

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНЕЧНОГО ДАВЛЕНИЯ В ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЭС

Е. Н. ШАДРИН

(Представлена кафедрой теплоэнергетических установок)

Как известно, большинство современных турбин проектируется и изготавливается на расчетное конечное давление 0,03—0,035 *ата* и кратность охлаждения 55—65. Между тем, в действительности турбины могут работать в различных условиях как по топливу-, так и по водоснабжению. Поэтому в условиях реального проектирования тепловых электростанций бывает необходимым определить конечные параметры пара в паротурбинных установках, для которых уже следует проектировать систему водоснабжения. Если даже в будущем турбины и конденсаторы будут изготавливаться на различные конечные параметры, то стандартный ряд этих параметров не охватит всего многообразия местных конкретных условий и каждый раз при проектировании ТЭС надо будет находить оптимальное конечное давление. Ниже дается методика решения указанного вопроса применительно к станциям с прямоточным водоснабжением.

Оптимальное конечное давление $p_k^{\text{опт}}$ определяем из условия минимальных суммарных издержек производства на установку $\Sigma S_{\text{мин}}$, причем в суммарные издержки производства будем включать лишь те составляющие, которые зависят от конечного давления p_k . Такими составляющими в данном случае являются затраты на топливо, пошедшие на выработку $\mathcal{E}_{\text{год}}$ годового количества электроэнергии в *Мдж*, затраты на перекачку охлаждающей воды для конденсации пара в конденсаторе, отчисления на амортизацию и текущий ремонт по водоводам, насосной. Кроме того, в суммарные издержки будем включать определенный процент от кап. затрат по водоводам и насосной в соответствии с принятым на этапе проектирования коэффициентом эффективности кап. затрат.

Таким образом,

$$\Sigma S = S_m^{\text{э}} + S_m^{\text{пер}} + S_k^{\text{вод}} + S_k^{\text{нас}} + \delta(K_v + K_n) = f(p_k). \quad (1')$$

Переходим к определению отдельных слагаемых уравнения (1'). Общий удельный расход топлива на выработку 1 *Мдж* электроэнергии может быть определен по формуле

$$b_{\text{э}} = \frac{1000 \varepsilon_{\text{р}} (i_0 - i_{\text{пит}})}{H_0 \eta_{0\text{э}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{пот}} \eta_{\text{хоз}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}} \text{ кг/Мдж.} \quad (1)$$

Здесь $d_{\text{э}} = \frac{1}{H_0 \eta_{0\text{э}}} \text{ кг/кдж}$ — удельный расход пара для однопоточной турбины;

i_0 — начальное теплосодержание пара, кж/кг ;

$i_{\text{пит}}$ — теплосодержание питательной воды, кж/кг ;

$\eta_{\text{у}}, \eta_{\text{пот}}$ — коэффициенты полезного действия соответственно котельной установки и потока;

$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ — низшая теплотворная способность, кж/кг ;

$\eta_{\text{хоз}}$ — хозяйственный коэффициент, учитывающий потери топлива на станции; определяется типом оборудования и культурой эксплуатации; колеблется в пределах от 0,8 до 0,95;

$\eta_{0\text{э}}$ — относительный электрический к.п.д.;

H_0 — располагаемый теплоперепад на турбину, кж/кг ;

$\varepsilon_{\text{р}}$ — коэффициент, учитывающий увеличение расхода пара за счет регенеративных отборов.

Так как в рассматриваемом случае турбина задана, то можно считать $i_0, i_{\text{пит}}, \eta_{0\text{э}}, \eta_{\text{ку}}, \eta_{\text{пот}}, \eta_{\text{хоз}}$ постоянными¹⁾, не зависящими от конечного давления $p_{\text{к}}$. Величина $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ зависит от сорта сжигаемого топлива и определяется местными конкретными условиями. Следовательно, $b_{\text{э}} = f(H_0) = f'(p_{\text{к}})$. С понижением $p_{\text{к}} H_0$ будет возрастать, а $b_{\text{э}}$ — уменьшаться.

С уменьшением расхода топлива будут уменьшаться годовые денежные расходы на топливо $S_{\text{т}}^{\text{э}}$, которые определяются, как

$$S_{\text{т}}^{\text{э}} = \frac{3600 \varepsilon_{\text{р}} (i_0 - i_{\text{пит}}) A N_{\text{э}} R_{\text{т}}}{H_0 \eta_{0\text{э}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{пот}} \eta_{\text{хоз}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}} \text{ руб/год.} \quad (2)$$

Здесь A — коэффициент использования установленной мощности, час/год . При базовом режиме можно принимать $A = 6500$ — 7200 час/год ; при пиковом $A = 4000$ — 5000 час/год ;

$N_{\text{э}}$ — заданная электрическая мощность, квт ;

$R_{\text{т}}$ — стоимость тонны угля, руб .

