

## К ВОПРОСУ ВЫБОРА ТИПА ПОВЕРХНОСТНОГО КОНДЕНСАТОРА

Е. Н. ШАДРИН

Поверхность охлаждения конденсатора в  $m^2$

$$F = \frac{W}{K} \cdot \ln \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2}, \text{ где} \quad (1)$$

$W$  — количество подаваемой в конденсатор охлаждающей воды,  $кг/час$ ;  
 $t_s$  — температура пара, поступающего в конденсатор,  $^{\circ}C$ ;

$t_1$  и  $t_2$  — температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него,  $^{\circ}C$ ;

$K$  — общий коэффициент теплопередачи,  $ккал/м^2 \text{ час}, ^{\circ}C$ .

Величина его зависит от многих факторов, в том числе от скорости  $c_w$  воды в трубках конденсатора, температуры  $t_1$  охлаждающей воды, паровой нагрузки  $\frac{D_k}{F}$  конденсатора, а также от количества  $G_k$ , попадающего в конденсатор воздуха. Так что можно написать

$$K = a \cdot c_w^n \cdot t_1^p, \quad (2)$$

где  $a$ ,  $n$  и  $p$  — постоянные для определенного режима работы конденсатора.

При этом  $n = f_1\left(\frac{D_k}{F}, t_1, G_k\right)$ ,  $p = f_2\left(\frac{D_k}{F}, G_k\right)$ . Так как коэффициент

теплопередачи  $K$  уменьшается с уменьшением скорости  $c_w$ , то из формул 1 и 2 следует, что при одинаковых поверхностях  $F_1$  и  $F_2$  охлаждения одноходового и двухходового конденсаторов количество воды  $W_1$  в случае применения одноходового конденсатора будет больше.

Если пренебречь влиянием средней температуры охлаждающей воды на коэффициент теплопередачи и принять  $n = 0,5$ , что справедливо для конденсаторов с большими паровыми нагрузками, то из условия  $F_1 = F_2$  получим:

$$m_1 \ln^2 \frac{t_s - t_1}{t_s - t_1 - \delta t_1} = \frac{m_2}{2} \ln^2 \frac{t_s - t_1}{t_s - t_1 - \delta t_2}. \quad (3)$$

Здесь  $m_1$  — кратность охлаждения при одноходовом конденсаторе;

$m_2$  — то же при двухходовом;

$\delta t_1$  и  $\delta t_2$  — зоны нагревания воды в одноходовом и двухходовом конденсаторах,  $^{\circ}C$ .

На рис. 1 в графической интерпретации дано решение трансцендентного уравнения (3) для  $t_1 = 10^{\circ}C$  и  $t_1 = 15^{\circ}C$  для частного примера, когда  $p_2 = 0,04 \text{ ата}$ , а  $t_2 - t_k = 532 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ .

Рис. 2 показывает изменение отношения  $\varphi = \frac{W_1}{W_2}$  в зависимости от  $t_1$  и  $m_2$ .

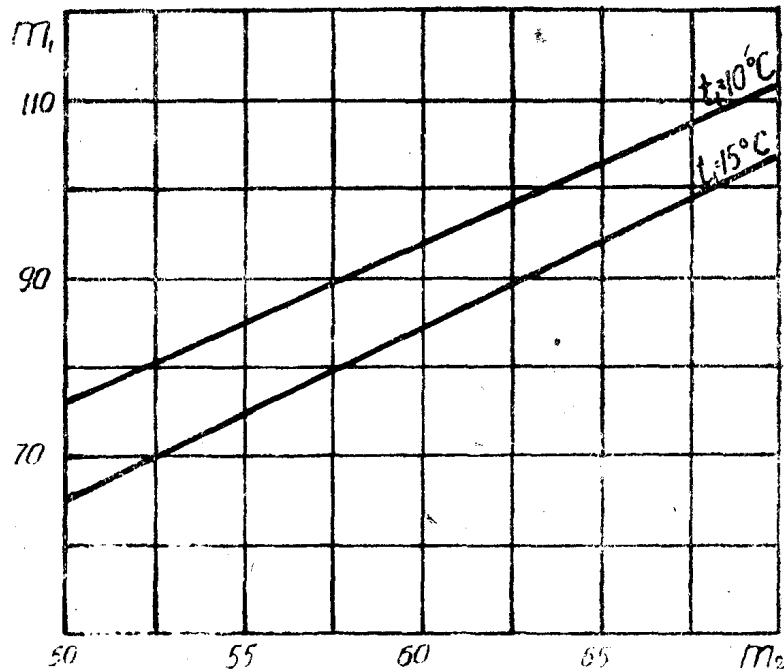


Рис. 1

Из рис. 1 и 2 усматривается, что применение более высоких кратностей охлаждения, а также более низких расчетных температур влияет на

