

ЗАДАНИЕ

Для заданной в таблице вариантов турбоустановки определить температуру T_k и давление P_k в конденсаторе турбины, а также ее изменение при изменении нагрузки, охлаждающая поверхность которого F_k указана в таблице. Пропуск пара D_k в конденсатор в номинальном режиме определить по заданной доле расхода α_k , которую можно считать приблизительно постоянной независимо от нагрузки блока. Номинальный расход циркуляционной воды $G_{ц, ном}$ указан в таблице заданий. Температуру циркуляционной воды на входе в конденсаторе $T_{п1}$ во всех режимах принять в соответствии с данными табл.1. Удельную теплоемкость циркуляционной воды в расчетах принимать в размере $C_v=4,2кДж/(кг*град)$. Теплоту конденсации пара $q_k=h_k-h_{кв} \cong r$ во всех режимах считать приблизительно одинаковой и равной $q \cong 2435кДж/кг$.

Средний коэффициент теплопередачи в конденсаторе турбины “К” оценивать по эмпирической формуле Л.Д. Бермана (ВТИ), которая приводится ниже.

Поправки к формуле Бермана Φ_z на число ходов воды в конденсаторе и Φ_d на влияние паровой нагрузки конденсатора не учитывать и считать приблизительно равным $\Phi_z \cong 1,0$ и $\Phi_d \cong 1,0$. Коэффициент, учитывающий загрязнение трубок конденсатора, принять равным $a \cong 0,75$. Скорость воды W_v в трубках конденсатора рассчитать, используя заданное в таблице вариантов количество трубок “п” и число ходов воды “z”. Внутренний диаметр трубок $d_{вн} = 26мм$ считать у всех конденсаторов одинаковым.

После расчета номинального режима определить изменение t_k и p_k в конденсаторе при снижении нагрузки турбины от номинальной до относительной величины f , полагая $G_{ц} = const$. Для расчета расхода пара в “голову” турбины при частичной нагрузке f коэффициент холостого хода принять $x = 0,05$.

Для этой же нагрузки f определить изменение t_k и p_k в конденсаторе при уменьшении расхода циркуляционной воды на 20% по сравнению с номинальным, используя формулу Бермана для оценки изменения коэффициента теплопередачи “К” в конденсаторе. Построить зависимость изменения P_k в конденсаторе от f и $G_{цв}$.

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ.

Номера вариантов заданий	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Температура циркуляции на входе в турбину, °С	10	12	14	16	18	11	13	15	17	19
Тип турбины	K=300–240					K=500–240				
	K=800–240					K=200–130				
	K=1200–240					K=160–130				
$D_{о, ном}$ кг/с	258,4					424				
	736,1					186,1				
	1097,2					143				
$\alpha = D_k / D_{о, ном}$	0,61					0,59				
	0,58					0,68				
	0,57					0,69				
Поверхность конденсатора F_k м ²	15400					23040				
	32220					10120				
	62600					9115				
Общее число трубок “п” в конденсаторе	19600					29480				
	39250					12930				
	52800					11712				

Число ходов "z" для воды в конденсаторе	2	2
	1	2
	1	2
Номинальный расход ц.в. $G_{ц,ном}$ м ³ /час	36000	51480
	73000	25000
	108000	20812
f	1,0; 0,8; 0,6; 0,5	1,0; 0,85; 0,7; 0,5

Методические рекомендации.

Для определения температуры конденсата t_k в конденсаторе турбины применяется формула:

$$t_k = t_{1ц} + \frac{D_k \cdot q_k}{c_v \cdot G_{ц} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{k \cdot F}{c_v \cdot G_{ц}}\right) \right]} \quad (1)$$

По величине t_k с помощью таблиц параметров воды и водяного пара при состоянии насыщения можно определить давление отработавшего пара p_k в конденсаторе турбины, используя при необходимости линейную интерполяцию.

По формуле (1) и по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара в начале ведут расчет на номинальный режим и определяют $t_{к,ном}$ и $p_{к,ном}$. При этом $D_{к,ном} = \alpha_k \cdot D_{о,ном}$.

Рекомендуется до начала расчетов по формуле (1) определить произведение $D_{к,ном} \cdot q_k$, размерность которого должна быть [кВт].

