 0,9456) \cdot 584 \cdot 856) = 0,8088;$$

$$\text{б) } h_k^o = 2972 - (2972 - 2116) \cdot 0,8088 = 2279,7 \text{ кДж/кг}; y_k = 0,116;$$

$$k_{KB} = 1 - 0,87 \frac{0 + 0,116}{2} = 0,94954;$$

$$\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,84(1 - (1 - 0,94956) \cdot 584 / 856) = 0,811;$$

$$в) \quad h_k^o = 2972 - (2972 - 2116) \cdot 0.8111 = 2277.7 \text{ кДж/кг}; \quad y_k = 0,116; \quad \Delta y_k = 0.$$

Построение процесса пара в ЦНД закончено. Уточняем параметры пара в конце процесса с учетом потери с выходной скоростью:

$$h_k = h_k^o - h_{B,C} = 2277,2 + 29,33 = 2307 \text{ кДж/кг}; \quad p_k = 4,0 \text{ кПа};$$

$$x_k = 89,7\%; \quad \eta_{oi}^{III} = 81,11\%.$$

Приводная турбина ПН:

$$а) \quad h_0^{III} = 2972 \text{ кДж/кг}; \quad h_{ка}^{III} = 2182 \text{ кДж/кг};$$

$$h_k^{сyx.III} = h_0^{III} - (h_0^{III} - h_{ка}^{III}) \cdot h_{oi}^{сyx.III} = 2972 - (2972 - 2182) \cdot 0,84 = 2308,4 \text{ кДж/кг};$$

$$y_k^{T.II} = 0,108; \quad k_{KB} = 1 - 0,87 \frac{0 + 0,108}{2} = 0,9530; \quad H_a^{III} = 2972 - 2182 = 790$$

кДж/кг;

$$H_a^{Bl.III} = 2692 - 2182 = 510 \text{ кДж/кг (по построению);}$$

$$\eta_{oi}^{III} = 0,84(1 - (1 - 0,953) \cdot 510 / 790) = 0,8145;$$

$$б) \quad h_k^{III} = 2972 - (2972 - 2182) \cdot 0,8145 = 2328,5 \text{ кДж/кг}; \quad y_k = 0,100;$$

$$k_{Bl} = 1 - 0,87 \frac{0 + 0,100}{2} = 0,9565; \quad \eta_{oi}^{III} = 0,84(1 - (1 - 0,9565) \cdot 510 / 790) = 0,8164$$

$$в) \quad h_k^{III} = 2972 - (2972 - 2182) \cdot 0,8164 = 2327 \text{ кДж/кг}; \quad y_k = 0,100; \quad \Delta y_k = 0.$$

Построение процесса пара в приводной турбине закончено. Уточняем параметры пара в точке конца процесса: $p_k^{III} = 6 \text{ кПа}$; $h_k^{III} = 2327 \text{ кДж/кг}$; $x_k^{III} = 90\%$.

Распределение подогрева воды по ступеням регенеративной установки осуществляем в следующем порядке. Известен подогрев воды:

$$\tau_1 + \tau_2 = h_{IIb} - h_{II3} = 964 - 737 = 227 \text{ кДж/кг}.$$

Принимаем для упрощения примера расчета равное деление подогрева в первых двух ступенях $\tau_1 \approx \tau_2$. Оптимальное соотношение подогревов воды между "холодной" ступенью, обогреваемой паром за ЦВД при разделительном давлении, и следующей "горячей" ступенью, обогреваемой паром после парового промежуточного перегрева (из ЦНД турбины), $\beta_{3,4} = \tau_1 / \tau_2 = 1,20 \div 1,30$. Остальной подогрев распределяем по геометрической прогрессии:

$$\frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = \frac{\tau_6}{\tau_7} = m = 1,02$$

