

**НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ
ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
С АДИАТИЧЕСКИМ ФАЗОБРАЗОВАНИЕМ**

В. И. БЕСПАЛОВ

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

Цикл паротурбинной установки с адиабатическим фазообразованием был предложен и разработан в Томском политехническом институте [1].

На рис. 1 изображена простейшая схема паротурбинной установки с адиабатическим фазообразованием АФ. Установка состоит из водогрейного котельного агрегата сверхвысского давления ВК, испарителя-генератора ИГ, конструктивно выполненного в виде однодисковой турбины, в испарительных элементах которой производится пар и кинетическая энергия потока, сепаратора влаги С, пароперегревателя ПП, питательного и конденсатного насосов и паровой турбины. В общем случае в установке имеется регенеративный подогрев питательной воды.

Теоретический цикл такой паротурбинной установки с АФ в TS -диаграмме условно изображен на рис. 2. На диаграмме 1 соответствует состоянию рабочего тела перед испарительными элементами; 2 — на выходе из ИГ; 3 — состоянию сухого насыщенного пара на выходе из сепаратора; 4 — состоянию перегретого пара перед паровой турбиной; 7 и 9 — соответственно состоянию конденсата и питательной воды за конденсатным и питательным насосами.

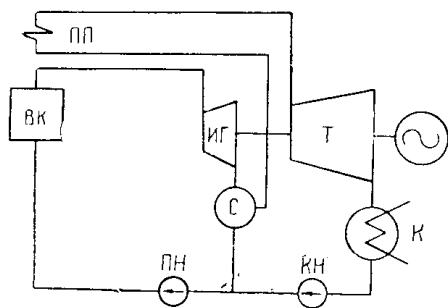


Рис. 1

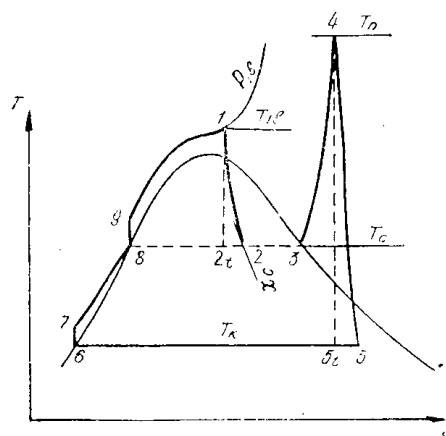


Рис. 2

ратора влаги; 4 — состоянию перегретого пара перед паровой турбиной; 7 и 9 — соответственно состоянию конденсата и питательной воды за конденсатным и питательным насосами.

Рассматривая предложенный цикл, можно заметить, что при заданном давлении P_{10} и температуре перегретой воды T_{10} и неизменных — температуре отвода тепла в конденсаторе T_K и температуре пара перед

ровой турбиной $T_{п}$ — увеличение давления в сепараторе приводит к циклу сверхвысокого давления и недопустимо большой конечной влажности пара в последних ступенях турбины. С другой стороны, уменьшение давления в сепараторе приводит к деградации цикла паротурбинной установки.

Следовательно, существует некоторое оптимальное значение давления в сепараторе P_c и соответствующая ему температура T_c , при котором для заданных давления и температуры перегретой воды перед испарителем — генератором и давления в конденсаторе, будет максимальная полезная работа цикла.

В общем случае КПД паротурбинного цикла с адиабатическим фазообразованием определится из выражения

$$\eta_i = \frac{i_{1в} - i_c + x_c (i_{п} - i_k)}{i_{1в} - i_{пв} + x_c (i_{п} - i_{к1} - r_c)} \quad (1)$$

Здесь: $i_{1в}$ — энтальпия перегретой воды перед испарителем-генератором, *кдж/кг*;

i_c — энтальпия пароводяной смеси на выходе из испарителя-генератора, *кдж/кг*;

$i_{п}$ — энтальпия перегретого пара перед паровой турбиной, *кдж/кг*;

i_k — энтальпия отработавшего пара, *кдж/кг*;

$i_{пв}$ — энтальпия воды за питательным насосом, *кдж/кг*;

$i_k, i_{к1}$ — соответственно энтальпии конденсата перед и за конденсатным насосом, *кдж/кг*;

$r_c = i_c'' - i_c'$ — скрытая теплота парообразования при давлении в сепараторе, *кдж/кг*;

x_c — степень сухости влажного пара на выходе из испарителя-генератора.

Максимальное значение КПД цикла определится из условия:

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial T_c} = 0; \quad \frac{\partial^2 \eta_i}{\partial T_c^2} < 0.$$

Оптимальное давление в сепараторе для теоретического цикла паротурбинной установки с адиабатическим фазообразованием определим, пренебрегая, в целях упрощения, работой питательного и конденсатного насосов.