Если установка имеет вторичный перегрев пара, то в числителе выражение в скобках будет иметь вид

$$i_0 - i_{\text{пит}} + \Sigma (i_{\text{п}}' - i_{\text{п}}''),$$

где $i_{\text{п}}'$ — теплосодержание пара после вторичного перегрева, кж/кг ;

$i_{\text{п}}''$ — теплосодержание пара до вторичного перегрева, кж/кг .

Таким образом, задаваясь различными значениями $p_{\text{к}}$, определяем для этих значений $S_{\text{т}}^{\text{э}} = f(p_{\text{к}})$.

Как видно из уравнения (2), с понижением $p_{\text{к}}$ расходы на топливо будут уменьшаться. Но с другой стороны можно отметить ряд составляющих годовых издержек, которые будут возрастать с понижением $p_{\text{к}}$. Так, будут увеличиваться расходы на перекачку охлаждающей воды. Эти расходы можно определить следующим образом.

Количество циркуляционной воды для конденсации пара

$$W = \frac{10^{-3} \alpha N_{\text{э}} (i_{\text{к}} - t_{\text{к}}) \varepsilon_{\text{р}}}{[(t_{\text{с}} - t_1) - (t_{\text{с}} - t_2)] H_0 \eta_{0\text{э}}} \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (3)$$

В этой формуле

¹⁾ Строго говоря, с изменением конечного давления будет изменяться к.п.д. $\eta_{0\text{э}}$, но так как $p_{\text{к}}$ изменяется сравнительно в узких пределах, то изменением $\eta_{0\text{э}}$ в данных расчетах можно пренебречь.

$\frac{\alpha \varepsilon_p N_3}{H_0 \eta_{03}}$ — количество поступающего в конденсатор пара, кг/сек;

α — коэффициент, учитывающий уменьшение расхода пара в конденсатор за счет отбора его на регенерацию по сравнению с общим количеством, поступающим на турбину;

t_s — температура отработавшего пара, °С;

t_1 и t_2 — температура циркуляционной воды на входе в конденсатор и выходе из конденсатора, °С;

$i_k - t_k$ — количество тепла, передаваемого охлаждающей воде при конденсации 1 кг пара, кж/кг.

В формуле (3) разность $i_k - t_k$ мало зависит от давления в конденсаторе и при расчетах может быть принята неизменной. А так как температура t_s и располагаемый теплоперепад H_0 зависят лишь от p_k , то W определяется конечным давлением. Решающее значение на зависимость $W = f(p_k)$ имеет член $t_s - t_1$. Чем глубже вакуум, тем меньше $t_s - t_1$, тем больше W . При $t_s = t_1 + (t_s - t_2)$ $W = \infty$.

В формуле (3) разность $t_s - t_2$ представляет из себя температурный напор в конденсаторе, величина которого будет изменяться с изменением количества охлаждающей воды, так как будет изменяться скорость воды в трубках конденсатора и, следовательно, коэффициент теплопередачи. Однако изменение это невелико и им можно пренебречь, считая разность $t_s - t_2$ постоянной и равной расчетному температурному напору.

Поскольку для проектирования систем водоснабжения надо знать наивыгодное количество воды, то целесообразно построить по уравнению (3) зависимость $W = f(p_k)$.

Расход электроэнергии на перекачку циркуляционной воды в Мдж в год

$$\mathcal{E}_{цв} = \frac{3,6 \cdot 10^{-3} \varphi W H_{цн} A}{\eta_{н}} \quad (4)$$

Здесь $H_{цн}$ — напор, преодолеваемый циркуляционными насосами, н/м²;
 $\eta_{н}$ — к.п.д. насоса.

Коэффициент φ учитывает дополнительное количество воды, подаваемое на охлаждение масла и воздуха. Можно принимать $\varphi = 1,04 - 1,08$.

Суммарный напор $H_{цн}$ складывается из напора H_k , пошедшего на преодоление сопротивления конденсатора, $H_{вод}$ — подводящих циркуляционных водоводов, а также напора H_r , обусловленного разностью отметок между конденсатором и уровнем воды в источнике водоснабжения.

