

УДК 612.165; 311.25; 621.039

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

Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков, Украина

## ДИНАМИКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС И АЭС

В результате анализа існуючих способів оцінки тиску в конденсаторах поставлена та вирішена задача, по вдосконаленню методів прогнозу вакууму аналітично. Визначені гідравлічні характеристики шарів відкладень на внутрішніх поверхнях трубок конденсаторів.

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.

Расчетные формулы гидравлического сопротивления конденсатора являются эмпирическими и полуэмпирическими. В этом случае наиболее рациональным методом анализа потерь напора является метод численного анализа.

Для упрощения анализа гидравлического сопротивления отнесем трубки конденсатора к одному ходу воды и выразим напор в м вод. столба. Тогда [3]:

$$H_{\text{констр}} = \frac{\chi_0 \cdot \lambda}{\beta_3} \cdot \omega^{1,75} + 0,135 \cdot \omega^{1,5}; \quad (1)$$

$$H_{\text{повер.}} = \lambda_{3,\text{гидр}} \frac{l}{(d_{\text{вн}} - 2 \cdot \delta_{3,i})} \cdot \frac{(w \pm \Delta w_{\delta})^2}{2g} + 1,5 \cdot \frac{(w \pm \Delta w_{\delta})^2}{2g}. \quad (2)$$

Структурный анализ формулы (1) показывает, что она применима к простому трубопроводу постоянного сечения с установившемся движением жидкости [1, 2]. Определить степень влияния отложений на потерю напора в интервале коэффициента ожидаемого загрязнения  $0,85 \leq \beta_3 \leq 1,0$  [2], можно только на границах этого интервала, т.к. внутри интервала интенсивность роста отложений в формуле (1) не определена. Если например, задать равномерный шаг изменения  $\beta_3$  внутри интервала, то влияние отложений на изменение напора будет носить гиперболический характер. В гидравлике принята параболическая зависимость напора от расхода  $H = K \cdot W^2$ , где  $K$  – коэффициент пропорциональности. Обычно для турбулентного течения, выражая скорость через расход, получают зависимость [1]

$$\sum H = \left( \sum \zeta + \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{вн}}} \right) \frac{16 \cdot W^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_{\text{вн}}^4},$$

следовательно

$$K = \left( \sum \zeta + \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{вн}}} \right) \frac{16}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_{\text{вн}}^4},$$

что аналогично формуле (2).

Формула (2) лишена недостатка формулы (1), т.к. определяет потерю напора в зависимости от роста толщины слоя отложений на протяжении всего интервала значений  $0 \leq \delta_{3,i} \leq \delta_{3,\max}$ . Однако в этом случае трубку конденсатора уже нельзя рассматривать как простой трубопровод постоянного сечения с установившемся движением жидкости, в силу того, что  $d_{\text{вн}} = f(\delta_{3,i})$ . При этом  $f(\delta_{3,i})$  определена формулой  $\delta_{3,i} = 0,00455 + 0,000109\tau_i$ . Таким образом, трубку конденсатора необходимо рассматривать как простой трубопровод с переменным проходным сечением, а, следовательно, и с неустановившемся движением потока. Рост отложений за кампанию сильно растянут во времени:  $0 \leq \tau \leq 90000$  час. Поэтому на практике можно фиксировать дискретно уменьшение проходного сечения трубки, например, с интервалом  $500 \div 1000$  часов, сравнивая его с некоторым напором, принимаемым за базовый  $H_0$ .

Таким образом, для эффективной работы СТД в части прогнозирования толщины слоя отложения  $\delta_{3,i}$  в зависимости от увеличения напора  $H$  в кампании, уместно здесь повторить формулировки двух основных задач, подлежащих решению:

- определить гидравлические характеристики потока в трубке с отложениями;
- выбрать и обосновать базу отсчета (базовый напор)  $H_0$ .

