

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ ДЛЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Асп. СЕДНИН А. В.

Белорусская государственная политехническая академия

Основное назначение регенеративного подогрева питательной воды паротурбинной установки — повышение тепловой экономичности за счет уменьшения потерь в конденсаторе (холодном источнике). Регенеративный подогрев питательной воды повышает КПД турбоустановки на 10–12 % и применяется на всех современных паротурбинных электростанциях.

Конечную температуру питательной воды определяют на основании технико-экономических расчетов [1]. Однако они невозможны без предварительной оценки влияния значений температур питательной воды на экономичность работы турбоустановки. Термодинамически оптимальную температуру питательной воды на конденсационных блоках и распределение ее подогрева по ступеням выбирают из условия максимума абсолютного внутреннего КПД турбоустановки [2].

Сложность оценки эффективности работы ТЭЦ по сравнению с КЭС заключается в наличии двух видов вырабатываемой энергии [3]. При балансовом методе определения эффективности работы теплофикационной установки основными показателями являются коэффициент использования теплоты топлива и электрический КПД ТЭЦ. Однако воспользоваться ими для оценки эффективности работы турбоустановки с теплофикационным (производственным) противодавлением при полном отсутствии конденсационной выработки не представляется возможным. В качестве параметра, определяющего тепловую экономичность теплофикационной паротурбинной установки (ТПТУ), выбираем удельную выработку на тепловом потреблении. Этот показатель зависит от термодинамического совершенства теплофикационного цикла, и чем он выше при заданном количестве отпускаемой теплоты, отдаваемой тепловому потребителю, тем больше экономия топлива от теплофикации.

В данной статье именно этот критерий был положен в основу расчета оптимальной температуры питательной воды ТПТУ и оптимизации распределения подогрева по ступеням. Рассмотрим два типа системы регенерации ТПТУ.

Первый — система регенерации состоит из двух подогревателей смешивающего типа (рис. 1а). Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении для такой ТПТУ определяется по формуле [4]:

$$W_e = \frac{\alpha_1(h_0 - h_1) + \alpha_2(h_0 - h_2) + \alpha_t(h_0 - h_t)}{\alpha_t(h_t - h'_t)}, \quad (1)$$

где α_1, α_2 — доли регенеративных отборов; h_1, h_2 — энтальпии пара этих отборов; h_0, h_t, h'_t — то же, свежего пара; пара, отдаваемого потребителю; конденсата после потребителя.

Из уравнений материального и теплового балансов подогревателей определяем α_1, α_2 :

