

Таким образом, предлагаемая методика позволяет комплексно оптимизировать характеристики турбин ТК и соотношение электрической и тепловой мощности ( $\alpha_{ТЭЦ}$ ).

#### Л и т е р а т у р а

1. Мелентьев Л.А. Принципы атомной теплофикации. - Теплоэнергетика, 1976, № 11.
2. Смирнов И.А., Федяев А.В., Хрилев Л.С. Выбор профиля основного оборудования атомных ТЭЦ с турбинами типа ТК. - В сб.: Методы математического моделирования и оптимизации параметров, вида технологической схемы и профиля оборудования атомных конденсационных и теплофикационных электростанций. Иркутск, 1976.
3. Волков Н.П. и др. Исследование работы турбинных отсеков на переменных режимах. - Изв. вузов СССР. Энергетика, 1969, № 7.

УДК 621.311.22:628.1

А.Д.Качан, канд.техн.наук,  
А.М.Леонков, канд.техн.наук,  
П.Н.Шишеев

### ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ТЭЦ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ НАСОСНОЙ

Экономичность работы турбинных установок ТЭЦ существенно зависит от режима работы циркуляционной системы. При наличии центральной насосной в задачу оптимизации входит распределение охлаждающей воды между конденсаторами отдельных турбин с учетом их состояния, определение оптимального общего количества охлаждающей воды и выбор числа работающих циркуляционных насосов. Оптимизация режима циркуляционной системы должна осуществляться при полученных из условия оптимального распределения нагрузок или фактически заданных расходах пара в конденсаторы отдельных турбин ТЭЦ. При этом условием оптимального распределения охлаждающей воды между конденсаторами является достижение максимальной мощности, развиваемой в ЧНД турбин, с учетом затрат ее на привод циркуляционных насосов

$$\sum_{i=1}^n \Delta N_{\text{ЧНД}} - \sum_{j=1}^m \Delta N_{\text{ц.н}} \rightarrow \max, \quad (1)$$

где  $n$  – число работающих турбоагрегатов;  $m$  – число дополнительно включенных или отключенных циркуляционных насосов;  $\Delta N_{\text{ЧНД}}$ ,  $\Delta N_{\text{ц.н}}$  – соответственно изменение мощности, развиваемой ЧНД турбин и затраченной на привод циркуляционных насосов, при изменении расхода охлаждающей воды.

Расчеты показывают, что приросты мощности ЧНД теплофикационных турбин по расходу охлаждающей воды  $dN_{\text{ЧНД}} / dW$  во всех случаях являются падающими. Это означает, что условие (1) будет соблюдаться при

$$\left( \frac{dN_{\text{ЧНД}}}{dW} \right)_i = \left( \frac{dN_{\text{ц.н}}}{dW} \right)_k, \quad (2)$$

где  $i = 1, 2, \dots, n$ ;  $k$  – число работающих циркуляционных насосов.

Мощность ЧНД теплофикационных турбин на переменных режимах при прямолинейном характере "универсальной" кривой поправок на вакуум описывается уравнением

$$\frac{N_{\text{ЧНД}}}{G_k} = a - b \frac{p_k}{G_k}, \quad (3)$$

где  $G_k$  – расход пара в конденсатор турбины;  $a$ ,  $b$  – некоторые постоянные коэффициенты;  $p_k$  – абсолютное давление в конденсаторе.

