

УДК 621.181.61:532.529.5:004.415.2

С.М. ПОЛИЩУК<sup>1</sup>, А.С. КИПОРЕНКО<sup>2</sup>, А.Н. БАРАНОВ<sup>2</sup>, М.С. МАЗОРЧУК<sup>3</sup><sup>1</sup>Северо-восточный научный центр НАН Украины,<sup>2</sup>Украинская инженерно-педагогическая академия,<sup>3</sup>Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

## ПРОБЛЕМЫ И МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА ТРУБОПРОВОДОВ АЭС

Рассмотрены вопросы по повышению безопасной эксплуатации трубопроводных систем атомных электрических станций (АЭС) и продлению срока эксплуатации. Описаны методы расчета стержневых систем при воздействии переменных амплитуд колебаний и предложены решения по определению долговечности. Предложен расчет вероятностного разрушения при регулярном нагружении, позволяющий определять ресурс работы трубопроводной системы.

**ресурс, трубопровод, вибрация, вибропрочность, напряжение, цикл, усталость, долговечность**

### Введение

В настоящее время заканчиваются расчетные сроки службы энергоблоков АЭС Украины. Проблема повышения безопасной эксплуатации энергоблоков АЭС сверх расчетного является одной из наиболее важных и острых проблем атомной энергетики. Одним из важнейших элементов АЭС являются трубопроводы, несущие теплоноситель, подверженные тепловым нагрузкам, весовым и вибрационным. Опыт эксплуатации АЭС в Украине и за рубежом показывает, что колебания трубопроводов достигают значительных величин и служат причиной серьезных нарушений и прямо влияют на эксплуатацию АЭС. Одной из причин усталостного разрушения трубопроводов является высокая виброн нагруженность трубопровода. Критерием оценки технического состояния трубопроводов является их расчет на вибропрочность, для проведения которого требуется иметь данные вибрационных обследований.

Виброобследования трубопроводов с последующим выполнением расчетов на вибропрочность и проведение ремонтных работ осуществляются в плановом режиме или по мере возникновения тех или иных проблем. Однако проводимая в плановом порядке на АЭС замена оборудования, в том числе

арматуры, на более совершенные и безопасные типы может привести к изменениям динамических характеристик трубопроводных систем, на которых ведутся эти работы.

Разработка метода оценки вибропрочности и виброн нагруженности проблемных участков и систем трубопроводов является актуальной.

### 1. Анализ виброн напряжений стержневых систем

В настоящее время проведен анализ основных характеристик трубопроводов и разработана методика расчета виброн напряжений как для систем, так и для отдельных участков трубопроводов [1]. На основании данной методики разработана экспертная компьютерная система, позволяющая осуществлять постоянный мониторинг и контроль состояния трубопроводов как до проведения ремонта и замены оборудования, так и после. Частные методы расчета надежности трубопроводных систем и виброн напряжений стержневых систем освещены в работах [2–6]. Целью данной работы является разработка методов повышения надежности трубопроводов АЭС, что позволит продлить срок эксплуатации и ресурс трубопроводных систем станций.

### 1.1. Метод расчета напряжений

Рассмотрим метод расчета характерных напряжений стержневой системы, позволяющий оценить воздействие колебаний на данную систему.

Если уровень амплитуд переменных напряжений достаточно велик, то в элементах механических систем происходит накопление усталостных повреждений, образование и развитие усталостной трещины, заканчивающееся разрушением. При расчетах на выносливость вводят понятия регулярного и нерегулярного нагружений.

Регулярным нагружением называют такой периодический закон изменения напряжений, при котором в течение одного периода имеются один максимум и один минимум напряжений, а параметры цикла:

- среднее напряжение

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}),$$

- амплитуда напряжений

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}),$$

где  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$  – максимальное и минимальное напряжения цикла, не изменяются в течение всего периода эксплуатации. На совокупности однотипных деталей машин определенной марки величины  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$  являются, как правило, случайными.

Нерегулярным называют любое другое переменное нагружение, не удовлетворяющее указанным условиям. К такому нагружению можно отнести периодическое нагружение с числом экстремумов в одном периоде больше двух, гармоническое нагружение при изменении амплитуд или средних напряжений цикла по определенной программе, полигармоническое, случайное нагружение (стационарное и нестационарное) и т.д.

Блоком нагружения  $l_\sigma$  называют совокупность последовательных значений переменных напряжений, возникающих в детали за какой-либо характер-

ный период эксплуатации, по отношению к которому вычисляют ресурс детали (для АЭС расчетный ресурс 30 лет). Число циклов повторения амплитуд напряжений в одном блоке нагружения обозначим через  $V_\sigma$ .

Долговечность участка трубопровода до появления усталостного разрушения можно охарактеризовать или числом блоков нагружения  $\lambda$ , или суммарным числом циклов до разрушения  $N_{\text{сум}}$ , или ресурсом  $L$ , выраженным в годах (часах) работы и т. п. Очевидно, что

$$\left. \begin{aligned} N_{\text{сум}} &= \lambda V_\sigma, \\ L &= \lambda l_\sigma. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Случайные процессы изменения напряжений при расчетах на выносливость схематизируют, выделяя различными способами амплитуды напряжений.