После этого следует определить произведение $c_v \cdot G_{ц,ном}$, размерность которого должна быть [кВт/град]. Для этого надо предварительно перевести размерность $G_{ц}$ из [м³/час] в размерность [кг/сек], приняв плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Далее надо подсчитать выражение $\frac{k \cdot F}{c_v \cdot G_{ц}}$ под знаком экспоненты. Эта дробь должна быть безразмерной, для чего произведение $k \cdot F$ должно иметь ту же размерность [кВт/град], как и произведение $c_v \cdot G_{ц}$.

Для вычисления произведения $k \cdot F$ надо предварительно определить коэффициент теплопередачи "К" в конденсаторе турбины. Для этого рекомендуется использовать эмпирическую формулу Л.Л. Бермана (ВТИ):

$$K = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot W_B}{4 \sqrt{d_{вн}}} \right)^x \cdot \left[1 - \frac{0,42 \cdot \sqrt{a}}{1000} (35 - t_{1ц})^2 \right] \cdot \Phi_z \cdot \Phi_d \quad (2)$$

В этой формуле принять поправочный множитель Φ_z , учитывающий влияние числа ходов воды в конденсаторе $\Phi_z \approx 1,0$. Множитель Φ_z , учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора, также считать приближенно равным единице: $\Phi_d \approx 1,0$.

Коэффициент, учитывающий загрязнение внутренней поверхности трубок конденсатора, можно принять равным $a = 0,75$.

Внутренний диаметр трубок конденсатора $d_{вн}$, равный здесь $d_{вн} = 26 \text{ мм}$, в формулу (2) следует подставлять в миллиметрах.

Скорость воды в трубках конденсатора подсчитывается по формуле:

$$W_B = \frac{G_{\text{ц}}}{\frac{n}{z} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{вн}}^2} \quad (3)$$

В этой формуле (3) через “n” обозначено общее количество трубок в конденсаторе, а через “z” – число ходов охлаждающей циркуляционной воды.

Величины, входящие в формулу (3), должны подставляться с такими размерностями, чтобы в итоге получить скорость воды в [м/сек].

Показатель степени “x” в формуле Л.Л. Бермана (2) подсчитывается по формуле:

$$x = 0,12 \cdot a \cdot \left(1 + 0,15 \cdot t_{1\text{ц}}\right) \quad (4)$$

Расчет коэффициента теплопередачи “K” по формуле (2) дает в результате размерность [K]=[Вт/(м²*град)].

При подстановке величины “K” в формулу (1) под знак экспоненты надо перевести коэффициент теплопередачи в размерность [кВт/(м²*град)].

Используя вышеприведенные рекомендации, надо теперь выполнить расчет t_k и p_k для конденсатора на частичную нагрузку турбины f , найдя

$$\beta_D = x_{\text{хх}} + (1 - x_{\text{хх}}) \cdot f \quad \text{и} \quad D_k = \beta_D \cdot D_{\text{к.ном}}$$

$x_{\text{хх}}$ – относительный расход холостого хода, принять для всех вариантов равным 0,05. После этого следует определить влияние на t_k и p_k температуры $t_{1\text{ц}}$ циркуляционной охлаждающей воды, изменив ее в соответствии с заданием.

В конце задания надо выявить влияние на t_k и на p_k расхода циркуляционной воды G_B . В последнем случае надо учесть изменение скорости воды W_B и коэффициента теплопередачи “K” в конденсаторе турбины.

Последние два пункта задания выполнить для частичной нагрузки энергоблока.

Составить сводную таблицу результатов расчетного исследования для наглядного сопоставления.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)**

Институт Теплоэнергетики и Технической Физики
КАФЕДРА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ
СТАНЦИЙ

Практическое задание №6

по курсу

«Режимы работы и эксплуатации ТЭС»

«Параметры рабочей среды в конденсаторе при изменении нагрузки и расхода циркуляционной воды»

Студент:

Группа:

Вариант : 11

Преподаватель: Куличихин В.В.

