

О НАПОРЕ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В. А. БРАГИН

В последнее время при проектировании станций большое внимание уделяется снижению напора циркуляционных насосов, что способствует уменьшению расходов на собственные нужды. Особенно важное значение данный вопрос приобретает для станций мощностью 1,2—2,4 млн. квт. Расчеты показывают, что на таких станциях каждый метр напора насосов вызывает затрату электроэнергии на собственные нужды порядка 600—1180 квт.

Можно считать, что для мощных конденсационных станций напор циркуляционных насосов состоит из следующих двух основных частей: геометрической высоты подъема воды и гидравлического сопротивления всей системы, кроме конденсатора, и, наконец, гидравлического сопротивления самого конденсатора. Величина первой части напора зависит от степени приближения главного корпуса к источнику водоснабжения, соответствующего заглубления конденсационного помещения, применения рационального типа подвода воды в машинный зал и для разных станций колеблется в пределах 3—7 м, доходя в отдельных случаях до 10—13 м.

Вторая часть напора — гидравлическое сопротивление конденсатора — зависит в основном от числа ходов воды и колеблется в пределах от 2,7 до 5 м. Таким образом, для правильно спроектированных станций, когда общий напор насосов сравнительно небольшой, основную его долю составляет гидравлическое сопротивление конденсатора. Отношение первой части напора ко второй для разных условий составляет

$$\psi = \frac{\Delta H}{H_k} \approx 0,3 \div 2,8.$$

Поэтому при проектировании необходимо уделять значительное внимание правильному выбору конденсатора. К сожалению, в настоящее время технико-экономического выбора числа ходов воды не производится ввиду сложности расчетов. Проектные организации при разработке системы водоснабжения принимают те конденсаторы, которые поставляются заводом с турбинами.

Поэтому сейчас наибольшее распространение получили двухходовые конденсаторы, что в ряде случаев проектирования станций не дает правильного решения и приводит впоследствии к завышенным расходам электроэнергии на собственные нужды, особенно при малых ψ .

Представляется наиболее правильным, чтобы проектные организации при разработке системы водоснабжения прорабатывали бы вопрос выбора рационального типа конденсатора применительно к конкретным местным условиям, чего не могут делать заводы. В первом приближении вопрос о типе конденсатора может быть решен, исходя из следующих сравнительно простых соображений [1]. При отсутствии каких-либо ограничений для турбины можно использовать одно- и двухходовой конденсатор. Спроектировать конденсаторы можно так, что будет наблюдаться: а) равенство их поверхностей охлаждения, чему соответствуют температурные напоры одноходового конденсатора $\Delta t_{\kappa 1}^n$ и двухходового $\Delta t_{\kappa 2}$; б) равенство затрат энергии на перекачку охлаждающей воды, чему соответствуют температурные напоры $\Delta t_{\kappa 1}^s$ для одноходового и $\Delta t_{\kappa 2}$ для двухходового конденсаторов.

Эти два условия позволяют примерно установить области рационального использования одноходовых ($z = 1$) и двухходовых ($z = 2$) конденсаторов. Действительно, если будет соблюдаться неравенство

$$\Delta t_{\kappa 1}^s > \Delta t_{\kappa 1} > \Delta t_{\kappa 1}^n,$$

то выгоднее применить конденсатор с $z = 1$, при обратном неравенстве — $z = 2$. Индексы „ n “ и „ s “ показывают, что данная величина относится к условию нижней или верхней границы. Связь между температурными напорами одно- и двухходового конденсаторов для граничных условий легко устанавливается. Для этого можно предположить, что основные конструктивные характеристики конденсаторов и условия их работы одинаковы. Тогда, воспользовавшись известным выражением доктора технических наук Л. Д. Бермана для коэффициента теплопередачи

$$k = 3500 \cdot a \cdot \varphi_w \cdot \varphi_t \cdot \varphi_z \cdot \varphi_d,$$

получаем связь для нижней границы

$$B_n \cdot \frac{(\delta - \Delta t_{\kappa 1}^n)^{1-x}}{\ln \frac{\delta}{\Delta t_{\kappa 1}^n}} = \frac{(\delta - \Delta t_{\kappa 2})^{1-x}}{\ln \frac{\delta}{\Delta t_{\kappa 2}}}$$

и для верхней

$$\frac{B_s}{\ln \frac{\delta}{\Delta t_{\kappa 2}}} = \frac{1}{\left[(1 + \psi) \frac{\delta - \Delta t_{\kappa 1}^s}{\delta - \Delta t_{\kappa 2}} - \psi \right] \cdot \ln \frac{\delta}{\Delta t_{\kappa 1}^s}}.$$

Здесь обозначено:

$\delta = t_{\kappa} - t_1$ — разность между температурой насыщения пара по давлению в конденсаторе и температурой охлаждающей воды на входе;

$\psi = \frac{\Delta H_2}{H_{\kappa 2}}$ — отношение гидравлического сопротивления всей системы

за исключением конденсатора к гидравлическому сопротивлению конденсатора в случае $z = 2$; $B_n = 0,5^x \cdot \left(1 - 0,1 \cdot \frac{35 - t_1}{35} \right)$,

$$B_s = 8 \cdot \frac{2^{\frac{2x}{1-x}}}{\left(1 - 0,1 \cdot \frac{35 - t_1}{35} \right)^{\frac{2}{1-x}}}, \quad x = 0,096 \cdot (1 + 0,15 \cdot t_1) \text{ — коэффициенты, зависящие от начальной температуры охлаждающей воды.}$$

Пользуясь полученными уравнениями, на рис. 1 для примера $p_k = 0,03 \text{ атм}$ и $t_1 = 10^\circ\text{C}$ построим график, с помощью которого можно установить для конкретных условий проектируемой станции оптимальное z число ходов воды. Для этой цели необходимо произвести прикидочный расчет H_{k2} и ΔH_2 для случая использования двухходового конденсатора, чаще всего поставляемого заводом с турбиной. Затем по Δt_{k2} и ψ устанавливается наличие или отсутствие зоны выгодного применения $z = 1$.

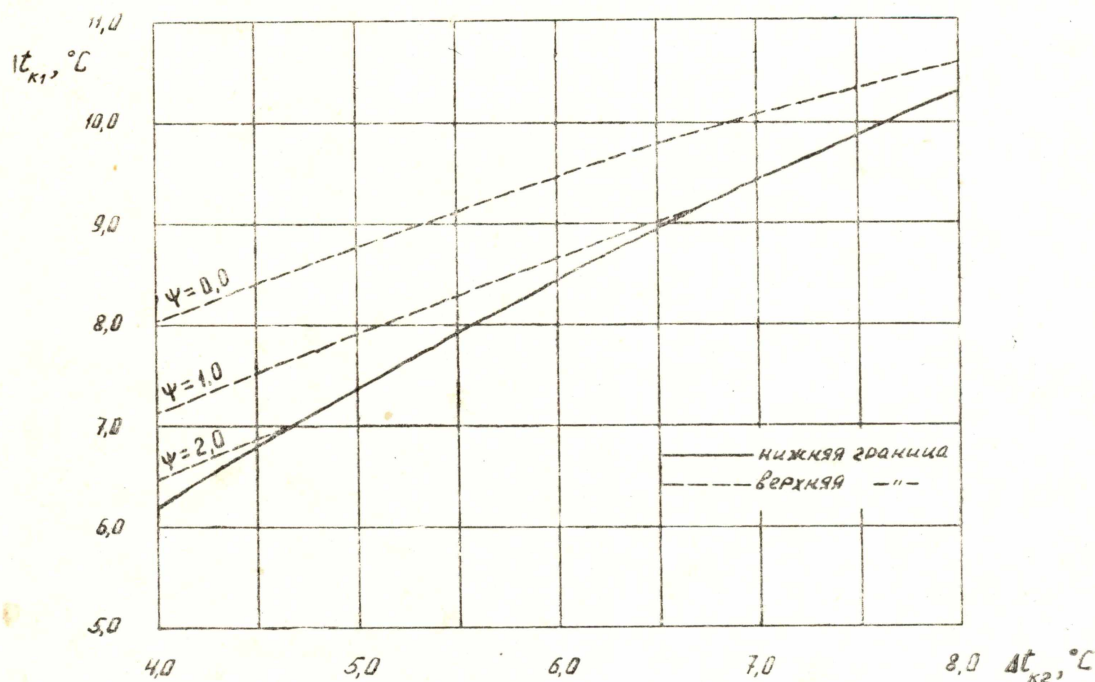


Рис. 1.

Подобные прикидочные расчеты всегда могут быть проведены проектной организацией и позволят правильно подойти к выбору типа конденсатора, а тем самым добиться снижения напора циркуляционных насосов и, следовательно, расхода энергии на собственные нужды.

Выше указывалось, что вывод приведенных формул сделан в предположении одинаковых конструктивных форм сравниваемых конденсаторов, что, безусловно, в целом ряде случаев неправильно. Предлагаемая методика может быть аналогичным образом использована и для сравнения конденсаторов, например, с различными размерами конденсаторных трубок и т. д.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Буланин. Об одно- и двухходовых поверхностных конденсаторах паротурбинных установок, ЦКТИ, книга 7, Конденсаторы паровых турбин, 1947.