

УДК 612.165; 311.25; 621.039

И.Г. ШЕЛЕПОВ, канд.техн.наук., проф., М.А. САФРОНИУК

*Украинская инженерно-педагогическая академия***К ВОПРОСУ ОБ ОЦЕНКЕ ЧИСТОТЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОХЛАЖДЕНИЯ
КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ**

В результаті аналізу існуючих способів оцінки тиску в конденсаторах поставлена і вирішена завдання, по вдосконаленню методів прогнозу вакууму аналітично. Визначені гідравлічні характеристики шарів відкладень на внутрішніх поверхнях трубок конденсаторів. Розроблена методика розрахунку динаміки натиску по гідравлічному опору конденсаторів турбін могутніх ТЕС і АЕС.

As a result of analysis of existent methods of estimation of pressure in condensers put and decided task, on perfection of methods of prognosis of vacuum analytically. Hydraulic descriptions of layers of deposits are certain on the internal surfaces of tubes of condensers. The method of calculation of dynamics of onslaught on hydraulic resistance of condensers of turbines mighty is developed TPS and APS.

В экономичности и энергосбережении современной энергетики существенную роль играют конденсаторы паровых турбин, которые призваны обеспечивать оптимальное давление на выходе пара из турбины. В этой связи большое значение при эксплуатации турбоустановок ТЭС и АЭС придается диагностированию конденсаторов. Сложности диагностирования состояния теплообменной поверхности конденсаторов связаны с отсутствием в расчетных зависимостях основного параметра отложений – толщины слоя δ_3 в явном виде [1, 2]. Поэтому существующие методики оценки технического состояния конденсаторов по основному показателю – вакууму в паровом пространстве p_k , сводятся к сравнению текущих температур определяемыми приборами и характеризующих эффективность теплообмена в конденсаторах, с расчетными, или нормативными данными в процессе эксплуатации τ . Здесь: t_n – температура насыщения пара выхлопа турбины в зависимости $t_n = f(p_k) \Leftrightarrow p_k = \varphi(t_n)$, может быть определена из уравнения: $t_n = t_{1B} + \Delta t + \delta t$; $\Delta t = t_{2B} - t_{1B}$ – нагрев охлаждающей воды от t_{1B} на входе в конденсатор до t_{2B} – на выходе; δt – температурный напор, $\delta t = t_n - t_{2B}$; k – коэффициент теплопередачи, $k = f(\delta t)$; W_0 – расход охлаждающей воды при номинальной нагрузке энергоблока. Нормативные температуры и параметры ($t_{n,0}$, $t_{1B,0}$, $t_{2B,0}$, $k_0 = f(\delta t_0)$, $p_{k0} = f(W_0)$) определяются, или рассчитываются при испытаниях конденсаторов при номинальной нагрузке турбоустановки и при условии максимально достижимой чистоты поверхности охлаждения [3]. Нормативные параметры, как база отсчета, задаются в табулированной форме, или в графической интерпретации либо мнемосхемами на экране монитора ЭВМ [4]. При этом даже применение современных ЭВМ не устраняет сложностей связанных с определением причин отклонений текущего вакуума от нормативного.

Трудности в разработке расчетных формул $p_k = f(\delta_3)$ обусловлены отсутствием зависимости $\delta_3 = f(\tau)$, что усложняет математическое моделирование текущего вакуума в конденсаторах. Наиболее перспективными способами контроля за эффективностью работы комплекса турбина - конденсатор является диагностирование [5]. Толщина слоя отложений определяет величину, как термического $R_t = f(R_0 + \delta_3/\lambda_3)$ сопротивлений конденсаторов [8]. Здесь R_0 – термическое сопротивление «чистого» конденсатора, λ_3 – коэффициент теплопроводности отложений.