Исходные данные:

Общие для всех значения

Удельная теплоёмкость циркуляционной воды:	$c_b = 4.2$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$
Теплота конденсации пара в конденсаторе:	$q_k = 2435$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Поправки к формуле Бермана:	$\Phi_z = 1$	$\Phi_d = 1$
Коэффициент, учитывающий загрязнение трубок конденсатора:	$a = 0.75$	
Внутренний диаметр трубок:	$d_{вн} = 26$	мм
Коэффициент холостого хода:	$X_{хх} = 0.05$	

Вариантные значения (вариант 11)

Температура циркуляционной воды на входе в конденсатор:	$t'_{цв} = 10$	$^{\circ}\text{C}$
Тип турбины:	$K = 800 - 240$	
Расход пара в голову турбины в номинальном режиме:	$D_{0_ном} = 736.1$	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$
Доля расхода пара в конденсаторе:	$\alpha_k = 0.58$	
Поверхность конденсатора:	$F_k = 32220$	м^2
Общее число трубок в конденсаторе:	$n = 39250$	шт
Число ходов для воды в конденсаторе:	$z = 1$	шт
Номинальный расход циркуляционной воды:	$G_{цв_ном} = 73000$	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$
Доля частичной нагрузки:	$f := \begin{pmatrix} 1 \\ 0.8 \\ 0.6 \\ 0.5 \end{pmatrix}$	

1. Расчёт номинального режима

Расход пара в конденсатор в номинальном режиме: $D_{к_ном} = \alpha_k \cdot D_{0_ном}$

$$D_{к_ном} = 0.58 \cdot 736.1 \quad D_{к_ном} = 426.9 \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Произведение $D_{к_ном} \cdot q_k = 1.04 \times 10^6$ кВт

Произведение $c_b \cdot \frac{G_{цв_ном} \cdot 1000}{3600} = 8.517 \times 10^4$ $\frac{\text{кВт}}{\text{К}}$

Показатель степени "х" в формуле Бермана: $x = 0.12 \cdot a \cdot (1 + 0.15 \cdot t'_{цв})$

Скорость воды в трубках конденсатора: $W_b = \frac{G_{цв_ном}}{3600} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{вн}}{1000}\right)^2}{z \cdot 4}$

$$W_b = \frac{\left(\frac{7.3 \times 10^4}{3600}\right) \cdot \frac{3}{\left(\frac{3.925 \times 10^4}{1}\right) \cdot \frac{14}{4} \cdot \left(\frac{26}{1000}\right)^2}}{1} \quad W_b = 0.9731 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе турбины (по эмпирической формуле Бермана):

$$k = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1.1 \cdot W_b}{4 \sqrt{d_{вн}}}\right)^x \cdot \left[1 - \frac{0.42 \cdot \sqrt{a}}{1000} \cdot (35 - t'_{цв})^2\right] \cdot \Phi_d \cdot \Phi_z \quad k = 1.994 \times 10^3 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Температура конденсата в конденсаторе турбины:

$$t_{конд_ном} = t'_{цв} + \frac{D_{к_ном} \cdot q_k}{c_b \cdot \frac{G_{цв_ном} \cdot 1000}{3600} \cdot \left[1 - e^{-\frac{k \cdot F_k \cdot 10^{-3}}{c_b \cdot \frac{G_{цв_ном} \cdot 1000}{3600}}}\right]}$$

$$t_{конд_ном} = 10 + \frac{426.9 \cdot (2.435 \times 10^3)}{4.2 \cdot \frac{(7.3 \times 10^4) \cdot 1000}{3600} \cdot \left[1 - e^{-\frac{1.994 \times 10^3 \cdot (3.222 \times 10^4) \cdot 10^{-3}}{4.2 \cdot \frac{(7.3 \times 10^4) \cdot 1000}{3600}}}\right]}} \quad t_{конд_ном} = 33 \quad ^{\circ}\text{C}$$

Давление насыщения в конденсаторе при температуре конденсата (при $t_{конд_ном} = 33$ $^{\circ}\text{C}$):

$$P_{к_ном} = 5.04 \quad \text{кПа}$$

2. Расчёт переменных режимов (изменение расхода пара)

Относительный расход пара при частичных нагрузках:

$$\beta_D = X_{хх} + (1 - X_{хх}) \cdot f \quad \beta_D = \begin{pmatrix} 1 \\ 0.81 \\ 0.62 \\ 0.525 \end{pmatrix}$$