Сопротивление конденсатора можно определить по формуле

$$H_k = z \rho \left(0,031 \frac{L_k w_k^2}{d_k^2} + 1,4 \frac{w_k^2}{2} \right) = z \psi w_k^2 \text{ н/м}^2, \quad (5)$$

где z — число ходов конденсатора;

L_k — длина трубок конденсатора;

d_k — внутренний диаметр трубок конденсатора, м;

w_k — скорость воды в трубках конденсатора, м/сек;

В формуле (5) первое слагаемое характеризует сопротивление при проходе воды внутри трубок конденсатора, а второе — местные сопротивления в конденсаторе.

Если обозначить через w_k^p — расчетное значение скорости воды внутри трубок конденсатора, то

$$H_k = z \psi \left(\frac{w_k}{w_k^p} \right)^2 \cdot w_k^{p^2}.$$

Так как проходное сечение трубок конденсатора f_b постоянное, то $w \equiv W$ и

$$H_k = z\psi \left(\frac{W}{W_p} \right)^2 w_k^{p^2}. \quad (6)$$

Таким образом, $H_k = f(W) = f'(p_k)$.

С углублением вакуума, когда возрастает величина W , будет увеличиваться H_k ¹⁾.

Сопротивление водовода

$$H_{\text{вод}} = \lambda \frac{L_{\text{э}}}{d_b} \cdot \frac{w_b^2 \rho}{2} \text{ н/м}^2. \quad (7)$$

Здесь d_b — диаметр водовода; величина его может быть определена для двойного водовода по формуле

$$d_b = \frac{1,414 W^{0,5} \varphi^{0,5}}{w_b^{0,5}} \text{ м}. \quad (8)$$

Для одинарного водовода

$$d_b = \frac{2 W^{0,5} \varphi^{0,5}}{w_b^{0,5}} \text{ м}. \quad (9)$$

Тогда при двойном водоводе сопротивление его

$$H_{\text{вод}} = \frac{\lambda L_{\text{э}} w_b^{2,5} \rho}{2,82 \varphi^{0,5} W^{0,5}} \text{ н/м}^2. \quad (10)$$

То же при одинарном водоводе

$$H_{\text{вод}} = \frac{\lambda L_{\text{э}} w_b^{2,5} \rho}{4 \varphi W^{0,5}} \text{ н/м}^2. \quad (11)$$

В формуле (10) и (11)

$L_{\text{э}} = \beta L_0$ — эквивалентная длина водовода, м;

L_0 — фактическая длина водовода, м;

β — коэффициент местных потерь;

w_b — скорость воды в водоводах, м/сек.

Величина скорости воды в водоводах зависит от местных конкретных условий и может быть определена по формуле

$$w_b = \sqrt[3]{\frac{202}{\frac{4,187 R_{\text{м}} A}{\eta_k Q_p^{\text{н}}} + 31}} \text{ м/сек.}$$

Таким образом, сопротивление водовода также зависит от конечного давления, так как в формулы (10) и (12) входит величина W .

Суммарный напор насоса при двойном водоводе

$$H_{\text{цн}} = H_k + H_{\text{вод}} + H_{\text{г}} = z\psi \left(\frac{W}{W_p} \right)^2 w_k^{p^2} + \frac{\lambda \beta L_0 \rho w_b^{2,5}}{2,82 \varphi^{0,5} W^{0,5}} + 9807 H_2 \text{ н/м}^2. \quad (12)$$

Для одинарного водовода формула будет аналогичная с той лишь разницей, что коэффициент в знаменателе второго члена будет 4.

Тогда годовой расход электроэнергии в Мдж на перекачку циркуляционной воды после подстановки в формулу (4) значения из (12)

$$\mathcal{E}_{\text{цв}} = \frac{3,6 \cdot 10^{-3} \varphi W A}{\eta_k} \left[z\psi \left(\frac{W}{W_p} \right)^2 w_k^{p^2} + \frac{\lambda \beta L_0 \rho w_b^{2,5}}{2,82 \varphi^{0,5} W^{0,5}} + 9807 H_2 \right]. \quad (13)$$

¹⁾ Указанное положение справедливо лишь для рассматриваемого случая, когда конденсатор задан.

Полный годовой расход в рублях на перекачку охлаждающей воды по статье расхода топлива

$$S_m^{\text{пер}} = \frac{0,001 \mathcal{E}_{\text{цв}} R_m}{\eta_k Q_p^{\text{н}}} \text{ руб/год.} \quad (14)$$

Здесь

$$\eta_k = \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{пот}} \cdot \eta_{\text{хоз}} \cdot \eta_i^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ол}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ген}},$$

где $\eta_i^{\text{р}}$ — термический к.п.д. цикла паротурбинной установки.