Вариант диагностики вакуума (с учетом влияния отложений) по термическому сопротивлению конденсатора предложен в [1]. Апробация методики прогноза вакуума

по [1] показала приемлемое совпадение расчетных данных с данными практики (5% – 15%). Однако допущения, принятые при разработке этой методики, в части $\delta_3 = f(\tau)$ необходимо уточнить по альтернативным источникам.

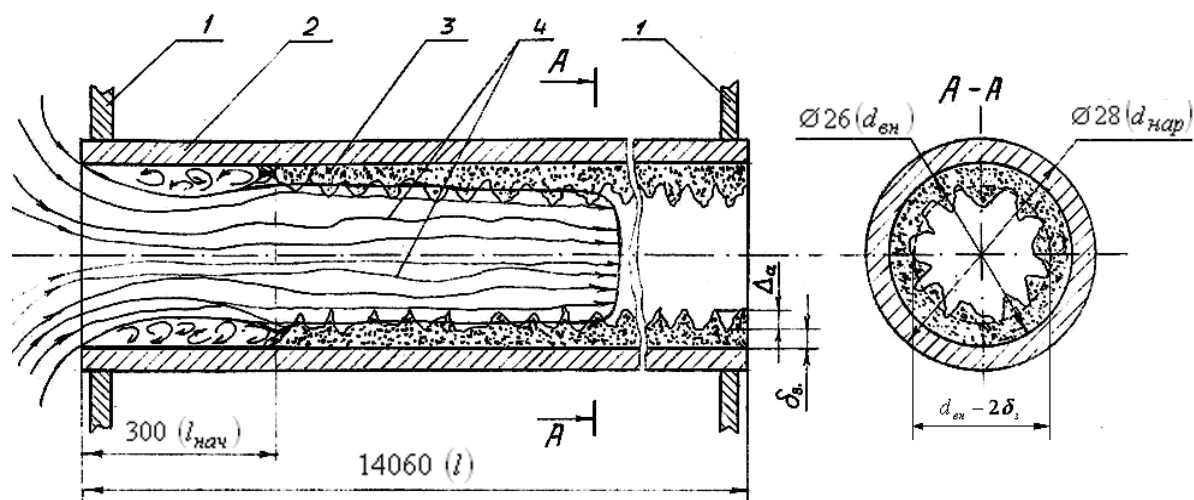
Альтернативой прогноза $\delta_3 = f(\tau)$ по термическому сопротивлению можно принять прогноз $\delta_3 = \varphi(\tau)$ по гидравлическому сопротивлению. Кроме того, сравнение $\delta_3 = f(\tau)$ с $\delta_3 = \varphi(\tau)$, при прочих равных условиях, упрощает диагностику присосов в конденсаторах.

В связи с вышеизложенным целесообразна **постановка следующих задач**:

1. Определение толщины слоя отложений в зависимости от времени работы конденсатора.

2. Диагностика гидравлического сопротивления конденсаторов с учетом отложений.

Для решения поставленных задач воспользуемся данными ретроспективного отложений в трубках конденсаторов К-33160 ЗАЭС, а так же результатами исследований этих отложений, выполненных авторами по методике, изложенной в [6], и показанных на рис. 1.



1 – трубная доска; 2 – трубка из сплава МНЖ5-1; 3 – слой отложений; 4 – токи воды

Рис. 1. Характеристики отложений в трубках конденсаторов К-33160 ЗАЭС по [6]

Δ_a – высота выступов абсолютной шероховатости, м ($\Delta_a = 0,09 \cdot 10^{-3}$);

δ_3 – толщина слоя отложений, м ($\delta_{3 \max} = 0,75 \cdot 10^{-3}$).

Интенсивность процесса формирования отложений зависит от характеристики потока охлаждающей воды, определяемой числом Рейнольдса Re , массового содержания взвесей в потоке c_δ , критической скорости $w_{кр}$ псевдооживления частиц взвеси в потоке [7].