При известном общем подогреве $h_{II3} - h'_k = 737 - 121,4 = 615,6 \text{ кДж/кг}$ получаем, кДж/кг:

$$\tau_7 = 113,1; \quad \tau_6 = 115,4; \quad \tau_5 = 117,6; \quad \tau_4 = 119,1; \quad \tau_3 = 150,4;$$

$$\beta_{3,4} = 150,4/119,1 = 1,263.$$

Параметры воды и пара в подогревателях и пара в отборах турбины определяем, используя значения τ_r (табл. 4.1). Учитываем также принятые значения подогрева воды, давления воды и потери давления пара в трубопроводах:

ПНД (П7): недогрев воды в смешивающем подогревателе принят $\Theta_7 = 0^\circ\text{C}$ (см. табл. 4.1). Энтальпия воды за П7 составит $h_{B7} = h'_7 = h'_K + \tau_r = 234,5$ кДж/кг. Давление пара в подогревателе $p'_7 = 16,5$ кПа, температуру воды в нем $t_{B7} = t_{s7} = 56^\circ\text{C}$ определяем по значению p'_7 из таблиц теплофизических свойств пара и воды. Давление пара в отборе турбины определяем с учетом потерь на тракте подогреватель-турбина $p_7 = 1,05 p'_7 = 17,3$ кПа.

ПНД (П6): по аналогии с П7 имеем:

$$\Theta_6 = 0; \quad h_{B6} = h'_6 = h_{B7} - \tau_B = 349,9 \text{ кДж/кг}; \quad p'_6 = 54,9 \text{ кПа}; \quad t_{B6} = 83,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$p_6 = 1,05 p'_6 = 57,6 \text{ кПа}.$$

ПНД(П5): энтальпия воды за поверхностным подогревателем равна $h_{B5} = h_{B6} - \tau_B = 467,5$ кДж/кг. Давление воды в ПНД принято $p_{B5} = 2,2$ МПа (табл. 4.1). По давлению и энтальпии воды определяем температуру воды за ПНД из таблиц теплофизических свойств $t_{B5} = 111^\circ\text{C}$. Недогрев воды в ПНД принят $\Theta_5 = 6^\circ\text{C}$. Температура и давление насыщения греющего пара в ПНД соответственно равны $t_{s5} = t_{B5} + \Theta_5 = 117^\circ\text{C}$; $p' = 180$ кПа. Давление пара в отборе турбины определяем с учетом потерь на тракте подогреватель - турбина $p_5 = 1,06$; $p'_5 = 190$ кПа.

ПНД(П4): по аналогии с П5 имеем: $h_{B4} = h_{B5} + \tau_4 = 586,6$ кДж/ кг; $p_{B4} = 1,7$ МПа; $t_{B4} = 139^\circ\text{C}$; $\Theta_4 = 5^\circ\text{C}$; $t_{s4} = 144^\circ\text{C}$; $p'_{B4} = 0,404$ МПа: $p_4 = 1,06$; $p'_4 = 0,43$ МПа; $h_{B4} = h_{B5} + \tau_4 = 737$ кДж/кг. Распределение подогрева воды выполнено.

Уточняем подогрев воды в ПВД-8 (ПЗ), приняв во внимание подогрев ее в питательной установке:

$$\tau_{П.Н} = \frac{1,9(9,6 - 0,65)}{0,85} = 11,6 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_4 = h_{B3} - (h'_D + \tau_{П.Н}) = 737 - (684 + 11,6) = 41,4 \text{ кДж/кг}.$$

Составление табл. 4.1 параметров пара и воды заканчивается.

Материальные балансы пара и воды второго контура АЭС.

Доля общего расхода пара на турбоустановку $\alpha_0 = 1$, доля утечек пара и воды принята $\alpha_{VT} = 0,015$. Доля расхода пара из паро-

генераторов АЭС $\alpha_{ПТ} = \alpha_0 = 1,0$ Расход продувочной воды парогенераторов в долях $\alpha_{ПР} = 0,01$, следовательно, доля расхода питательной воды составит $\alpha_{П.В} = \alpha_{УТ} + \alpha_{ПР} = 1,01$. Доля расхода добавочной воды

$$\alpha_{Д.В} = \alpha_{УТ} + \alpha_{УТ}^{С.Н} = \Sigma \alpha_{ВН} = 0,015 + 0,001 = 0,016$$

Расходы протечек из уплотнений главной турбины приведены на рис. 4.2.