Зная величины и параметры отборов пара на регенерацию, $\eta_i^{\text{р}}$ можно подсчитать, как для регенеративного цикла. Но с достаточной степенью точности можно принять $\eta_i^{\text{р}} = \kappa_{\text{р}} \eta_i$, где $\kappa_{\text{р}} = 1 \div 1,12$ учитывает увеличение термического к.п.д. за счет регенеративного подогрева питательной воды.

Как это видно из предшествующего, с изменением конечного давления будет изменяться количество охлаждающей воды. Следовательно, будут изменяться диаметры циркуляционных водоводов и мощности циркуляционных насосов. Последнее обусловит изменение издержек производства, зависящих от капитальных затрат на водоводы и насосную. Капитальные затраты по водоводам и насосной можно определить следующим образом. Стоимость одного погонного метра водовода в укладке

$$\kappa_{\text{вод}} = a d_{\text{в}} \text{ руб/пм,} \quad (15)$$

где коэффициент a зависит от числа ниток водовода. Если предполагается выполнить двойной водовод, то $a_2 = 220 \text{ руб/м}$, если одинарный, то $a_1 = 110 \text{ руб/м}$. Тогда сумма ежегодных отчислений на амортизацию и текущий ремонт при норме отчислений $u_{\text{в}}$ составит по водоводу

$$S_{\text{к}}^{\text{вод}} = 0,01 u_{\text{в}} L_0 a d_{\text{в}} \text{ руб/год.} \quad (16)$$

Если вместо $d_{\text{в}}$ подставить его значение из уравнения (8) и (9), то для двойного водовода получим

$$S_{\text{к}}^{\text{вод}} = \frac{1,414 \cdot 10^{-2} u_{\text{в}} L_0 a_2 \varphi^{0,5} W^{0,5}}{w_{\text{в}}^{0,5}} \text{ руб/год.} \quad (17)$$

Для одинарного водовода отчисления на амортизацию и текущий ремонт составят

$$S_{\text{к}}^{\text{вод}} = \frac{2 \cdot 10^{-2} u_{\text{в}} L_0 a_1 \varphi^{0,5} W^{0,5}}{w_{\text{в}}^{0,5}} \text{ руб/год.} \quad (18)$$

Здесь L_0 — длина циркуляционного водовода. Если трасса водоводов охлаждающей воды неизвестна, то за L_0 можно принимать расстояние станции от источника водоснабжения. Стоимость насосной

$$K_{\text{н}} = \kappa_{\text{н}} N_{\text{цн}} = \kappa_{\text{с}} N_{\text{цн}} + \kappa_0 N_{\text{цн}}. \quad (19)$$

Здесь $N_{\text{цн}}$ — мощность циркуляционных насосов, *квт*;

$\kappa_{\text{с}}$ — стоимость строительной части, *руб/квт*;

κ_0 — стоимость оборудования насосной, *руб/квт*.

Разделение стоимости насосной на строительную часть и оборудование вызвано различным процентом отчислений на амортизацию и текущий ремонт по оборудованию u_0 и строительной части $u_{\text{с}}$. Отчисления по насосной

$$S_{\text{к}}^{\text{нас}} = 0,01 (u_{\text{с}} \kappa_{\text{с}} + u_0 \kappa_0) \frac{\mathcal{E}_{\text{цв}}}{A} \text{ руб/год.} \quad (20)$$

Таким образом, мы рассмотрели составляющие расходов по турбинной установке, зависящие от $P_{\text{к}}$.

Полный годовой расход в рублях на перекачку охлаждающей воды по статье расхода топлива

$$S_{\text{т}}^{\text{пер}} = \frac{0,001 \mathcal{E}_{\text{шв}} R_{\text{т}}}{\eta_{\text{к}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}} \text{ руб/год.} \quad (14)$$

Здесь

$$\eta_{\text{к}} = \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{пот}} \cdot \eta_{\text{хоз}} \cdot \eta_{\text{т}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ол}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ген}},$$

где $\eta_{\text{т}}^{\text{р}}$ — термический к.п.д. цикла паротурбинной установки.