Прирост мощности ЧНД турбин при изменении расхода охлаждающей воды

$$\frac{dN_{\text{ЧНД}}}{dW} = \frac{dN_{\text{ЧНД}}}{dp_k} \cdot \frac{dp_k}{dt_k} \cdot \frac{dt_k}{dW}. \quad (4)$$

Из (3) при заданном расходе пара в конденсатор получаем

$$\frac{dN_{\text{ЧНД}}}{dp_k} = -b. \quad (5)$$

Согласно [1] зависимость между температурой насыщения и давлением водяного пара для области давлений в конденсаторе меньше 0,1 МПа достаточно точно описывается эмпирической формулой

$$p_k = \left( \frac{t_k + 100}{57,66} \right)^{7,46} \cdot 10^{-5}. \quad (6)$$

Тогда

$$\frac{dp_k}{dt_k} = \frac{7,46 \cdot 10^{-5}}{57,66} \left( \frac{t_k + 100}{57,66} \right)^{6,46}. \quad (7)$$

Температура насыщения в конденсаторе определится как

$$t_k = t_{1B} + \delta t + \frac{q_k G_k}{C_p W}, \quad (8)$$

где  $t_{1B}$  - температура воды на входе в конденсатор, °C;  $\delta t$  - температурный напор в конденсаторе, °C;  $q_k$  - тепло конденсации пара в конденсаторе, кДж/кг.

При этом для фиксированной величины  $t_{1B} + \delta t$

$$\frac{dt_k}{dW} = - \frac{q_k G_k}{C_p W^2}. \quad (9)$$

Подставив выражения (5), (7), (8), (9) в (4), получаем

$$\frac{dN_{\text{ЧНД}}}{dW} = \frac{7,46}{57,66} \cdot 10^{-5} \frac{b q_k G_k}{W^2} \left( \frac{t_{1B} + \delta t + 100 + \frac{q_k G_k}{C_p W}}{57,66} \right)^{6,46} \quad (10)$$

Результаты расчетов  $dN_{\text{ЧНД}}/dW$  для турбины ПТ-60-130/13 приведены на рис. 1. Здесь значение коэффициента  $b$  принято для турбины ПТ-60-130/13 по экспериментальным данным, равным  $4,35 \cdot 10^5$ , а тепло конденсации пара  $q_k$  в кДж/кг аппроксимировано выражением

$$q_k = 4,19 \left[ 500 + 664,4 (G_k \cdot 3,6)^{-0,64} \right].$$

На криволинейных участках универсальной кривой поправок на вакуум производные  $dN_{\text{ЧНД}}/dP_k$  определялись графо-аналитическим методом.

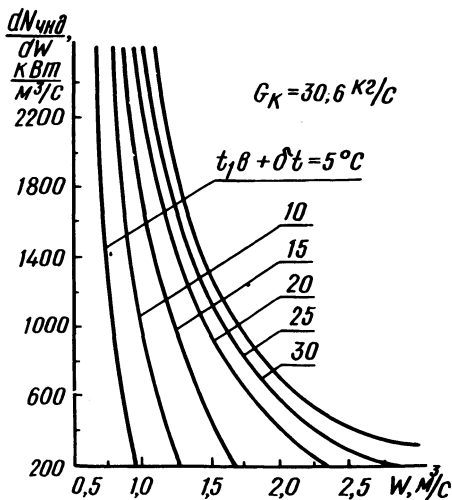


Рис. 1. Прирост мощности ЧНД турбин в зависимости от расхода охлаждающей воды для турбины ПТ-60-130/13.

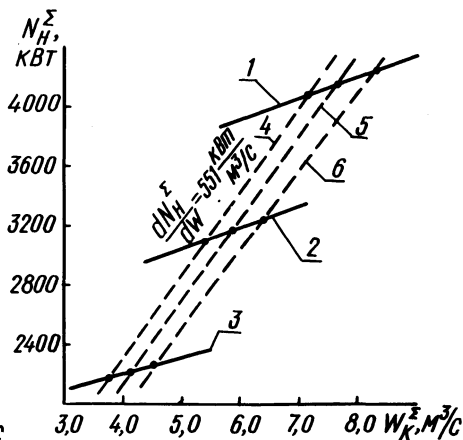


Рис. 2. Зависимость суммарной мощности, потребляемой циркуляционными насосами, и прироста их мощности от суммарного расхода охлаждающей воды через конденсаторы турбин и располагаемого напора циркуляционной воды на коллекторах ТЭЦ: 1, 2, 3 — число включенных циркуляционных насосов соответственно 4, 3, 2; 4, 5, 6 — сопротивление циркуляционной системы соответственно 10, 9 и 7, 5 м.