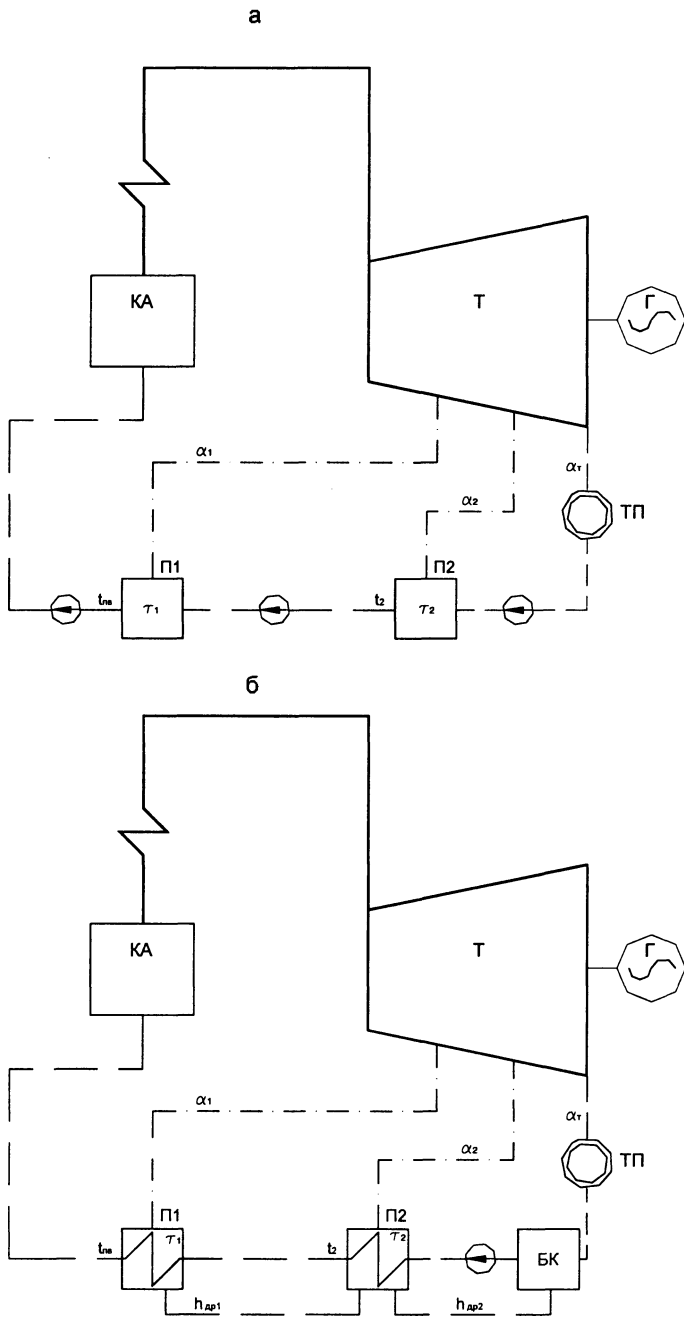


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема турбины с теплофикационным противодавлением: а — тип подогревателей — смешивающий; б — поверхностный

$$\alpha_1 = \frac{\tau_1}{\tau_1 + q_{r1}}; \quad (2)$$

$$\alpha_2 = \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_{r2}} \cdot \frac{q_{r1}}{\tau_1 + q_{r1}}, \quad (3)$$

где $\tau_1 = h_{п1} - h_{п2}$; $\tau_2 = h_{п2} - h'_t$ — подогрев питательной воды в подогревателях П1 и П2 соответственно; $h_{п1}$ и $h_{п2}$ — энтальпии воды после подогревателей; q_{r1} , q_{r2} — количество теплоты, отдаваемое 1 кг пара при конденсации соответственно в подогревателях П1 и П2; зависит от давления в отборе.

Подставляя выражения (2) и (3) в (1), получим

$$W_e = \frac{\frac{\tau_1}{\tau_1 + q_{r1}}(h_0 - h_1) + \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_{r2}} \cdot \frac{q_{r1}}{\tau_1 + q_{r1}}(h_0 - h_2) + a_t(h_0 - h_t)}{a_t(h_t - h'_t)}. \quad (4)$$

Так как

$$h_0 - h_1 = h_0 - h'_t - \tau_1 - \tau_2 - q_{r1}; \quad h_0 - h_2 = h_0 - h'_t - \tau_2 - q_{r1},$$

и принимая $\alpha_t(h_0 - h_t) = \text{const}$ и $\alpha_t(h_t - h'_t) = \text{const}$, то максимум функции W_e совпадает с максимумом функции F , которую можно записать в виде

$$F = \frac{\tau_1}{\tau_1 + q_{r1}}(h_0 - h'_t - q_{r1} - \tau_1 - \tau_2) + \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_{r2}} \cdot \frac{q_{r1}}{\tau_1 + q_{r1}}(h_0 - h'_t - q_{r2} - \tau_2).$$

Полагая $a_1 = h_0 - h'_t - q_{r1}$ и $a_2 = h_0 - h'_t - q_{r2}$, получим

$$F = \frac{\tau_1}{\tau_1 + q_{r1}}(a_1 - \tau_1 - \tau_2) + \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_{r2}} \cdot \frac{q_{r1}}{\tau_1 + q_{r1}}(a_2 - \tau_2).$$

Из последнего выражения видно, что функция F является функцией двух переменных τ_1 , τ_2 . Для точки оптимума функции F имеем:

$$\frac{\partial F}{\partial \tau_1} = 0; \quad \frac{\partial F}{\partial \tau_2} = 0.$$