При средней температуре охлаждающей воды $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ и плотности отложений $\rho_{отл} = 2600 \text{ кг/м}^3$, сложившихся на ЗАЭС, имеем $Re = 6,5 \cdot 10^4$, то есть поток с развитым турбулентным движением.

Определить весовую концентрацию частиц взвеси в потоке воды c_δ , в первом приближении, можно, составив очевидную формулу:

$$c_\delta = S_{к.макс} \cdot l \cdot n \cdot \rho_{отл} \cdot (W_0 \cdot \tau_{макс})^{-1}, \text{ мг/м}^3, \quad (1)$$

где $S_{к.макс}$ – площадь кольца отложений, толщиной $\delta_{3 \max}$ в нормальном сечении трубки, м^2 (см. рис. 1), которая определяется по формуле:

$$S_k = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \delta_3 \left(1 - \frac{\delta_3}{d_{\text{вн}}} \right);$$

$n = 26940$ шт. — количество охлаждающих трубок в конденсаторе К-33160;

$W_0 = 56600 \text{ м}^3/\text{час}$ — расход охлаждающей воды на один конденсатор;

$\tau_{\text{max}} = 6840$ час — усредненное время работы конденсаторов в кампаниях ЗАЭС.

Подставив соответствующие численные значения параметров в формулу (1) будем иметь: $c_\delta = 150 \text{ мг/м}^3$, или, в весовых частях, $c_\delta = 1,5 \cdot 10^{-7} \text{ кг/кг}$.

Критическая скорость псевдооживления $w_{\text{кр}} = f(d_{\text{ш}})$ для частиц взвеси, с принятой условно сферической поверхностью $d_{\text{ш}}$, формирующих отложения в трубках конденсаторов ЗАЭС, определена по методике, изложенной в [8], и показана на рис. 2.

Из рис. 2 следует, что несущей способности потока воды в трубках конденсаторов ($w = 1,5 \div 3,0 \text{ м/с}$) достаточно для транспортировки частиц взвесей в широком диапазоне их дисперсного состава.

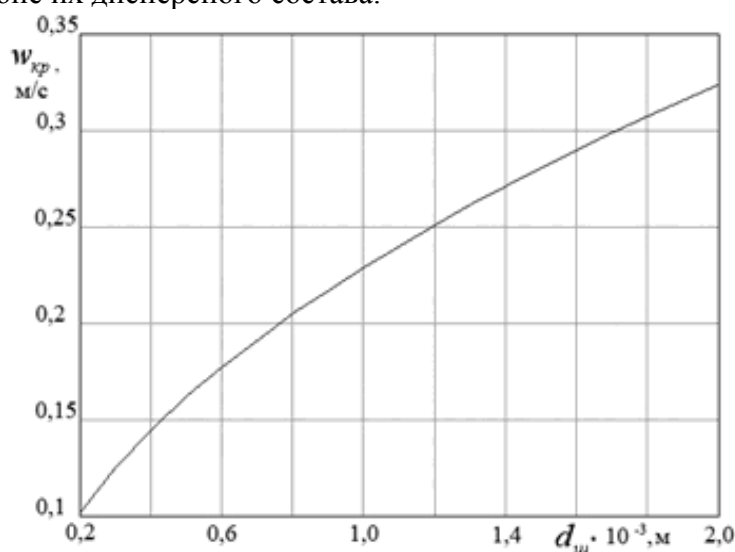


Рис. 2. Функция $w_{\text{кр}} = f(d_{\text{ш}})$

Определение толщины слоя отложений в зависимости от времени работы конденсатора. Рассматривая концентрацию частиц взвеси в воде ρ малой, перенос их массы dM будем считать результатом взаимодействия с молекулами воды. В этом случае воспользуемся уравнением Фика, описывающем явления диффузии [9]:

$$dM = -D \frac{d\rho}{d\delta_3} \cdot dS_{\perp} \cdot d\tau, \quad (2)$$

где D — коэффициент диффузии, $[D] = \text{м}^2/\text{с}$;

$\frac{d\rho}{d\delta_3}$ — градиент плотности взвесей в направлении оси X ;

dS_{\perp} — элемент площади, перпендикулярной направлению оси X , см. рис. 3.