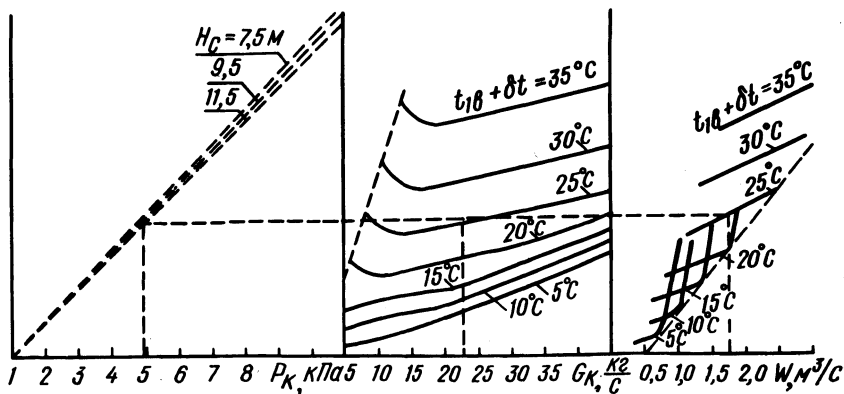


Рис. 3. Номограмма для определения оптимального числа работающих насосов применительно к турбине ПТ-60-130/13.

Приведенные на рис. 1 кривые прироста мощности ЧНД даны в зависимости от комплекса  $t_{1В} + \delta t$  аналогично [2, 3]. Это позволяет при распределении охлаждающей воды учитывать реальную величину температурного напора в конденсаторе.

Как показали результаты испытаний циркуляционной системы Новополоцкой ТЭЦ, прирост мощности насосов (при дискретном увеличении числа работающих насосов) по расходу охлаждающей воды  $dN_{\text{ЧНД}} / dW$  является для данной ТЭЦ практически постоянной величиной, зависящей от сопротивления циркуляционной системы параллельно включенных конденсаторов  $N_c = f(\sum W_{ki})$ , как это видно на рис. 2.

Наложив значения  $dN_{\text{ЧНД}} / dW$  при заданном сопротивлении циркуляционной системы на полученные характеристики  $dN_{\text{ЦН}} / dW$  при известных расходах пара в конденсаторы отдельных турбин, определяется оптимальный расход охлаждающей воды (оптимальный вакуум в конденсаторах), при кото-

$$\text{ром } \frac{dN_{\text{ЧНД}}}{dW} = \frac{dN_{\text{ЦН}}}{dW}.$$

Число включенных циркуляционных насосов должно быть выбрано таким, чтобы разность между суммарной производительностью их (рис. 2) и найденным оптимальным расходом воды по ТЭЦ была минимальной.

При найденном числе работающих насосов следует произвести перераспределение воды с целью достижения равного и минимального по значению прироста  $dN_{\text{ЧНД}} / dW$  всех параллельно работающих турбин.

Номограмма определения оптимального числа работающих насосов для условий Новополоцкой ТЭЦ применительно к турбинам ПТ-60-130/13 приведена на рис. 3. Такие номограммы построены для турбоустановок ПТ-50-130/7 и ПТ-135/165-130/13 этой же ТЭЦ.

### Л и т е р а т у р а

1. Рыжкин В.Д., Кузнецов А.М. Анализ тепловых схем мощных конденсационных блоков. М., 1972. 2. Орман Б.Э. Номограммный метод определения вакуума электростанций с центральной насосной. - Электрические станции, 1968, № 12. 3. Груев З. Определяне на оптимального количество охлаждаща вода за конденсаторите на парни турбини в ТЕЦ с правотоково централизирано водоснабдяване. - Энергетика (НРБ), 1975, 26, № 9.