Известно [1–3], что трудности, связанные с решением задач по гидравлике, успешно преодолеваются при введении в расчеты определенных допущений.

Условимся расход охлаждающей воды считать постоянным, т.е.  $W = \text{const}$ , и равным расходу, рассчитанному для условий номинальной нагрузки энергоблока.

Выберем из интервала кампании комплекса: конденсатор-турбина моменты времени, где расчет напора возможен, как по формуле (1), так и по формуле (2). Будем рассматривать расчетные напоры в этих характерных периодах кампании последовательно, проверяя их на адекватность. Численные значения параметров необходимые для расчетов, помещены в формуляре теплового расчета конденсатора К-33160.

**Начало кампании (оптимальный режим)** – трубки конденсатора – «чистые». Здесь:  $\beta_3 = 1,0$ ;  $\delta_{3,i} = 0$ .

Для формулы (1)  $H_{\text{констр}} \rightarrow \min$ , что составляет  $H_{\text{констр}} = 3,395$  м.

Для формулы (2) так же  $H_{\text{повер}} \rightarrow \min$ .

Определим напор  $H_{\text{повер}}$  по формуле (2).

Трубки из сплава МНЖ-5-1 считаются гидравлически гладкими и для них имеются табличные значения эквивалентной шероховатости, например, в [4]:  $\Delta_{\text{тр.экв}} = 0,002$  мм; по  $\Delta_{\text{тр.экв}} = 0,005$  мм; [5]:  $\Delta_{\text{тр.экв}} = 0,01 \div 0,001$  мм;  $\Delta_{\text{тр.экв}} = 0,01 \div 0,005$  мм. Тогда коэффициент гидравлического сопротивления определится в расчете по следующим формулам: формула Блазиуса для гидравлически гладких труб [1]

$$\lambda_{\text{тр.гидр.}} = 0,3164 / \text{Re}^{0,25} = 0,021;$$

или универсальная формула А.Д. Альтшуля [4]

$$\lambda_{\text{тр.гидр.}} = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{тр.экв}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,021; \tag{3}$$

где  $Re = 5,5 \cdot 10^4$  – число Рейнольдса [3];  $\Delta_{тр.экв} = 0,01 \cdot 10^{-6}$ , м (значение по [3–5]).

Для определения скорости воспользуемся уравнением неразрывности потока

$$W = w_{\min} \cdot S_{\max} = w_{\text{ном}} \cdot S_{\text{ном}} = w_{\max} \cdot S_{\min} = \text{const}, \quad (4)$$

где  $S = \pi d_{\text{вн}}^2 / 4$  – проходное сечение трубки, м<sup>2</sup>;

$w = W/S$  – объемная скорость потока, м/с.

Запишем очевидное соотношение

$$\frac{w_{\min}}{w_{\text{ном}}} = \frac{S_{\text{ном}}}{S_{\max}}.$$

Выразив сечение трубки  $S$  через ее диаметр  $d_{\text{вн}}$  и учитывая, что при номинальной нагрузке значению  $\beta_3 = 0,85$  соответствует  $\delta_{з.кр} = 0,00015$  м, а  $w_{\text{ном}} = 2,2$  м/с, окончательно будем иметь

$$w_{\min} = w_{\text{ном}} \frac{(d_{\text{вн}} - 2\delta_{з.кр})^2}{d_{\text{вн}}^2} = 2,15 \text{ м/с}. \quad (5)$$

Решая совместно (2) и (5), получим  $H_{\text{повер}} = 3,049$  м.

Сравнивая результаты конструктивного расчета  $H_{\text{констр}}$  по (1) и поверочного  $H_{\text{повер}}$  по (2) убеждаемся, что относительная погрешность в расчетах составляет 11,35 %, т.е. недопустимо большая. Таким образом, выбор базы отсчета  $H_0$ , отнесенной к «чистой» трубке, является неприемлемым.