Тепловые и материальные балансы элементов тепловой схемы АЭС. Указанные ранее особенности тепловой схемы АЭС (4.1) приводят к необходимости использовать в последующих расчетах в качестве определяющей величины расход рабочего пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{ПП}$. Используем эту величину для определения в общем виде количества отводимой влаги из сепаратора и расхода греющего пара на промежуточные перегреватели:

сепаратор влаги по (4.1)

$$\alpha_C = \frac{2756 - 2531}{2531 - 758,7} \alpha_{ПП} = 0,12695 \cdot \alpha_{ПП};$$

промежуточные пароперегреватели по (4.2), (4.3)

$$\alpha_{П.О} = \frac{2856 - 2531}{2676 - 984} \alpha_{ПП} = 0,05910 \cdot \alpha_{ПП};$$

$$\alpha_{П.С} = \frac{2972 - 2856}{2776 - 1207} \alpha_{ПП} = 0,07393 \cdot \alpha_{ПП};$$

подогреватели высокого давления (ПВД)

П1:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{П.В} \tau_1 \eta_{П1}^{-1} - \alpha_{П.С} (h'_{П.ИС} - h_{ДР1})}{q_1} = \frac{1,01 \cdot 113 \cdot 0,993^{-1} - 0,07393}{1805} \times$$

$$\times \alpha_{ПП} = (1207 - 871) = 0,0638 - 0,01376 \cdot \alpha_{ПП}$$

П2:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{П.В} \tau_2 \eta_{П2}^{-1} - \alpha_{П.О} (h'_{П.ИС} - h_{ДР2}) - (\alpha_1 + \alpha_{П.С}) (h_{ДО1} - h_{ДР2})}{q_2} =$$

$$= \frac{1,01 \cdot 114 \cdot 0,994^{-1} - 0,0591 \cdot \alpha_{П.П} (984 - 757)}{1805} -$$

$$- \frac{(0,06368 + 0,06017 \cdot \alpha_{ПП}) (871 - 757)}{1805} = 0,05866 - 0,01095 \cdot \alpha_{ПП}$$

П3:

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_{П.В} \tau_3 \eta_{П3}^{-1} - \alpha_C (h'_C - h_{ДР3}) - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{П.С} + \alpha_{П.О}) (h_{ДО2} - h_{ДР3})}{q_3} =$$

$$= \frac{1,01 \cdot 41,4 \cdot 0,995^{-1} - 0,12695 \cdot \alpha_{П.П} (758,7 - 716)}{1805} \times$$

$$\times (0,12234 + 0,10832 \cdot \alpha_{ПП}) (757 - 716) = 0,02039 - 0,00542 \cdot \alpha_{ПП}$$

$$\alpha_{ДР}^{ПВД} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{П.3} + \alpha_{П.С} + \alpha_{П.О} + \alpha_C = 0,14273 + 0,22985 \cdot \alpha_{III}$$

Расширитель продувки парогенераторов АЭС (Р).

Уравнение материального баланса

$$\alpha_{np} = \alpha'_n + \alpha'_{np} = 0,010.$$

Уравнение теплового баланса

$$\alpha_{np} h_{np} = \alpha'_n h''_p + \alpha'_{np} h'_p$$

Энтальпия среды определяем по принятым ранее параметрам $p_p = 0,69$ МПа; $p_p = 6,4$ МПа:

$$0,010 \cdot 1236 = \alpha'_{II} \cdot 2762 + \alpha'_{IIР} \cdot 695.$$

Из совместного решения этих уравнений имеем

$$\alpha'_{II} = 0,00262; \alpha'_{IIР} = 0,00738.$$

Принимаем подогрев продувочной воды в теплообменнике ТО1 после ее очистки в фильтрах до 150 °С, проверив предварительно температурные напоры на холодном и горячем конце этого теплообменника ($\Theta = 10 \div 15$ °С). Определяем $h_{ТО1} = 632$ кДж/ кг.