Значения расхода пара в конденсатор при частичных нагрузках:

$$D_{к_перем} = D_{к_ном} \cdot \beta_D \quad D_{к_перем} = \begin{pmatrix} 426.9 \\ 345.8 \\ 264.7 \\ 224.1 \end{pmatrix} \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Температуры конденсата в конденсаторе турбины при различных частичных нагрузках:

$$t_{конд_f} = t'_{цв} + \frac{D_{к_перем} \cdot q_k}{c_b \cdot \frac{G_{цв_ном} \cdot 1000}{3600} \cdot \left[1 - e^{-\frac{k \cdot F_k \cdot 10^{-3}}{c_b \cdot \frac{G_{цв_ном} \cdot 1000}{3600}}}\right]}$$

$$t_{конд_f} = \begin{pmatrix} 33 \\ 28.7 \\ 24.3 \\ 22.1 \end{pmatrix} \quad ^{\circ}\text{C}$$

Давления насыщения в конденсаторе при температурах конденсата (при $t_{конд_f} = \begin{pmatrix} 33 \\ 28.7 \\ 24.3 \\ 22.1 \end{pmatrix}$ $^{\circ}\text{C}$):

$$P_{к_f} = \begin{pmatrix} 5.04 \\ 3.94 \\ 3.04 \\ 2.66 \end{pmatrix} \quad \text{кПа}$$

3. Расчёт переменных режимов (изменение расхода пара и циркуляционной воды)

Новое значение расхода циркуляционной воды (в соответствии с заданием):

$$G_{цв_перем} = G_{цв_ном} \cdot 0.8 \quad G_{цв_перем} = 5.84 \times 10^4 \quad \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Скорость воды в трубках конденсатора: $W_{b_f_Gцв} = \frac{G_{цв_перем}}{3600} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{вн}}{1000}\right)^2}{z \cdot 4}$ $W_{b_f_Gцв} = 0.7785$ $\frac{\text{м}}{\text{с}}$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе турбины (по эмпирической формуле Бермана):

$$k_f_{Gцв} = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1.1 \cdot W_{b_f_Gцв}}{4 \sqrt{d_{вн}}}\right)^x \cdot \left[1 - \frac{0.42 \cdot \sqrt{a}}{1000} \cdot (35 - t'_{цв})^2\right] \cdot \Phi_d \cdot \Phi_z \quad k_f_{Gцв} = 1.896 \times 10^3 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Температура конденсата в конденсаторе турбины:

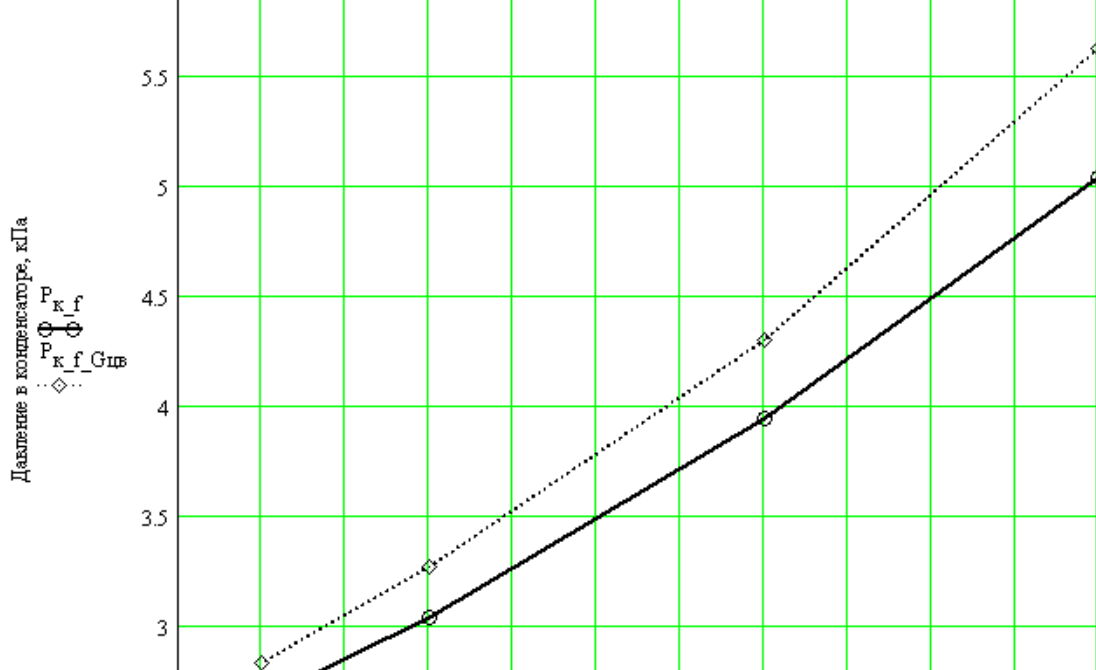
$$t_{конд_f_Gцв} = t'_{цв} + \frac{D_{к_перем} \cdot q_k}{c_b \cdot \frac{G_{цв_перем} \cdot 1000}{3600} \cdot \left[1 - e^{-\frac{k \cdot F_k \cdot 10^{-3}}{c_b \cdot \frac{G_{цв_перем} \cdot 1000}{3600}}}\right]}$$