**Режим номинальной нагрузки.** Здесь:  $\beta_3 = 0,85$ ;  $\delta_{з.кр} = 0,00015$  м. Это основной режим на основании которого выполнен расчет охлаждающей поверхности конденсатора. Гидравлическое сопротивление конденсатора, применительно к формуле (1)  $H_{\text{констр.ном}} = 3,916$  м.

Для поверочных расчетов по формуле (2) необходимо иметь значение коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси)  $\lambda_{з.гидр.}$ .

Табличных значений гидравлического сопротивления для отложений в литературе [4, 5] не приводится. Вычислить  $\lambda_{з.гидр.}$  по эмпирическим формулам гидравлики – невозможно, учитывая, что  $\lambda_{з.гидр.} = f(\Delta_{а.экв})$ , т.е. зависит от эквивалентной шероховатости  $\Delta_{а.экв}$ .

Из теоретической гидравлики известно [4], что эквивалентная шероховатость может быть определена, или опытным путем, или путем сопоставления имеющихся эмпирических зависимостей для адекватных условий эксплуатации одинаковых трубопроводов. Таким образом, решение задач по определению  $\lambda_{з.гидр.}$  и  $\Delta_{а.экв}$  возможно из условия равенства напоров  $H_{\text{констр}} = H_{\text{повер}}$ , рассчитанных по формулам (1) и (2), в частном случае, для режима номинальной нагрузки.

Определим  $\lambda_{з.гидр.}$ , учитывая равенство напоров по формулам (1) и (2). В результате будем иметь:

$$\lambda_{з.гидр.} = \frac{2g(d_{\text{вн}} - 2\delta_{з.кр.})}{l \cdot w_{\text{ном}}^2} \left( H_{\text{констр.ном}} - 1,5 \frac{w_{\text{ном}}^2}{2g} \right) = 0,026. \quad (6)$$

Для определения эквивалентной шероховатости воспользуемся формулой А.Д. Альтшуля [4]:

$$\Delta_{\text{а.э.кв.}} = \left( 6860 \lambda_{\text{з.гидр.}}^4 - \frac{68}{\text{Re}} \right) \cdot d_{\text{вн}} = 0,049 \text{ мм.} \quad (7)$$

С целью уточнения гидравлических характеристик слоя отложений ( $\lambda_{\text{з.гидр.}}$  и  $\Delta_{\text{а.э.кв.}}$ ) применим формулу Кольбука, которая используется как основная расчетная формула за рубежом [3–5]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{з.гидр.}}}} = -2 \lg \left( \frac{\Delta_{\text{а.э.кв.}}}{3,7 d_{\text{вн}}} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda_{\text{з.гидр.}}}} \right).$$

В результате расчета по формуле Кольбука получим равенство левой и правой частей формулы:  $6,20174 \approx 6,20213$ , т.е., практически – тождество.

Таким образом, для расчетов гидравлического сопротивления конденсаторов мощных ТЭС и АЭС можно использовать:

– коэффициент гидравлического сопротивления (коэффициент Дарси) отложений  $\lambda_{\text{з.гидр.}} = 0,026$ ;

– эквивалентную шероховатость отложений  $\Delta_{\text{а.э.кв.}} = 0,049 \approx 0,05$  мм.

В качестве базы отсчета рекомендуется напор  $H_0$ , подсчитанный для номинальной нагрузки конденсатора.

**Квазистационарный режим.** Здесь:  $\delta_{\text{з.кр.}} < \delta_{\text{з.и}} \leq \delta_{\text{з.мах.}}$ , или  $0,15 < \delta_{\text{з.и}} \leq 0,99$  мм.

Формула (1) для этого режима неприемлема, т.к. пределы ее применения ограничены значением  $\delta_{\text{з.кр.}}$ .