Деаэратор питательной воды. Уравнение материального баланса:

$$\alpha_{П.В} + \alpha_{Д.У} + \alpha_{Э.У} + \alpha_{О.Э} = \alpha_{ДР}^{ПВД} + \alpha_{1.У} + \alpha'_{II} + \alpha'_{IIР} + \alpha_{КД} + \alpha_{Д};$$

$$1,01 + 0,014 + 0,0002 + 0,0003 = 0,14273 + 0,22985 \cdot \alpha_{III} + 0,025 + 0,0262 + 0,0738 + \alpha_{КД} + \alpha_{Д}$$

Уравнение теплового баланса

$$\alpha_{П.В} h'_d + (\alpha_{Д.У} + \alpha_{Э.У} + \alpha_{О.Э}) h''_d = \alpha_{ДР}^{ПВД} h_{ДР3} + \alpha_{1.У} h_{У1} + \alpha'_{II} h''_p + \alpha'_{IIР} h_{ТО1} + \alpha_{КД} h_{В4} + \alpha_{Д} h_3;$$

$$1,01 \cdot 684 + 0,0019 \cdot 2760 = (0,14273 + 0,22985 \alpha_{III}) \cdot 716 + 0,025 \cdot 2495 + 0,00262 \cdot 2762 +$$

$$+ 0,00738 \cdot 632 + \alpha_{КД} \cdot 586,6 + \alpha_{Д} \cdot 2531.$$

Из совместного решения этих уравнений определяем расход греющего пара на деаэратор

$$\alpha_{Д} = 0,03766 - 0,0153 \cdot \alpha_{III}$$

и расход основного конденсата

$$\alpha_{КД} = 0,81901 - 0,21455 \cdot \alpha_{III}$$

Доля отбора пара

$$\alpha_3 = \alpha_{П3} + \alpha_{Д} + \alpha_{С.Н} = 0,02039 - 0,00542 \cdot \alpha_{III} + 0,03766 - 0,0153 \cdot \alpha_{III} + 0,008 =$$

$$= 0,06605 - 0,02072 \cdot \alpha_{III}$$

Рассчитываем с явном виде определяющее значение расхода пара через промежуточные перегреватели:

$$\alpha_{П.В} = \alpha_0 - \alpha_{П.С} - \alpha_{СК.П} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{У1} - \alpha_{У2} - \alpha_{О.У}^{ПВД} - \alpha_{Д.У}^{ПВД} - \alpha_{П.О} - \alpha_C$$

(4.17)

$$\alpha_{III} = 1 - 0,0739\alpha_{III} - 0,001 - 0,06368 + 0,0137\alpha_{III} + 0,05866 + 0,01095\alpha_{III} - 0,06605 + \\ + 0,02072\alpha_{III} - 0,0025 - 0,0007 - 0,0002 + 0,0004 - 0,0591\alpha_{III} - 0,012695\alpha_{III},$$

т.е. $\alpha_{III} = 0,66495$.

Определим значения величин, выраженных через α_{III}

$$\alpha_C = 0,08411; \alpha_{п.о} = 0,03930; \alpha_{п.с} = 0,04916; \alpha_1 = 0,05453; \alpha_2 = 0,05138; \\ \alpha_{пз} = 0,01679; \alpha_3 = 0,05277; \alpha_d = 0,02749; \alpha_{дк} = 0,67634.$$

Проверяем подстановкой этих значений уравнение материального баланса деаэратора и уравнение (4.18), превращая их в тождество для контроля.

Питательная установка. Доля расхода пара на приводную турбину

$$\alpha_{т.п} = \frac{1,01 \cdot 1,1(9,6 - 0,65)}{(2972 - 2372) \cdot 0,83 \cdot 0,99} = 0,01926.$$