$$t_{конд_f_Gцв} = \begin{pmatrix} 35 \\ 30.2 \\ 25.5 \\ 23.1 \end{pmatrix} \quad ^{\circ}\text{C}$$

Давления насыщения в конденсаторе при температуре конденсата (при $t_{конд_f_Gцв} = \begin{pmatrix} 35 \\ 30.2 \\ 25.5 \\ 23.1 \end{pmatrix}$ $^{\circ}\text{C}$):

$$P_{к_f_Gцв} = \begin{pmatrix} 5.63 \\ 4.30 \\ 3.27 \\ 2.83 \end{pmatrix} \quad \text{кПа}$$

Изменение давление при разл. нагрузке



Зависимость давления от расхода циркуляционной воды



Сводная таблица результатов расчётного исследования

Частичная нагрузка f	Номинальный расход циркуляционной воды $G_{цв}$		Изменённый расход циркуляционной воды $G_{цв_перем} = 0.8 G_{цв}$	
	Температура конденсата, град. C	Давление в конденсаторе, кПа	Температура конденсата, град. C	Давление в конденсаторе, кПа
1	33	5,04	35	5,63
0.8	28,7	3,94	30,2	4,30
0.6	24,3	3,04	25,5	3,27
0.5	22,1	2,66	23,1	2,83

Выводы:

В результате расчёта, по исходным данным, были определены значения температуры конденсата в конденсаторе и давление в конденсаторе. Так как по условию температура циркуляционной воды достаточно низкая (10 $^{\circ}\text{C}$), то не удивительно, что получился достаточно низкий вакуум конденсата в конденсаторе (33 $^{\circ}\text{C}$), а следовательно и достаточно глубокий вакуум (5,04 кПа). Следует отметить, что давление в конденсаторе также зависит от расхода циркуляционной воды и загрязнённости трубок конденсатора (коэффициента теплопередачи).

Далее, после определения t_k и P_k в номинальном режиме, был произведён расчёт при частичных нагрузках турбины. Была выявлена зависимость, что температура конденсата и давление в конденсаторе уменьшаются при снижении нагрузки. Это связано с тем, что при снижении нагрузки расход пара в конденсатор уменьшается, но при этом расход охлаждающей воды остаётся постоянным - отсюда получается, что трубки конденсатора с охлаждающей водой меньше нагреваются и температура конденсата понижается. А температура конденсата имеет прямую зависимость с давлением - при снижении температуры давление насыщения уменьшается.

Далее был произведён расчёт при уменьшении расхода циркуляционной воды на 20%. Результаты показали, что в этом случае, по сравнению с предыдущим произошло увеличение температуры конденсата и давления в конденсаторе. Это связано с тем, что из-за уменьшения расхода циркуляционной воды, она стала больше нагреваться, проходя через трубки конденсатора. Уменьшился температурный напор между конденсирующимся паром и средней температурой циркуляционной воды в трубках конденсатора. Следовательно, температура конденсата и давление повысились.