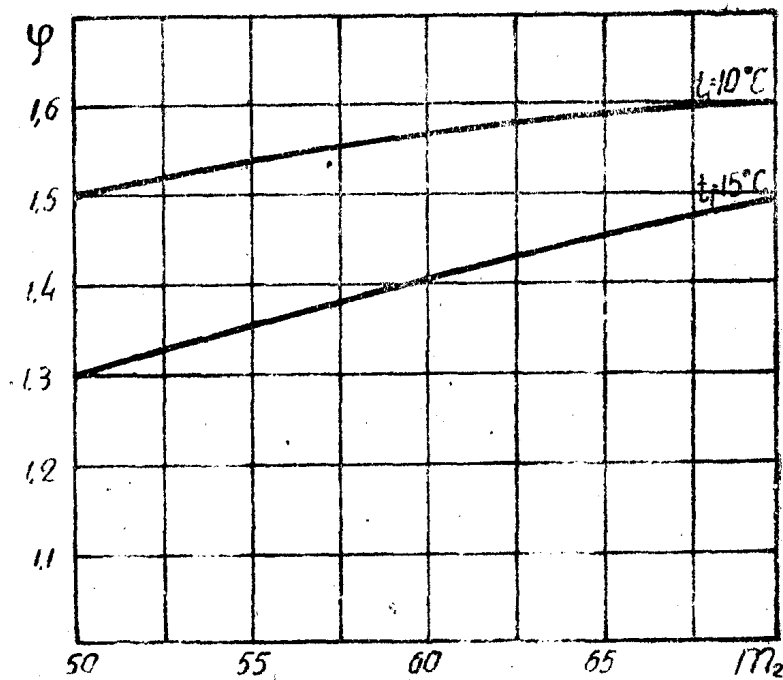


Рис. 2

величину  $\varphi$  в сторону ее увеличения. При построении кривых рис. 1 и 2 мы пренебрегли изменением  $n$  при переходе от  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  к  $t_1 = 10^\circ\text{C}$ . Если обозначить через

$H_1$  — суммарный напор, преодолеваемый циркуляционными насосами при одноходовом конденсаторе, м вод. ст.,

$H_2$  — то же при двухходовом, то при определенных значениях разности отметок  $H_k$  конденсатора и уровня воды в источнике и при вполне определенном удалении  $L_0$  станции от последнего может оказаться, что

$$W_1 \cdot H_1 = W_2 H_2. \quad (4)$$

Уравнение 4 выражает равенство работ, затрачиваемых на преодоление сопротивлений циркуляционного контура и напора, обусловливаемого нивелирной высотой, при одноходовом и двухходовом конденсаторах.

Запишем это уравнение в другом виде.

Сопротивление конденсатора

$$H_k = Z \left( 0,031 \frac{L_k}{d_k} \frac{c^2_w}{2g} \cdot \beta + 1,4 \frac{c^2_w}{2g} \right), \quad \text{где} \quad (5)$$

$L_k$  — длина трубок конденсатора, м;

$d_k$  — внутренний диаметр их, мм;

$Z$  — число ходов воды;

$\beta$  — коэффициент, учитывающий влияние средней температуры и скорости воды.

В формуле 5 первое слагаемое характеризует фрикционные сопротивления внутри трубок конденсатора, а второе — сопротивление входа и выхода.

Сопротивление подводящих водоводов

$$H_s = \lambda \cdot \frac{L}{d_s} \cdot \frac{c_s^2}{2g}, \quad (6)$$

$L_s$  — эквивалентная длина водовода, м;

$c_s$  — скорость воды в водоводах, м/сек;

$d_s$  — диаметр водовода, м.

Тогда при одинаковых геометрических размерах конденсаторов уравнение (4) равенства работ может быть записано, как

$$\begin{aligned} & \left( 0,031 \frac{L}{d_k} \cdot \frac{\beta}{2g} + \frac{1,4}{2g} \right) (z_2 W_2 \cdot c^2_{w1} - z_1 W_1 \cdot c^2_{w2}) + \\ & + \frac{\lambda \cdot L_0 \varphi}{2g d_s} (W_2 \cdot c^2_{s2} - W_1 c^2_{s1}) + H_k (W_2 - W_1) = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Здесь коэффициент  $\alpha = \frac{L_s}{L_0}$ .