Сетевая подогревательная установка. Предварительно определяем предполагаемый расход пара на турбину

$$D_0 = d_0 N_0 = 6,144 \cdot 1000 \cdot 10^3 = 6144 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Расход сетевой воды:

$$G_{с.в} = \frac{Q_{от}}{h_{п.с} - h_{о.с}} = \frac{250 \cdot 10^6}{546,8 - 293,8} = 988,14 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Уравнение теплового баланса верхней ступени установки (ВС)

$$G_{с.в}(h_{п.с} - h_{н.с}) = D_{н.с}(h_4 - h'_4)\tau_{II}; \\ 988,14 \cdot 10^3(546,8 - 419,7) = D_{в.с}(2852 - 606,3)0,996; \\ D_{в.с} = 56150 \text{ кг/ч}; \alpha_{в.с} = 0,00914.$$

Уравнение теплового баланса нижней ступени установки (НС):

$$G_{с.в}(h_{н.с} - h_{одб}) = D_{н.с}(h_5 - h'_5)\tau_{II} + D_{в.с}(h_4 - h'_4)\tau_{II}; \\ 988,14 \cdot 10^3(419,7 - h_{одб}) = D_{н.с}(2730 - 490,8) \cdot 0,997 + 56150(606,7 - 490,3) \cdot 0,997.$$

Уравнение теплового баланса охладителя дренажей (ОДБ):

$$G_{с.в}(h_{одб} - h_{о.с}) = (D_{н.с} - D_{в.с})(h_5 - h_{др})\tau_{II}; \\ 988,14 \cdot 10^3(h_{одб} - 293,8) = (D_{н.с} + 56150)(490,8 - 356) \cdot 0,997.$$

Значение $h_{др} = 356 \text{ кДж/кг}$ принято при $p_{др} = 0,14 \text{ Мпа}$ и $t_{др} = 85^\circ\text{C}$.

Из совместного решения уравнений теплового баланса НС и ОДБ определяем, исключая $h_{одб}$:

$$D_{н.с} = 46641 \text{ кг/ч}; \alpha_{н.с} = 0,00759.$$

Подогреватели низкого давления (ПНД). Определяем повышение энтальпии рабочего тела в конденсатных насосах при заданных давлениях для КН-1 $\Delta p = 0,9 \text{ Мпа}$, для КН-2 $\Delta p = 2,7 \text{ Мпа}$.

$$\tau_{KH1} = \frac{\Delta p_{cp}^{\mathcal{G}}}{\eta_H} = \frac{0,9 \cdot 1,015}{0,83} = 1,1 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_{KH2} = \frac{\Delta p_{cp}^{\mathcal{G}}}{\eta_H} = \frac{2,7 \cdot 1,03}{0,83} = 3,4 \text{ кДж/кг}.$$

Уравнение теплового баланса для П4:

$$\alpha_{KD}(h_{B4} - h_{CM}) = \alpha_{П4} q_4 \tau_n;$$

$$0,67634(586,6 - h_{CM}) = \alpha_{П4} \cdot 2245,7 \cdot 0,996.$$

Уравнение материального баланса для СМ:

$$\alpha_{KD} = \alpha_{K5} + \alpha_{П4} + \alpha_{П5} = 0,67643.$$

Уравнение теплового баланса СМ:

$$\alpha_{KD} h_{CM} = \alpha_{K5} h_{B5} + (\alpha_{П4} + \alpha_{П5}) h_{ДР5};$$

$$0,67634 h_{CM} = \alpha_{K5} \cdot 467,5 + (\alpha_{П4} + \alpha_{П5}) \cdot 490,8.$$

Уравнение теплового баланса для П5:

$$\alpha_{K5} \tau_5 = \alpha_{П5} q_5 \tau_{П5} + \alpha_{П4} (h_{ДР4} + h_{ДР5}) \tau_{П5};$$

$$\alpha_{K5} \cdot 114,2 = \alpha_{П5} \cdot 2239,2 \cdot 0,997 + \alpha_{П4} (606,3 - 490,8) \cdot 0,997;$$

где $\tau_5 = h_{B5} - (h_{B6} + \tau_{KH2})$.