Интегрируя (2) по dS , получим:

$$dM = -D \frac{d\rho}{d\delta_3} \cdot S \cdot d\tau = -D \frac{d\rho}{d\delta_3} \cdot 2\pi \cdot y \cdot l \cdot d\tau, \quad (3)$$

С другой стороны, массу осевших частиц можно выразить как:

$$dM = \rho_{\text{отл}} dV = \rho_{\text{отл}} \cdot 2\pi \cdot r \cdot l \cdot d\delta_3, \quad (4)$$

где $dV = 2\pi \cdot r \cdot l \cdot d\delta_3$.

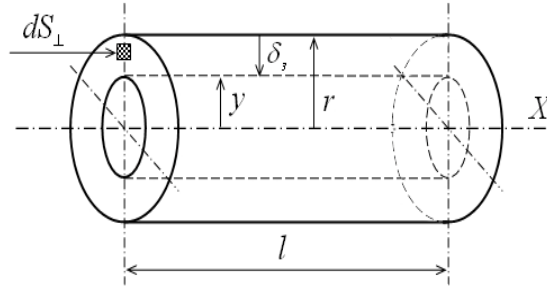


Рис. 3. Схема диффузионного переноса

Приравняв (3) и (4) получим: $-D \frac{d\rho}{d\delta_3} \cdot y \cdot d\tau = \rho_{\text{отл}} \cdot r \cdot d\delta_3$, откуда:

$$d\delta_3 = -D \frac{d\rho}{d\delta_3} \cdot \frac{y}{\rho_{\text{отл}} \cdot r} \cdot d\tau. \quad (5)$$

Так как $y = r - \delta_3$, то, интегрируя (5), запишем: $\int \frac{d\delta_3}{r - \delta_3} = \int -D \frac{d\rho}{d\delta_3} \cdot \frac{1}{\rho_{\text{отл}} \cdot r} \cdot d\tau$.

Приняв $D \frac{d\rho}{d\delta_3} \cdot \frac{1}{\rho_{\text{отл}} \cdot r} = \text{const} = a$, и, проведя вычисления интегралов, получим:

$$-\ln|r - \delta_3| = -a\tau - \ln C, \text{ или } \ln((r - \delta_3) \cdot C^{-1}) = a\tau, \text{ откуда } r - \delta_3 = C \cdot e^{a\tau}, \text{ или } \delta_3 = r - C \cdot e^{a\tau}.$$

Используя граничные условия $\delta_3|_{\tau=0} = 0$, имеем: $r - C = 0$, откуда: $C = r$. Таким образом:

$$\delta_3 = \varphi(\tau) \Rightarrow \delta_3 = r(1 - e^{a\tau}). \quad (6)$$

Определим в (6) постоянную a , используя экспериментальные данные (см. рис. 1): $\delta_{3,\text{max}} = 0,75 \cdot 10^{-3}$ м; $\tau_{\text{max}} = 6840$ час; $r = 0,5d_{\text{вн}} = 0,013$ м. Из (6) следует: $1 - e^{a\tau} = \delta_3 / r \Rightarrow e^{a\tau} = 1 - \delta_3 / r$, тогда: $a\tau = \ln|1 - \delta_3 / r|$, откуда: $a = \tau_{\text{max}}^{-1} \cdot \ln|1 - \delta_{3,\text{max}} / r| = 8,69 \cdot 10^{-6}$ (час) $^{-1}$.