Из данного условия можно получить систему уравнений относительно τ_1 , τ_2 :

$$\begin{cases} \tau_1 = -q_{r1} + \sqrt{(h_0 - h'_t) \frac{q_{r1}q_{r2}}{q_{r2} + \tau_2}}; \\ \tau_2 = -q_{r2} + \sqrt{(h_0 - h'_t) \frac{q_{r1}q_{r2}}{q_{r1} + \tau_1}}. \end{cases}$$

Далее, решая данную систему уравнений, можно определить температуру питательной воды для турбоустановки с противодавлением, кото-

рая будет соответствовать максимуму выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Как видно из уравнений, величина подогрева воды в регенеративном подогревателе есть функция четырех величин: $\tau_1 = f(h_0, h'_t, q_{r1}, q_{r2})$.

Были проведены следующие расчеты по определению τ_1 и τ_2 при значениях: энтальпия свежего пара — 3501 кДж/кг (что соответствует начальным параметрам $p_0 = 130$ ата; $t_0 = 562$ °С), температура обратного конденсата после теплового потребителя менялась в диапазоне 60–120 °С. При этом в первом варианте расчетов полагали $q_{r1} = q_{r2} = 2200$ кДж/кг, а во втором: $q_{r1} = 2100$ кДж/кг; $q_{r2} = 2200$ кДж/кг. Результаты расчета приведены на рис. 2.

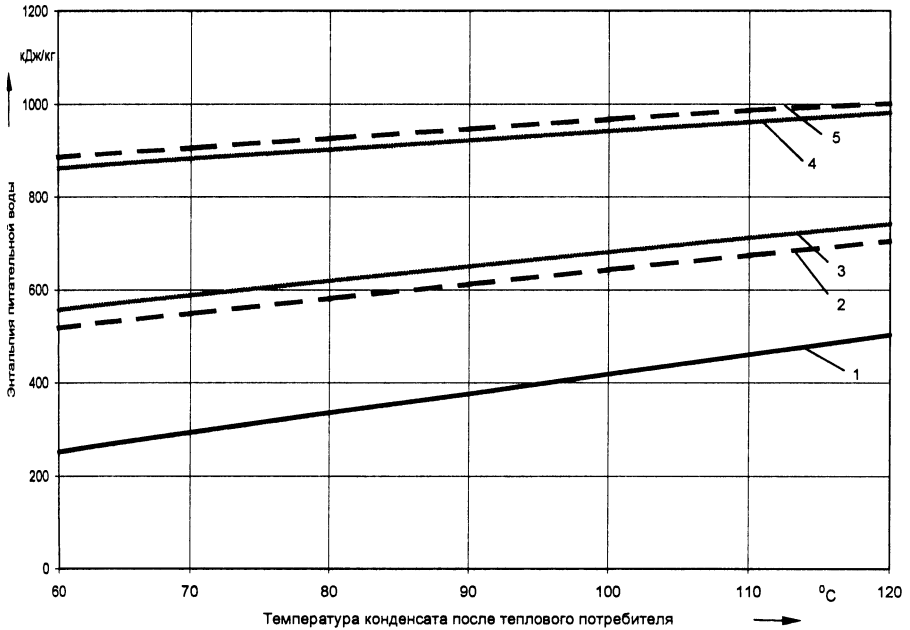


Рис. 2. Зависимость энтальпии питательной воды от температуры возвращаемого конденсата для турбоустановки с теплофикационным противодавлением и двумя ступенями регенеративного подогрева: 1 — энтальпия обратного конденсата; 2 — энтальпия конденсата за подогревателем П1 (вариант 2); 3 — энтальпия конденсата за подогревателем П1 (вариант 1); 4 — энтальпия питательной воды (вариант 1); 5 — энтальпия питательной воды (вариант 2)

Как видно из диаграммы, на величину температуры питательной воды влияют значения противодавления и количества теплоты, отдаваемой греющим паром в подогревателе. С ростом противодавления увеличивается и температура питательной воды. Распределение подогрева воды по ступеням зависит от значений q_{r1} , q_{r2} . Равный подогрев воды по ступеням будет только в том случае, когда $q_{r1} = q_{r2}$. При $q_{r1} \neq q_{r2}$ распределение подогрева будет отличаться от равного, причем закономерность распределения напрямую зависит от величин q_{r1} и q_{r2} . Аналогично можно записать систему уравнений для любого числа подогревателей.