Решаем совместно приведенные выше четыре уравнения, исключая величину h_{CM} и определяем

$$\alpha_{П4} = 0,03591; \alpha_{П5} = 0,02642; \alpha_{K5} = 0,61401.$$

Доли расхода пара из отборов турбины:

$$\alpha_4 = \alpha_{П4} + \alpha_{B,C} + \alpha_{YT4} = 0,05205; \alpha_5 = \alpha_{П5} + \alpha_{П,C} = 0,03401.$$

Уравнение материального баланса для ПНД6 (П6):

$$\alpha_{K5} = \alpha_{П6} + \alpha'_{C,H} + \alpha_{K7};$$

$$0,61401 = \alpha_{П6} + 0,007 + \alpha_{K7}.$$

Уравнение теплового баланса П6:

$$\alpha_{K5} h_{B6} = \alpha_{П6} h_6 + \alpha'_{C,H} h'_{C,H} + \alpha_{K7} h_{B7};$$

$$0,61401 \cdot 349,9 = \alpha_{П6} \cdot 2568 + 0,007 \cdot 610 + \alpha_{K7} \cdot 234,5.$$

Из совместного решения этих уравнений определяем

$$\alpha_{П6} = 0,02924; \alpha_{K7} = 0,57777.$$

Доля расхода пара шестого обора турбины

$$\alpha_6 = \alpha_{П6} + \alpha_{YT6} = 0,02924 + 0,008 = 0,03724.$$

Уравнение материального баланса для П7:

$$\alpha_{K7} = \alpha_7 + \alpha_K + \alpha_{Y2};$$

$$0,57777 = \alpha_7 + \alpha_K + 0,0007.$$

Уравнение теплового баланса П7:

$$\alpha_{K7} h_{B7} = \alpha_{П7} h_7 + \alpha_K h_{B,O,Y} + \alpha_{Y2} h_{Y2};$$

$$0,57777 \cdot 234,5 = \alpha_7 \cdot 2428 + \alpha_K h_{B,O,Y} + 0,0007 \cdot 2250.$$

Уравнение теплового баланса для ОУ:

$$\alpha_K(h_{B.O.Y} - h_{B.O.Э}) = (\alpha_{O.Y} + \alpha_{Э.Y})(h_{O.Y} - h'_{O.Y})\tau_{II};$$

$$\alpha_K(h_{B.O.Y} - h_{B.O.Э}) = (0,0014 + 0,0002)(1610 - 340)0,999.$$

Уравнение теплового баланса для ОЭ:

$$\alpha_K(h_{B.O.Y} - h'_K) = \alpha_{O.Э}(h_{O.Э} - h'_{O.Э})\tau_{II};$$

$$\alpha_K(h_{B.O.Y} - 121,4) = 0,0003(2210 - 360)0,999.$$

Решаем совместно приведенные уравнения, исключая $\alpha_K h_{B.O.Y}$ и $\alpha_K h_{B.O.Э}$, и определяем $\alpha_7 = 0,02656$ и $\alpha_K = 0,55051$.

Контроль материального баланса пара и конденсата.

Пропуск пара в конденсатор главной турбины:

$$\alpha_K^{\Pi} = \alpha_{\Pi.\Pi} + \alpha_{C.K.P} - \alpha_{T.\Pi} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_{O.Y}^{\text{ИИД}} + \alpha_{D.Y}^{\text{ИИД}} =$$

$$= 0,66495 + 0,001 - 0,01926 - 0,05205 - 0,03401 - 0,03724 - 0,02656 - 0,0012 + 0,001 = 0,49663.$$

Поток конденсата из конденсатора главной турбины:

$$\alpha_{K(\Pi)} = \alpha_K^{\Pi} + \alpha_{T.\Pi} + \alpha_{B.C} + \alpha_{H.C} + \alpha_{O.Y} + \alpha_{Э.Y} + \alpha_{O.Э} + \alpha_{D.B} =$$

$$= 0,49663 + 0,01962 + 0,0914 + 0,00759 + 0,0014 + 0,0002 + 0,0003 + 0,016 = 0,55052.$$

Погрешность сведения материального баланса пара и конденсата

$$\delta\alpha_K = \frac{\alpha_K - \alpha_{K(\Pi)}}{\alpha_{K(\Pi)}} 100 = \frac{0,55051 - 0,55052}{0,55052} 100 = 0,002\% < 0,1\%,$$

что допустимо.