Окончательно для конденсаторов К-33160 в условиях ЗАЭС будем иметь:

$$\delta_3 = 0,5d_{\text{вн}} [1 - \exp(8,69 \cdot 10^{-6} \cdot \tau)], \text{ м.} \quad (7)$$

Значения δ_3 , полученное из (6), будет отрицательным (направления δ_3 и y – противоположны). Поэтому в расчетах по (7) необходимо принимать абсолютное значение $|\delta_3|$. Сравнение результатов в части $\delta_3 = f(\tau)$ по формуле, полученной автором при исследовании термического сопротивления конденсаторов [6] и $\delta_3 = \varphi(\tau)$ по (7), показано на рис. 4.

Расхождение в оценках толщины слоя отложений, показанных на рис. 4, при $\tau = 7000$ час., составляющее около 9 %, можно считать удовлетворительным. Общность

условий эксплуатации мощных ТЭС и АЭС, обоснованная в работе [5], позволяет рекомендовать к использованию в практике формулу (7), дающую большой запас по сечению трубы.

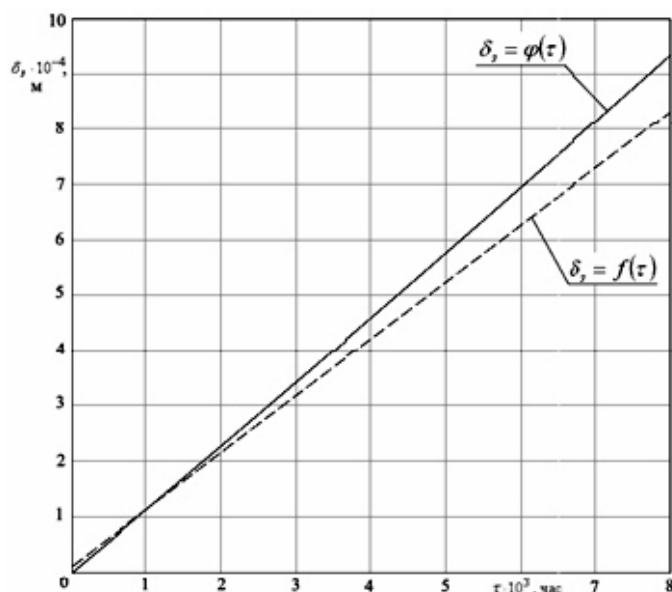


Рис. 4. Сравнение $\delta_3 = f(\tau)$ и $\delta_3 = \varphi(\tau)$

Диагностика гидравлического сопротивления конденсаторов с учетом отложений. Гидравлическое сопротивление конденсаторов (напор) по охлаждающей воде $H_{г.контр}$ в конструкторском расчете определяется по эмпирической формуле Л. Д. Бермана [2]:

$$H_{г.контр} = g \cdot z \left(\frac{c_0 \cdot l}{\beta_3} \cdot w^{1,75} + 0,135 \cdot w^{1,5} \right), \text{ кПа}, \quad (8)$$

где $c_0 = 0,0531$ – множитель, определенный по табл. 1 стр. 37 в [2];

β_3 – коэффициент ожидаемого состояния чистоты поверхности охлаждения, заданный в конструкторском расчете, $\beta_3 = 0,85$, [2, 6]; $z = 2$ – количество ходов воды.

Из структуры формулы (8) видно, что внутри интервала значений $0,85 \leq \beta_3 \leq 1,0$ функция $H_{г.контр} = f(\beta_3)$ не определена. Значение $\beta_3 < 0,85$ – невозможно, ибо это чревато изменением конструкции поверхности охлаждения конденсатора [5]. Из динамики толщины слоя в кампании следует $0 \leq \tau_i \leq \tau_{\max} \Rightarrow 0 \leq \delta_{3,i} \leq \delta_{3,\max}$, откуда $0 \leq \delta_{3,i} \leq \delta_{3,\max} \Rightarrow w_{\min} \leq w_i \leq w_{\max}$. Пусть $\beta_3 = 0,85 \Rightarrow \delta_{3,i} = \delta_{3,кр}$, тогда $\delta_{3,кр} \leq \delta_{3,i} \leq \delta_{3,\max} \Rightarrow w_{\text{ном}} \leq w_i \leq w_{\max}$. Но по формуле (8) в этом интервале значений $\delta_{3,i}$ величина скорости $w_i = w_{\text{ном}} = w_{\max} = \text{const}$, что противоречит физике процесса. Таким образом расчет напора по (8) возможен лишь в двух частных случаях:

1) чистый конденсатор – начало кампании, здесь: $\beta_3 = 1,0 \Rightarrow \delta_3 = 0$, тогда $P_i - P_0 = H_{г.контр} \rightarrow \min$, откуда $S_{\max} = \pi \cdot r^2 \Rightarrow w_i = w_{\min}$;

2) Расчетный режим, $\beta_3 = 0,85 \Rightarrow \delta_{3,i} = \delta_{3,кр}$, тогда $P_i - P_{\text{ном},0} = H_{г.контр}$ по (8), откуда $S_i = S_{\text{ном}} \Rightarrow S_{\text{ном}} < S_{\max}$.

Формула (8) – эмпирическая, поэтому результаты расчета напора по (8) в частных случаях могут рассматриваться в качестве экспериментальных данных.

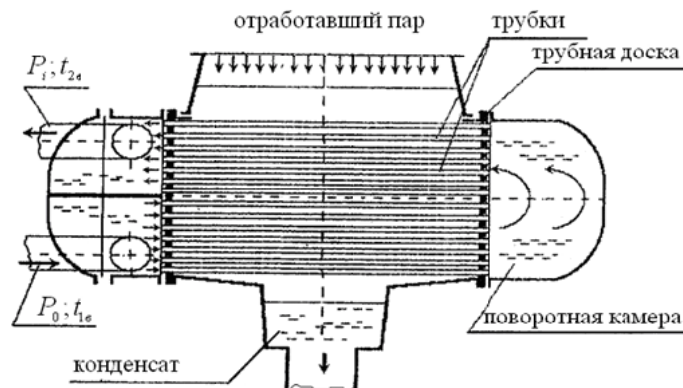


Рис. 5. Половинка К-33160, к схеме поверочного гидравлического расчета

Очевидно, что прогноз потерь напора в конденсаторах за кампанию (поверочный расчет) $H_{г.повер}$ возможен при использовании формул, применяемых в гидравлике [8, 10].

Конденсатор К-33160 является двухходовым, двухпоточным теплообменником поверхностного типа. Расчетная схема одной половинки К-33160 показана на рис. 5.

P_0, P_i – давления потока воды на входе и выходе подводящих трубопроводов;
 $D = 2,0$ – диаметр подводящих труб, м.

В соответствии со схемой (рис. 5) формулу поверочных расчетов гидравлического сопротивления можно записать в виде:

$$P_i - P_0 = H_{г.повер} = \frac{w_D^2}{2} (\zeta_{вх} + \zeta_{вых}) + z \frac{w_i^2}{2} \left(\xi_3 \frac{l}{d_{вн} - 2\delta_{3,i}} + (\zeta_{вх} + \zeta_{вых}) \right), \text{ кПа}, \quad (9)$$

где w_D – скорость потока воды в подводящем и отводящем трубопроводах, м/с;

w_i – текущая величина скорости воды в трубке конденсатора, м/с;

$\zeta_{вх} = 0,5, \zeta_{вых} = 1,0$ [8, 10] – коэффициенты местных сопротивлений – входа и выхода потока в камеры трубных досок конденсатора;

ξ_3 – коэффициент гидравлического сопротивления (трения) по длине трубки.

«Методику поверочных расчетов гидравлического сопротивления конденсаторов по охлаждающей воде с учетом отложений» по формуле (9) можно представить следующим образом.