Зная величины и параметры отборов пара на регенерацию, $\eta_{\text{т}}^{\text{р}}$ можно подсчитать, как для регенеративного цикла. Но с достаточной степенью точности можно принять $\eta_{\text{т}}^{\text{р}} = \kappa_{\text{р}} \eta_{\text{т}}$, где $\kappa_{\text{р}} = 1 \div 1,12$ учитывает увеличение термического к.п.д. за счет регенеративного подогрева питательной воды.

Как это видно из предшествующего, с изменением конечного давления будет изменяться количество охлаждающей воды. Следовательно, будут изменяться диаметры циркуляционных водоводов и мощности циркуляционных насосов. Последнее обусловит изменение издержек производства, зависящих от капитальных затрат на водоводы и насосную. Капитальные затраты по водоводам и насосной можно определить следующим образом. Стоимость одного погонного метра водовода в укладке

$$\kappa_{\text{вод}} = a d_{\text{в}} \text{ руб/м,} \quad (15)$$

где коэффициент a зависит от числа ниток водовода. Если предполагается выполнить двойной водовод, то $a_2 = 220 \text{ руб/м}$, если одинарный, то $a_1 = 110 \text{ руб/м}$. Тогда сумма ежегодных отчислений на амортизацию и текущий ремонт при норме отчислений $u_{\text{в}}$ составит по водоводу

$$S_{\text{к}}^{\text{вод}} = 0,01 u_{\text{в}} L_0 a d_{\text{в}} \text{ руб/год.} \quad (16)$$

Если вместо $d_{\text{в}}$ подставить его значение из уравнения (8) и (9), то для двойного водовода получим

$$S_{\text{к}}^{\text{вод}} = \frac{1,414 \cdot 10^{-2} u_{\text{в}} L_0 a_2 \varphi^{0,5} W^{0,5}}{w_{\text{в}}^{0,5}} \text{ руб/год.} \quad (17)$$

Для одинарного водовода отчисления на амортизацию и текущий ремонт составят

$$S_{\text{к}}^{\text{вод}} = \frac{2 \cdot 10^{-2} u_{\text{в}} L_0 a_1 \varphi^{0,5} W^{0,5}}{w_{\text{в}}^{0,5}} \text{ руб/год.} \quad (18)$$

Здесь L_0 — длина циркуляционного водовода. Если трасса водоводов охлаждающей воды неизвестна, то за L_0 можно принимать расстояние станции от источника водоснабжения. Стоимость насосной

$$K_{\text{н}} = \kappa_{\text{н}} N_{\text{шн}} = \kappa_{\text{с}} N_{\text{шн}} + \kappa_0 N_{\text{шн}}. \quad (19)$$

Здесь $N_{\text{шн}}$ — мощность циркуляционных насосов, *квт*;

$\kappa_{\text{с}}$ — стоимость строительной части, *руб/квт*;

κ_0 — стоимость оборудования насосной, *руб/квт*.

Разделение стоимости насосной на строительную часть и оборудование вызвано различным процентом отчислений на амортизацию и текущий ремонт по оборудованию u_0 и строительной части $u_{\text{с}}$. Отчисления по насосной

$$S_{\text{к}}^{\text{нас}} = 0,01 (u_{\text{с}} \kappa_{\text{с}} + u_0 \kappa_0) \frac{\mathcal{E}_{\text{шв}}}{A} \text{ руб/год.} \quad (20)$$

Таким образом, мы рассмотрели составляющие расходов по турбинной установке, зависящие от $P_{\text{к}}$.

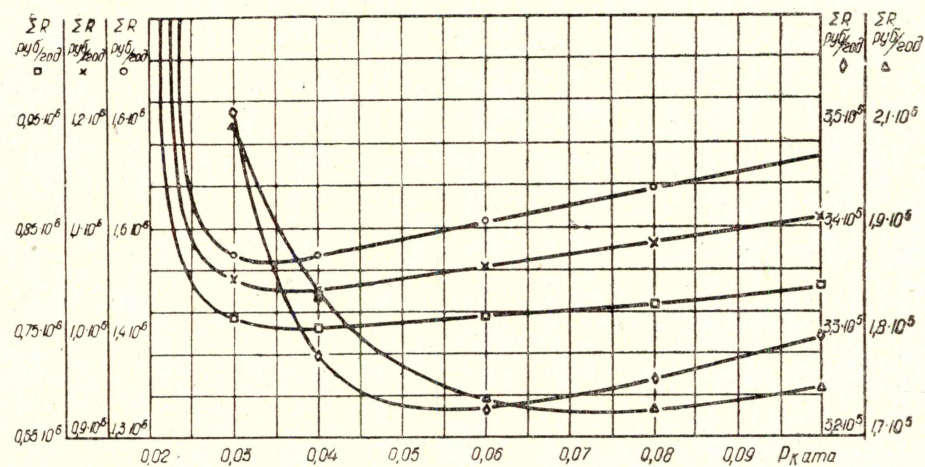


Рис. 1. Зависимость изменяющихся издержек производства на установку от конечного давления для различных стоимостей топлива.