Если далее обозначим

$$\psi = 0,031 \frac{L_k}{d_k} \frac{\beta}{2g} + \frac{1,4}{2g}$$

и учтем, что

$$\frac{c_{w1}}{c_{w2}} = 0,5 \varphi, \text{ а } \frac{c_{s1}}{c_{s2}} = \varphi \text{ при } d_s = \text{const},$$

то уравнение 7 может быть записано, как

$$2\psi c^2_{w2} \left( 1 - \frac{\varphi^3}{8} \right) + \frac{\lambda L_0 \alpha c^2_{s2}}{2g d_s} (1 - \varphi^3) + H_k (1 - \varphi) = 0. \quad (8)$$

В осях  $L_0$ ,  $H_n$  данное выражение представляет уравнение прямой, которую легко построить, положив попеременно равными нулю  $L_0$  и  $H_n$ .  
Так, при  $L_0 = 0$

$$H_n = \frac{2\psi \cdot t^2 w_2 \left(1 - \frac{\varphi^3}{8}\right)}{\varphi - 1} \quad (9)$$

Если грубо приближенно принять  $\lambda = 0,03$ , то при  $H_n = 0$

$$L_0 = \frac{1305\psi d_0 c^2 w_2 \left(1 - \frac{\varphi^3}{8}\right)}{\alpha \cdot c^2_{в2} (\varphi^3 - 1)} \quad (10)$$

На рис. 3 по уравнениям 9 и 10 построена прямая для частного случая, когда  $c_{w2} = 2,5$  м/сек;  $c_{в2} = 1,5$  м/сек,  $\psi = 0,5$ ;  $\varphi = 1,4$ ;  $\alpha = 1,2$ ;  $d_0 = 1$  м.

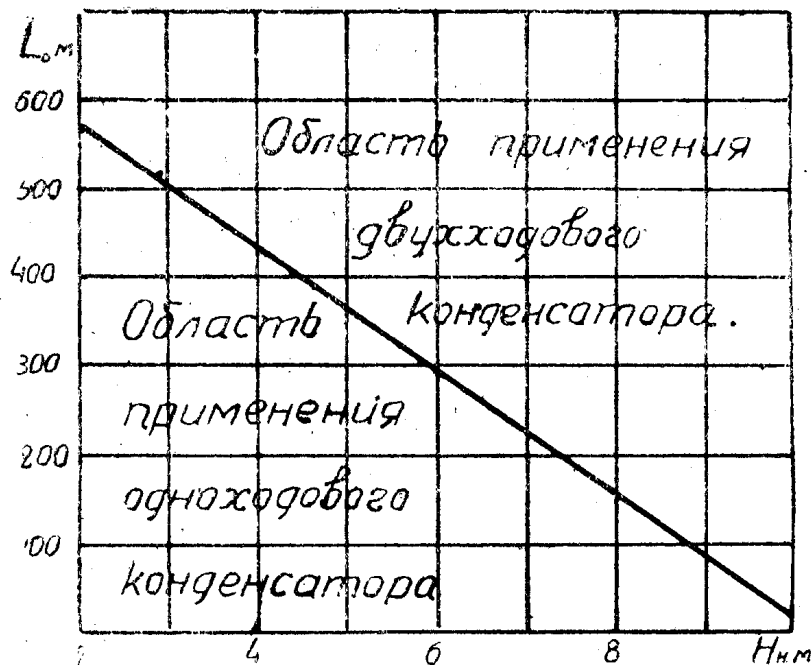


Рис. 3

Из рис. 3 следует:

1) во многих случаях представляется возможность сократить расходы энергии на перекачку охлаждающей воды при оборотных системах охлаждения посредством замены двухходового конденсатора одноходовым;

2) замена двухходового конденсатора одноходовым при прямоточных системах позволит уменьшить напор в циркуляционном водоснабжении, если при небольшой геодезической высоте станция расположена в непосредственной близости от источника водоснабжения. Это уменьшит расход энергии на собственные нужды ТЭС.

#### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Анатолиев Ф. А.—Расчет вспомогательных устройств паросиловых установок, ОНТИ, НКТП, 1936.

2. Берман Л. Д.—Влияние скорости и температуры охлаждающей воды на коэффициент теплопередачи, Журн. „Известия ВТИ“ 12, 1948.

3. Буланин В. И.—Об одно- и двухходовых поверхностных конденсаторах паротурбинных установок, ЦКТИ, книга 8, 1947.