Для этого случая: $i_{пв} = i_c'; i_{к1} = i_k';$

$$i_c = i_{ct}; i_k = i_{kt}; x_c = x_{ct}.$$

Задачу решаем при условиях: $P_{1в} = \text{const}, t_{п} = \text{const},$

$$t_{1в} = \text{const}, t_k = \text{const}, P_c = \text{var}.$$

Продифференцировав выражение (1) по T_c , получим:

$$\eta_i^{\max} = \frac{-\frac{\partial i_{ct}}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c} (i_{п} - i_{kt}) + x_{ct} \left(\frac{\partial i_{п}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_{kt}}{\partial T_c} \right)}{-\frac{\partial i_c'}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c} (i_{п} - i_k' - r_c) + x_{ct} \left(\frac{\partial i_{п}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_k'}{\partial T_c} - \frac{\partial r_c}{\partial T_c} \right)}.$$

Пользуясь известными термодинамическими соотношениями [2, 3], а также полученными позднее в работах других авторов [4, 5, 6], найдем значение частных производных:

$$\left(\frac{\partial i_{ct}}{\partial T_c} \right)_{P, T_{п}, S} = V_{ct} \frac{\Delta S}{\Delta V} = (x_{ct} \Delta V + V_c) \frac{\Delta S}{\Delta V}.$$

Здесь: $\Delta V = V_c'' - V_c'$, $\Delta S = S_c'' - S_c'$.

$\left(\frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c}\right)_S = \frac{C_x}{r_c}$, где C_x — теплоемкость влажного пара в процессе $x = \text{const}$.

$\left(\frac{\partial i_{\pi}}{\partial T_c}\right)_{T_{\pi}} = V_{\pi} \frac{\Delta S}{\Delta V} (1 - \alpha_{\pi})$, где V_{π} — удельный объем перегретого пара перед турбиной, $\alpha_{\pi} = \frac{T_{\pi}}{V_{\pi}} \left(\frac{\partial V_{\pi}}{\partial T_{\pi}}\right)_P$ — коэффициент изобарного расширения пара, который с достаточной степенью точности можно определить из приближенного соотношения: $\alpha_{\pi} = \frac{T_{\pi}}{V_{\pi}} \left(\frac{\Delta V_{\pi}}{\Delta T_{\pi}}\right)_P$,

$\left(\frac{\partial i_{kt}}{\partial T_c}\right)_{T_{\pi}, T_k, S} = -\alpha_{\pi} V_{\pi} \frac{\Delta S}{\Delta V} \cdot \frac{T_k}{T_{\pi}}$,
 $\left(\frac{\partial i'_c}{\partial T_c}\right)_x = C'_x - V'_c \frac{\Delta S}{\Delta V}$, где C'_x — теплоемкость воды на линии насыщения при условии $x = \text{const}$:

$$\left(\frac{\partial i'_k}{\partial T_c}\right)_{T_k} = 0,$$

$$\left(\frac{\partial r'_c}{\partial T_c}\right) = r'_c = \Delta C - \Delta S, \Delta C = C''_x - C'_x.$$

Здесь C''_x — теплоемкость сухого насыщенного пара на линии насыщения при $x = \text{const}$. На практике удобнее пользоваться графической зависимостью $r''_c = f(T_c)$, построенной по приближенному равенству:

$$r''_c = \frac{\Delta r_c}{\Delta T_c}.$$

Подставив в выражение для η_t^{\max} значения частных производных, сделав необходимые преобразования и разрешив его относительно T_c , получим выражение для определения оптимального значения T_c^{opt} .

$$T_c^{\text{opt}} = \frac{r'_c}{\lambda} \cdot \frac{V'_c (\eta_t^{\max} + 1) + x_{ct} [\alpha_{\pi} (\eta_{tk} - \eta_t^{\max}) - (1 - \eta_t^{\max}) + \lambda]}{c_x [(i_{\pi} - i_{kt}) - \eta_t^{\max} (i_{\pi} - i'_k - r_c)] + \eta_t^{\max} (c'_x + x_{ct} r'_c)} \text{ } ^\circ\text{K}.$$

$$\text{Здесь: } \lambda = \frac{\Delta V}{V_{\pi}}; \eta_{tk} = 1 - \frac{T_k}{T_{\pi}}.$$

Полученное уравнение может быть решено методом последовательных приближений.

Учитывая, что уравнения, полученные из дифференциальных связей, весьма чувствительны даже к незначительному отклонению от экстремума, желательно предварительно оценить положение его на основании вариантных расчетов. На рис. 3 приведены зависимости термического КПД (η_t) паротурбинного цикла с адиабатическим фазообразованием от T_c , построенные по уравнению (1).

При заданных параметрах $t_{1B} = 400^\circ\text{C}$, $P_{1B} = 290 \text{ бар}$, $P_k = 0,05 \text{ бар}$ и $t_{\pi} = 565^\circ\text{C}$ оптимальная температура сепарации влаги в сепараторе составила $t_c^{\text{opt}} = 283^\circ\text{C}$, которой соответствует давление насыщения $P_c^{\text{opt}} = 67,2 \text{ бар}$. Теоретический КПД такого цикла составляет $\eta_t = 0,462$. При этом степень сухости пароводяной смеси на выходе из испа-

рителя-генератора равна 56%, а на выходе из паровой турбины 82,7%.