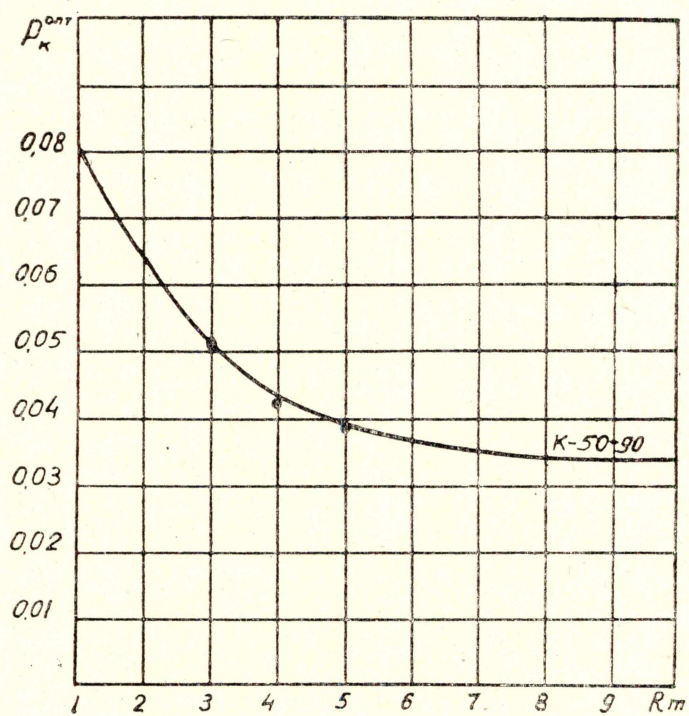


Рис. 2. Зависимость оптимального конечного давления от стоимости топлива.

К этим расходам надо прибавить определенный % от капитальных затрат в соответствии с принятым коэффициентом эффективности капитальных затрат δ

$$\delta(\kappa_{\text{в}}L_0 + \kappa_{\text{н}}N_{\text{цн}}).$$

Здесь $\kappa_{\text{в}}$ и $\kappa_{\text{н}}$ определяем по формулам (15) и (19).

На рис. 1, пользуясь данной методикой, построены зависимости годовых денежных расходов на установку, зависящих от $P_{\text{к}}$ для частного случая, когда

$$N_{\text{э}} = 50000 \text{ кВт}; \quad P_0 = 90 \text{ атм}; \quad t_0 = 535^\circ \text{C};$$

$$t_1 = 10^\circ \text{C}; \quad z = 2; \quad H_z = 10 \text{ м}; \quad L_0 = 500 \text{ м};$$

$t_s - t_2 = 5^\circ \text{C}$ для различных стоимостей топлива.

Из рис. 1 можно сделать следующие выводы:

1. С понижением стоимости сжигаемого топлива должно быть принято более высокое конечное давление при проектировании систем водоснабжения.

2. Чем дешевле топливо, тем более полого протекает кривая зависимости $\Sigma S = f(P_{\text{к}})$, тем менее ощутимо отклонение $P_{\text{к}}$ конечного давления от оптимального $P_{\text{к}}^{\text{опт}}$.

3. Так как левая ветвь кривых поднимается более круто, то отступление от $P_{\text{к}}$ оптимального в сторону более глубокого вакуума приведет к более значительным издержкам на установку по сравнению с оптимальным $P_{\text{к}}^{\text{опт}}$.

На рис. 2 дана зависимость $P_{\text{к}}^{\text{опт}} = f(R_{\text{м}})$ для тех же условий. Зависимость свидетельствует, что при стоимости топлива от 5 руб/т и выше и при благоприятных условиях водоснабжения $P_{\text{к}}^{\text{опт}}$ слабо зависит от $R_{\text{м}}$ и может быть принято равным расчетному. При стоимости $R_{\text{м}} < 5 \text{ руб/т}$ необходимо в каждом конкретном случае определять $P_{\text{к}}^{\text{опт}}$ и на это давление рассчитывать и проектировать систему циркуляционного водоснабжения.