Второй тип ТПТУ отличается системой регенерации, состоящей из подогревателей поверхностного типа. Рассмотрим схему двухступенчатого подогрева питательной воды с поверхностными подогревателями (рис.16). Отличие от схемы со смешивающими подогревателями

заключается в наличии потока дренажей, который существенно влияет на величину подогрева в каждой из ступеней. Из уравнений материального и теплового балансов подогревателей определяем α_1, α_2 :

$$\alpha_1 = \frac{\tau_1}{q_{r1}}; \quad (5)$$

$$\alpha_2 = \frac{\tau_2}{q_{r2}} - \frac{\tau_1^2}{q_{r1}q_{r2}}. \quad (6)$$

В расчетах принимаем энтальпию в точке смешения, равной энтальпии обратного конденсата. Температурные напоры в подогревателях принимаем одинаковыми.

Подставляя выражения (5) и (6) в (1), получим выражение для определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении

$$W_e = \frac{\frac{\tau_1}{q_{r1}}(h_0 - h_1) + \left(\frac{\tau_2}{q_{r2}} - \frac{\tau_1^2}{q_{r2}q_{r1}}\right)(h_0 - h_2) + \alpha_t(h_0 - h_t)}{\alpha_t(h_t - h'_t)}. \quad (7)$$

Проводя преобразования, аналогичные схеме со смешивающим типом подогревателей, получим выражение для функции F

$$F = \frac{\tau_1}{q_{r1}}(a_1 - \tau_1 - \tau_2) + \left(\frac{\tau_2}{q_{r2}} - \frac{\tau_1^2}{q_{r2}q_{r1}}\right)(a_2 - \tau_2),$$

где $a_1 = h_0 - h'_t - q_{r1} - \delta h_1$; $a_2 = h_0 - h'_t - q_{r2} - \delta h_2$, $\delta h_1, \delta h_2$ — температурные напоры в подогревателях П1 и П2.

Находя частные производные по τ_1 и τ_2 и приравнивая их к нулю, получаем систему уравнений:

$$\begin{cases} \tau_1 = \frac{(a_1 - \tau_2)q_{r2}}{2q_{r2} + 2(a_2 - \tau_2)}; \\ \tau_2 = \frac{\tau_1^2 - \tau_1 q_{r2} + a_2 q_{r2}}{2q_{r1}}. \end{cases}$$

Решая данную систему уравнений, можно получить значения энтальпии конденсата за каждым подогревателем и энтальпию питательной воды. Результаты, полученные при решении данных уравнений при тех же значениях параметров свежего пара и температуры обратного конденсата, существенно отличаются от тех, которые были найдены для схемы со смешивающими подогревателями (рис 3).