Примем расход охлаждающей воды в трубке $W_{0,тр} = \text{const}$ и характеристику потока $Re = \text{const}$. Исходя из условий неразрывности потока [8], запишем: $W_{0,тр} = w_{\min} \cdot S_{\max} = w_i \cdot S_i = w_{\max} \cdot S_{\min} = \text{const}$, откуда следует: $w_{\min} = W_{0,тр} / S_{\max}$, где $S_{\max} = \pi d_{вн}^2 / 4$. Из очевидных соотношений будем иметь $w_i = w_{\min} \cdot S_{\max} / S_i$, где $S_i = S_{\max} - S_{к,i}$. Тогда, опуская элементарные преобразования, получим:

$$w_i = \frac{w_{\min} \cdot d_{вн}}{4} \cdot \left[\frac{d_{вн}}{4} - \delta_{3,i} \left(1 - \frac{\delta_{3,i}}{d_{вн}} \right) \right]^{-1}, \text{ м/с}, \quad (10)$$

Значение $\delta_{3,i}$ можно определять по формуле (7), принимая за начало отсчета время τ_0 – начало кампании, тогда: $\tau_i = \tau_0 + \Delta\tau$.

Применение формулы (9) на практике возможно при известном коэффициенте гидравлического сопротивления (трения) в трубке конденсатора ξ (коэффициента Дарси). При $Re = 6,5 \cdot 10^4$ будет $\xi = f(\Delta_{a,экр}, Re)$, тогда определение коэффициента Дарси возможно по универсальной формуле А. Д. Альтшуля: $\xi = 0,11(\Delta_{a,экр}/d_{вн} + 68/Re)^{0,25}$ [8, 10].

Трубки из сплава МНЖ5-1 – гидравлически гладкие. Для них в литературе имеются значения абсолютной ($\Delta_{a,тр} = 0,01 \cdot 10^{-3}$ м) и эквивалентной ($\Delta_{a,тр,экр} = (0,001 \div 0,002) \cdot 10^{-3}$ м) шероховатостей [8]. Тогда для «чистых» трубок будем иметь: $\xi_{тр} = 0,020$. Расчет гидравлического сопротивления для «чистого» конденсатора по формулам (8) и (9) показал: $H_{г,констр} = 64,53$ кПа, $H_{г,повер} = 64,08$ кПа, то есть, практически, равенство результатов.

Таким образом формулу (9) можно рекомендовать к практическому применению.

Значений коэффициента Дарси и эквивалентной шероховатости для отложений, подобных отложениям в трубках конденсаторов, в справочной литературе не приводится.

Известно [10], что эквивалентная шероховатость определяется опытным путем, или путем сопоставления зависимостей для адекватных условий эксплуатации одинаковых трубопроводов. Решение задач по определению ξ_3 и $\Delta_{a,экр,отл}$ возможно из условия равенства напоров $H_{констр.} = H_{повер.}$, рассчитанных по формулам (8) и (9) в частном случае.

Для определения коэффициента Дарси слоя отложений воспользуемся данными $\delta_{3,кр} = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м, соответствующие $\beta_3 = 0,85$, приведенных в [6], учитывая, что в области значений $\delta_{3,кр}$, линии графиков на рис. 4 практически совпадают. Приравнявая напоры по (8) и (9), рассчитанные для режима номинальной нагрузки турбоустановки, и, учитывая (10), будем иметь: $\xi_3 = 0,024$; $\Delta_{a,экр,отл} = 0,032 \cdot 10^{-3}$ м.

На рис. 6. приведена апробация формулы (9), представленная гистограммой.