При давлении перегретой воды перед испарительными элементами $P_B = 295$ бар, оптимальная температура сепарации равна $t_c^{opt} = 307^\circ \text{C}$, что соответствует давлению насыщения $P_c^{opt} = 94,7$ бар. Степень сухости пара, обработавшего в паровой турбине, уменьшается до 80%.

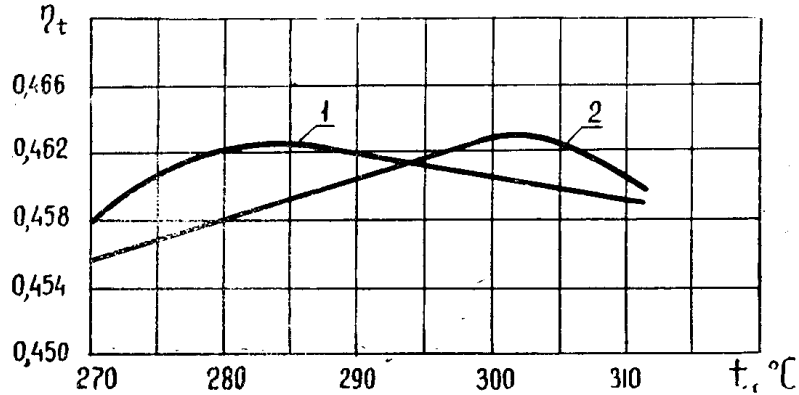


Рис. 3

Из приведенных расчетов видно, что начальное давление перегретой воды существенно влияет на величину оптимальной температуры сепарации T_c^{opt} .

Для определения влияния работы питательного и конденсатного насосов на значение оптимальной температуры сепарации влаги в сепараторе необходимо в выражение (1) подставить значения:

$$i_{пв} = i'_c + V'_c (P_{пв} - P_c),$$

$$i_{к1} = i'_k + V'_k (P_c - P_k).$$

Дифференцируя (1) по T_c при $i_{пв} = \text{const}$, получаем:

$$\eta_t^{\max} = \frac{-\frac{\partial i_{ct}}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c} (i_{п} - i_{kt}) + x_{ct} \left(\frac{\partial i_{п}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_{kt}}{\partial T_c} \right)}{-\frac{\partial i_{пв}}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c} (i_{п} - i_{к1} - r_c) + x_{ct} \left(\frac{\partial i_{п}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_{к1}}{\partial T_c} - \frac{\partial r_c}{\partial T_c} \right)}.$$

В этом выражении, помимо найденных ранее, присутствуют новые частные производные:

$$\left(\frac{\partial i_{к1}}{\partial T_c} \right)_s = V'_k \frac{\Delta S}{\Delta V}, \quad \left(\frac{\partial i_{пв}}{\partial T_c} \right)_s = C'_x - 2V'_c \frac{\Delta S}{\Delta V}.$$

Подставив значения производных в выражение для η_t^{\max} , сделав необходимые преобразования и разрешив его относительно T_c^{opt} , получим:

$$T_c^{opt} = \frac{r_c}{\lambda} \cdot \frac{\frac{V'_c}{V_{п}} \left[2 - x_{ct} \frac{V'_k}{V'_c} \right] \eta_t^{\max} + 1}{\frac{C'_x}{r_c} [(i_{п} - i_{kt}) - \eta_t^{\max} (i_{п} - i_{к1} - r_c)] + \eta_t^{\max} (C'_x + x_{ct} r'_c)}{K}}.$$

Расчеты, сделанные по этому выражению, показали, что учет работы питательного и конденсатного насосов приводит к снижению оптимального значения T_c^{opt} на несколько градусов. При $P_{1b} = 290$ бар и $t_{1b} = 400^\circ\text{C}$ оптимальная температура снизилась с 283°C до 277°C .

Выводы

1. Оптимальное давление сепарации пароводяной смеси за испарителем-генератором в паротурбинной установке с адиабатическим фазообразованием может быть определено аналитическим путем.

2. На величину оптимального давления сепарации влаги существенное влияние оказывают параметры перегретой воды перед испарителем-генератором.

3. Учет работы питательного и конденсатного насосов приводит к снижению оптимального значения давления сепарации влаги.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Положий. Паросиловые установки с адиабатическим парообразованием. Изв. вузов СССР. «Энергетика», № 1, 1965.
2. В. А. Кириллин и др. Техническая термодинамика. Энергия, М., 1968.
3. А. М. Литвин. Техническая термодинамика. Госэнергоиздат, 1963.
4. А. И. Андрущенко. Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций. «Высшая школа», М., 1963.
5. Вопросы оптимизации и расчета паротурбинных блоков большой мощности. Научные труды СПИ, выпуск № 39, Саратов, 1969.
6. Оптимизация параметров и рациональное использование топлива в энергоустановках. Доклады областной конференции молодых ученых. Саратов, 1969.