Энергетическое уравнение и определение расходов пара и воды. Энергетическое уравнение турбоустановки записано в табличной форме (табл. 4.2). Расход свежего пара на турбину определяем по:

$$D_0 = \frac{3600 \cdot 1000 \cdot 10^3}{595,210 \cdot 0,992 \cdot 0,989} = 6164,875 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Погрешность предварительной оценки расхода пара на турбину составляет:

$$\delta D_0 = \frac{6164,875 \cdot 10^3 - 6144,00 \cdot 10^3}{6164,875 \cdot 10^3} 100 = 0,34\%.$$

Удельный расход пара на турбину по

$$d_0 = \frac{6164,875 \cdot 10^3 - 6144,00 \cdot 10^3}{1000 \cdot 10^3} = 6,16 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Таблица 4.2. Энергетическое уравнение К-1000-60/1500

Цылиндр турбины	Отсек турбины	Доля пропуска пара через отсек α_i	Теплоперепад пара в отсеке H_{ij} , кДж/кг	Внутренняя работа на 1 кг свежего пара $\alpha_i H_{ij}$, кДж/кг
ЦВД	0'-1	$\alpha_{0'1} = \alpha_0 - \alpha_{H.C} - \alpha_{C.K.P} =$ $= 1 - 0,04916 - 0,001 = 0,94984$	$H_i^{0'1} = h_0 - h_1 =$ $= 2776 - 2676 = 100$	94,984
	1-2	$\alpha_{12} = \alpha_{0'1} - \alpha_1 = 0,94984 - 0,05453 = 0,89531$	$H_i^{12} = h_1 - h_2 =$ $= 2676 - 2608 = 68$	60,881
	2-3	$\alpha_{23} = \alpha_{12} - \alpha_2 = 0,89531 - 0,05138 = 0,84393$	$H_i^{23} = h_2 - h_3 =$ $= 2608 - 2531 = 77$	64,983
ЦНД	3 ^{IV} -4	$\alpha'_{П.П} = \alpha_{П.П} - \alpha_{Т.П} + \alpha_{C.K.P} =$ $= 0,66495 - 0,01926 + 0,001 = 0,64669$	$H_i^{3^{IV}4} = h_{П.П} - h_4 =$ $= 2972 - 2852 = 120$	77,603
	4-5	$\alpha_{45} = \alpha'_{П.П} - \alpha_4 = 0,64669 - 0,05205 =$ $= 0,59464$	$H_i^{45} = h_4 - h_5 =$ $= 2852 - 2730 = 122$	72,546
	5-6	$\alpha_{56} = \alpha_{45} - \alpha_5 = 0,59464 - 0,03401 = 0,56063$	$H_i^{56} = h_5 - h_6 =$ $= 2730 - 2568 = 162$	90,822
	6-7	$\alpha_{64} = \alpha_{56} - \alpha_6 = 0,56063 - 0,03724 = 0,52339$	$H_i^{67} = h_6 - h_7 =$ $= 2568 - 2428 = 140$	73,275
	7-К	$\alpha_{7K} = \alpha_{67} - \alpha_7 = 0,52339 - 0,02656 = 0,49683$ $\alpha_K^П = \alpha_{7K} - \alpha_{O.Y}^{ЦНД} + \alpha_{Д.Y}^{ЦНД} =$ $= 0,49683 - 0,0012 + 0,001 = 0,49663$	$H_i^{7K} = h_7 - h_K =$ $= 2428 - 2307 = 121$	60,116

Определяем значения потоков пара воды, выраженные в дж
 $D_0, 10^{-3}$ кг/ч: $D_1 = 336,17$;

$D_2 = 316,75$; $D_{П3} = 103,51$; $D_Д = 169,47$; $D_{П4} = 221,38$; $D_{П5} = 162,88$; $D_{П6} = 180,26$;

$D_7 = 163,74$;

$D_K^{II} = 3061,66$; $D_C = 520,38$; $D_{П.О} = 242,28$; $D_{П.С} = 303,07$; $D_{ПГ} = 6164,875$; $D_{П.В} = 6226,524$;

$D_{Д.В} = 98,638$; $D'_{П} = 16,15$; $D'_{ПГ} = 45,50$; $D_{С.Н} = 49,32$.