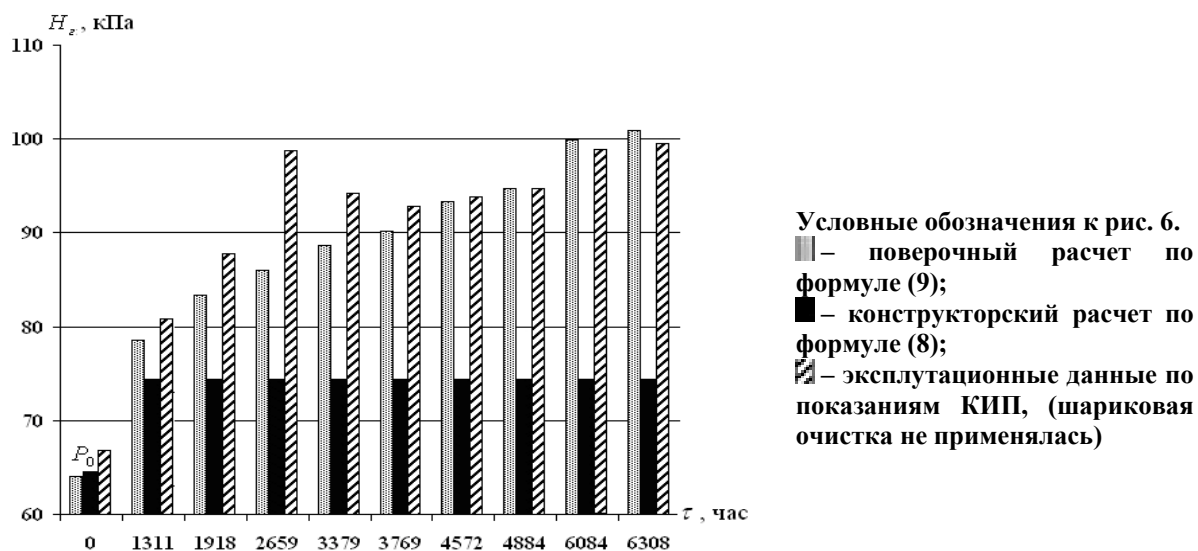


Рис. 6. Гидравлические сопротивления конденсаторов 4-го энергоблока ЗАЭС

Выводы.

1. Предложена формула определения толщины слоя δ_3 отложений в трубках охлаждающей поверхности конденсаторов в темпе процесса τ , в виде функции $\delta_3 = \varphi(\tau)$.
2. Определены гидравлические характеристики слоя отложений в трубках конденсаторов мощных ТЭС и АЭС ($\xi_3 = 0,024$; $\Delta_{a,э.кв.отл} = 0,032 \cdot 10^{-3}$ м).
3. Разработана методика поверочных расчетов гидравлического сопротивления конденсаторов, учитывающая наличие и толщину слоя отложений в темпе процесса.

Литература

1. Сафронюк М. А. Исследование состояние поверхностей теплообмена конденсаторов паровых турбин ТЭС и АЭС // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Зб. наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси і устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2003. – № 9. – т.2. – с. 56-65.
2. Берман Л. Д., Зернова Э. П. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. – М.: Союзэнерго, 1982. – 106 с.
3. Нурик В. И., Кириш А. К. и др. Методические указания по испытаниям конденсационных установок паровых турбин. МУ 34-70-010-82 – М.: СПО Союзэнерго, 1982. – 67 с.
4. Бродов Ю. М., Аронсон К. Д., Ниренштейн М. А. Концепция системы диагностики конденсационной турбины // Теплоэнергетика. – 1997. – № 7. – с. 34-39.
5. Шелепов И. Г., Сафронюк М. А. Оптимизация режимов эксплуатации конденсаторов паровых турбин с учетом характеристик отложений в трубных пучках // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2006. – № 5. – с. 88 – 95.
6. Сафронюк М. А. Влияние состояния поверхностей теплообмена на вакуум в конденсаторах паровых турбин // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов / Редкол.: Ю.М.Мацевитый (отв. ред.) и др. – Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, 2003. – т. 2. – с. 505-511.
7. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 847 с.
8. Рабинович Е. З. Гидравлика. – М.: Недра, 1980. – 300 с.
9. Детлаф А. А. и др. Курс физики. Том 1. – М.: Высшая школа, 1973. – 384 с.
10. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра. 1982. – 224 с.

© Шелепов И.Г., Сафронюк М.А., 2007