Определим по формулам (2) и (4) напор, например, на большем пределе значений  $\delta_{\text{з.и}}$  по формуле  $\delta_{\text{з.и}} = 0,00455 + 0,000109\tau_i$  положив  $\delta_{\text{з.и}} = 0,99$  мм. В результате будем иметь

$$H_{\text{повер}} \Big|_{0,99} = \left( \lambda_{\text{з.гидр.}} \frac{l}{(d_{\text{вн}} - 2 \cdot \delta_{\text{з.и}})} + 1,5 \right) \cdot \frac{\left( w_{\text{ном}} \frac{(d_{\text{вн}} - 2\delta_{\text{з.кр.}})^2}{(d_{\text{вн}} - 2\delta_{\text{з.и}})^2} \right)^2}{2g} = 5,384 \text{ м.}$$

Полученное значение напора пересчитаем для эксплуатационных условий конденсатора К-33160. В результате получим  $H_{\text{повер}} \Big|_{0,99} = 105,63$  кПа, что удовлетворительно совпадает с данными практики. Рост напора на пределе возможных значений толщины отложений в сравнении с базой отсчета (базовым напором) составляет 36,6%. Это позволяет дискретно фиксировать динамику напора с помощью существующих КИП, как по напору, так и по мощности насосной установки.

Отдельного рассмотрения требует вопрос турбулентного движения потока на начальном входном участке трубки и определение длины этого участка.

Известно [1, 3, 4], что вход воды в трубку характеризуется нестабильностью потока, т.к. при сужении наблюдается отрыв его от стенок трубки. В результате

образуются мощные вихревые пульсации, препятствующие формированию слоя отложений и способствующие струйной коррозии при разрушении защитного оксидного слоя трубки твердыми частицами взвеси. Актуальность этого вопроса обостряется еще и в связи с тем, что в Украине развивается тенденция применения ШОК по технологии фирмы «Targogge» на мощных ТЭС и АЭС. Эта технология исключает уменьшение проходного сечения трубки. В результате входные участки трубок остаются незащищенными, что наиболее опасно для трубок из сплава МНЖ-5-1, как с точки зрения эксплуатации (разрушение защитного оксидного слоя), так и экологии (вынос чистой меди в водоем-охладитель).

Оценка длины участков с нестабильностью потока для трубок конденсаторов неадекватна, как по литературным источникам [1], так и по данным практики и требует уточнения. В настоящее время приводятся новые формулы [4], позволяющие сравнением, например, с традиционными формулами [4], уточнить длину входного участка с нестабильным потоком.

Длина начального участка трубки может быть определена по полуэмпирической формуле, рекомендуемой А.Д. Альтшулем [4]

$$l_{\text{нач}} = \frac{0,52 \cdot d_{\text{вн}}}{\lambda_{\text{тр.гидр.}}} = \frac{0,52 \cdot 0,026}{0,021} = 0,644 \text{ м}; \quad (8)$$

или по более ранней формуле И.Е. Идельчика [5]

$$l_{\text{нач}} = (7,88 \cdot \lg \text{Re} - 4,35) \cdot d_{\text{вн}} = (7,88 \cdot \lg(5,5 \cdot 10^4) - 4,35) \cdot 0,026 = 0,858 \text{ м}.$$

По данным ВРХЛ ЗаАЭС входные участки подверженные струйной коррозии, составляют от 300 до 500 мм, что близко формуле (8). Очевидно, что для конденсаторов мощных ТЭС и АЭС можно рекомендовать формулу (8).

#### Литература

1. *Башта Т.М.* Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. *Левченко Е.В., Муравьев В.И.* Системы отчистки воды и труб конденсатора паровых турбин ТЭС и АЭС // Энергетика и электрификация, 1995. – № 7. – С. 8-10.
3. *Рабинович Е.З.* Гидравлика. – М.: Недра, 1980. – 300 с.
4. *Альтшуль А.Д.* Гидравлические сопротивления. – М.: НЕДРА, 1982. – 224 с.
5. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.:–Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 464 с.

© Шелепов И.Г., Сафронюк М.А., 2008