Энергетические показатели энергоблока:

1. Полный расход теплоты на турбоустановку по (4.5)

$$Q_{Т.У} = 6164,875 \cdot 10^{-3} (2776 - 964) + 16,15 \cdot 10^{-3} (2762 - 964) + 45,580 \times \\ \times 10^{-3} (695 - 964) - 98,638 \cdot 10^{-3} (964 - 167,5) = 11108,986 \text{ ГДж/ч}$$

$$\sum_{j=1}^8 \alpha_j H_{ij} = 595,210 \text{ кДж/кг.}$$

2. Эффективная мощность приводной турбины ПН по

$$N_e^{ПН.ПН} = \frac{6226,524 \cdot 10^3 \cdot 1,1(9,6 - 0,65)}{3600 \cdot 0,83} = 20515 \text{ кВт.}$$

3. Расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии

$$Q_{Т.У}^3 = Q_{Т.У} - Q_{ОГ} - Q_{С.Н} = 11108,986 - 250 - 97,752 = 10761,234 \text{ ГДж/ч};$$

$$Q_{С.В} = D_{С.Н} h_3 - D'_{С.Н} h'_3 = 49,32 \cdot 10^{-3} \cdot 2531 - 0,9 \cdot 49,32 \cdot 10^{-3} \cdot 610 = 97,752 \text{ ГДж/ч.}$$

4. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии

$$q_{Т.У}^3 = \frac{Q_{Т.У}^3}{N_{\text{э}} + N_e^{ПН.ПН}} = \frac{10761,234 \cdot 10^6}{1000 \cdot 10^3 + 20515} = 10545 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$$

5. КПД турбоустановки по выработке электроэнергии

$$\eta_{Т.У}^3 = \frac{3600}{q_{Т.У}^3} = \frac{3600}{10545} = 0,34139.$$

6. Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{Т.У}^a = \frac{3600 N_{\text{э}}}{Q_{Т.У}} = \frac{3600 \cdot 1000 \cdot 10^3}{11108,986 \cdot 10^6} = 0,32406.$$

7. Тепловая нагрузка парогенераторов АЭС по (4.10)

$$Q_{ПГ} = 6264,875 \cdot 10^{-3} (2778,8 - 964) + 61,65 \cdot 10^{-3} (1236 - 964) = 11204,784 \text{ ГДж/ч.}$$

8. КПД транспорта теплоты второго контура энергоблока АЭС

$$\eta_{TP}^{\Pi} = \frac{Q_{TY}}{Q_{III}} = \frac{11108,986 \cdot 10^6}{11204,784 \cdot 10^6} = 0,99145.$$

9. КПД энергоблока АЭС брутто

$$\eta_c = \eta_p \eta_{TP}^I \eta_{III} \eta_{TP}^{\Pi} \eta_{TY}^a = 0,99 \cdot 0,995 \cdot 0,985 \cdot 0,99145 \cdot 0,32406 = 0,31174.$$

10. Тепловая мощность реактора

$$Q_p = \frac{N_{\text{Э}}}{\eta_c} = \frac{1000}{0,31174} = 3207,801 \text{ МВт};$$

11. КПД энергоблока АЭС нетто

$$\eta_c^{\text{н}} = \eta_c (1 - \varepsilon_{c.\text{н}}) = 3,1174(-1 - 0,06) = 0,29307.$$

12. Удельный расход выгоревшего ядерного топлива

$$b_{\text{я.т}} = \frac{0,054}{\eta_c} = \frac{0,054}{0,31174} = 173 \text{ г/(МВт}\cdot\text{ч)}.$$

13. Годовая потребность энергоблока АЭС в ядерном топливе по (4.16)

$$B_{\Gamma} = \frac{Q_p T_{\text{уст}}}{24 \cdot K} = \frac{3207,801 \cdot 7000}{24 \cdot 40 \cdot 10^3} = 23,390 \text{ т/год}.$$