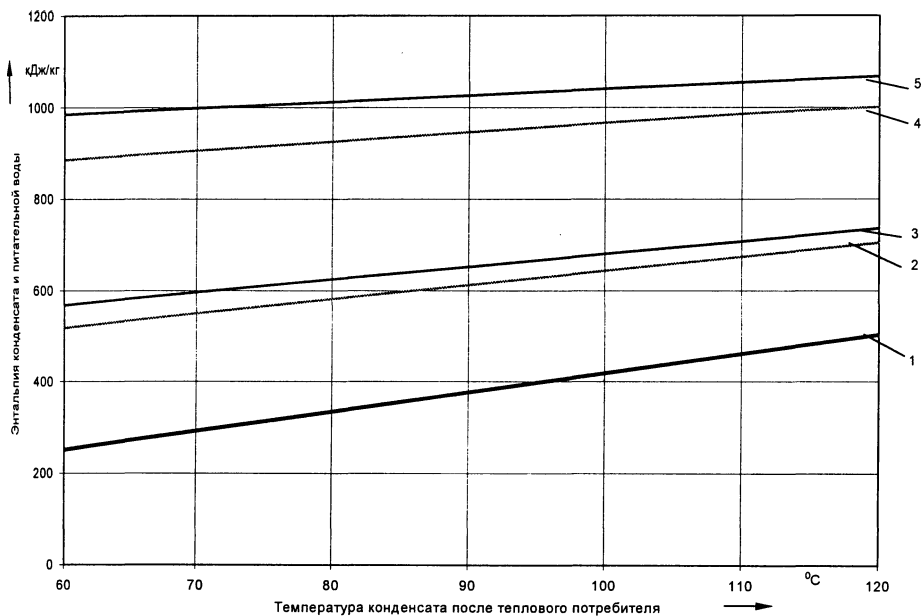


Рис. 3. Зависимость энтальпии питательной воды от температуры возвращаемого конденсата для турбоустановки с теплофикационным противодавлением и двумя ступенями регенеративного подогрева: 1 — энтальпия обратного конденсата; 2 — энтальпия конденсата за подогревателем П1 (смешивающего типа); 3 — энтальпия конденсата за подогревателем П1 (вариант 1); 4 — энтальпия питательной воды (вариант 1); 5 — энтальпия питательной воды (поверхностный подогреватель)

В [2] и [4] при определении оптимальной температуры питательной воды не делалось различие между типом подогревателей. Однако все сказанное выше говорит о том, что тип подогревателей и схема, по которой они работают, оказывают довольно существенное влияние. Данное обстоятельство объясняется как самим различием между смешивающим и поверхностным типами подогревателей, так и различными расходами питательной воды через подогреватели. Поэтому закономерности, полученные для смешивающих подогревателей, не могут быть автоматически перенесены на схему с поверхностными подогревателями. Кроме того, в реальной тепловой схеме турбоустановки существует еще множество потоков, которые также влияют на величину оптимальной температуры питательной воды.

Окончательный же вывод о выборе мест отбора пара на регенерацию, количестве ступеней и распределении подогрева воды по ступеням можно сделать только на основе детального расчета тепловой схемы и привязке к режимам, на которых данная турбина будет эксплуатироваться.

ВЫВОДЫ

1. Оптимальная температура питательной воды для теплофикационных турбин определяется величиной противодавления и удельным количеством теплоты, отдаваемой паром в отборах.

2. Система регенерации турбины должна строиться на основе детальных расчетов тепловых схем с учетом режимов, на которых будет эксплуатироваться данная турбина.

ЛИТЕРАТУРА

1. Качан А. Д. Муковозчик Н. В. Техничко-экономические основы проектирования тепловых электрических станций. — Мн.: Высшэйш. школа, 1983. — 159 с.
2. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 328 с.
3. Андрущенко А. И., Аминов Р. З., Хлебалин Ю. М. Теплофикационные установки и их использование. — М.: Высш. шк., 1989. — 256 с.
4. Сороко Е. В. Повышение эффективности и маневренности теплофикационных турбоустановок: Дис. ... канд. техн. наук. — Мн., 1988.

Представлена кафедрой
ТЭС

Поступила 2.05.2000

УДК 621.438

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ТУРБИННОЙ И КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНЕЙ ГТД НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Канд. техн. наук, доц. ДАЙНЕКО В. И.

Севастопольский государственный технический университет

Успешное применение газотурбинных двигателей (ГТД) в авиации вызвало повышенный интерес к ним в промышленности и энергетике, а также в наземном и водном транспорте [1–3]. Широкое и многоплановое использование ГТД требует дальнейшего совершенствования их производства и эксплуатации, в том числе и на нерасчетных режимах, на которых они срабатывают значительную часть своего моторесурса. Поэтому изучение этих режимов, уточнение данных, взаимосвязи параметров, характеризующих процесс, вывод аналитических зависимостей, совершенствование методик расчета — актуальная проблема. Данная работа в определенной мере посвящена этим вопросам.

Нерасчетными принято считать все частичные и переходные режимы, расчетным — наиболее экономичный, оптимальный, на который рассчитывается проточная часть [3]. Для вывода выражения, определяющего мощность турбинной ступени на нерасчетных режимах, воспользуемся зависимостью для нахождения внутренней мощности ступени турбины, полученной на основе уравнения моментов количества движения (уравнение Эйлера [4]):

$$N = G(U_1 C_1 - U_2 C_2). \quad (1)$$