По способу максимумов в качестве амплитуд напряжений принимают разности между напряжениями в точках максимума и общим средним напряжением, определяемым для всего процесса по известным правилам (рассматривают максимумы, лежащие выше среднего уровня).

По способу размахов в качестве амплитуд напряжений принимают полуразности значений напряжений, соответствующих максимуму и непосредственно предшествующему ему минимуму. Если при этом не принимают во внимание среднее напряжение каждого цикла  $\sigma_{mi}$  ( $i = 1, 2, \dots$ ), то такую схематизацию называют одномерной. Если учитывают также и величины  $\sigma_{mi}$ , то такую схематизацию называют двумерной. В результате двумерной схематизации получают корреляционную таблицу величин  $(\sigma_{ai}, \sigma_{mi})$ . Один из возможных способов учета среднего напряжения цикла  $\sigma_{mi}$  состоит в приведении амплитуд асимметричных циклов к эквивалентным по усталостному повреждению амплитудам симметричного цикла  $\sigma_{ai}$ .

Известен также ряд других способов схематизации: экстремумов; учета одного экстремума между двумя соседними пересечениями среднего уровня; размахов, превышающих заданную величину; полных циклов и др. [3, 4].

В настоящее время рекомендуется использовать метод полных циклов. Этот метод заключается в учете вначале размахов малых уровней, затем исключении этих размахов из процесса и учета размахов второго уровня во вновь полученном процессе, далее исключаются из процесса размахи третьего уровня и подсчитываются размахи третьего уровня и т. д.

В результате статистической обработки получают функции распределения амплитуд напряжений, характеризующие число повторений  $V_{i\bar{\sigma}}$  амплитуд уровня  $V_{ai}$  в одном блоке нагружения в случае ступенчатого задания этих функций. Указанные функции могут быть заданы в виде таблицы парами чисел  $\sigma_a, t_i$  при  $i = 1, 2, \dots, r$  и величиной  $v_{\bar{\sigma}}$ ,

$$t_i = \frac{V_{i\bar{\sigma}}}{V_{\bar{\sigma}}}; v_{\bar{\sigma}} = \sum_i V_{i\bar{\sigma}}, \quad (2)$$

где  $r$  – число ступеней амплитуд напряжений в блоке нагружения.

Функции распределения амплитуд напряжений могут быть заданы также в виде плотностей распределения, соответствующих различным законам.

Вследствие влияния ряда факторов, обычно не регламентируемых при обследованиях, параметры функций распределения амплитуд также являются случайными величинами. Опытные данные показывают, что для ступенчатых функций распределения амплитуд можно принять

$$\sigma_{ai} = \bar{\sigma}_{ai} \varepsilon, \quad (3)$$

где  $\varepsilon = 1 + u_p v_{\varepsilon}$ ;  $\bar{\sigma}_{ai}$  – среднее значение амплитуды  $i$ -го уровня;  $\varepsilon$  – нормально распределенная случайная величина, имеющая среднее значение, равное единице;  $v_{\varepsilon}$  – коэффициент вариации (по опыт-

ным данным  $v_{\varepsilon} = 0,1 - 0,2$ );  $u_p$  – квантиль нормального распределения.

Обычно в процессе эксплуатации трубопровод работает в различных режимах с относительным временем работы  $p_k$  в каждом режиме ( $p_k = 1, 2, \dots$ ).

Плотность распределения амплитуд смешанного закона и его параметры находят по соотношениям

$$\begin{aligned} f(\sigma_a) &= \sum_k p_k f_k(\sigma_a) \bar{\sigma}_a = \sum_k \bar{p}_k \bar{\sigma}_{ak}; \\ S^2 \sigma_a &= \sum_k p_k \bar{\sigma}_{ak}^2 (1 + v_k^2) - \bar{\sigma}_a^2 = \\ &= \sum_k p_k \left[ S^2 \sigma_{ak} + (\bar{\sigma}_{ak} - \bar{\sigma}_a)^2 \right], \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\bar{\sigma}_{ak} = M\{\sigma_{ak}\} = \int_0^{\infty} \sigma_a f_k(\sigma_a) d\sigma_a$  – среднее значение амплитуды при  $k$ -м режиме работы;  $f_k(\sigma_a)$  – плотность распределения амплитуд при  $k$ -м режиме;  $v_k = S\sigma_{ak} / \bar{\sigma}_{ak}$  – коэффициент вариации амплитуды в  $k$ -м режиме;  $\bar{\sigma}_a, S^2 \sigma_a$  – среднее значение и дисперсия амплитуды смешанного закона распределения.

Формулы для  $\xi$  и плотностей распределения амплитуд:

$$\xi = \frac{P(2x_0, 4) - P(2b_{\xi}, 4)}{b_{\xi} [P(2x_0, 2) - P(2b_{\xi}, 2)]}, \quad (5)$$

$$\text{где } x_0 = \frac{0,5\sigma - 1\delta}{\sigma_a}; \quad b_{\xi} = \frac{\sigma_a \max}{\sigma_a}.$$

## 1.2. Расчет выносливости

Другой важной составляющей проблемы надежности и ресурса трубопровода является расчет на выносливость.

Расчет на выносливость конструкции при регулярном нагружении в детерминистической постановке выполняется путем вычисления коэффициентов запаса прочности и сопоставления их с нормативными. При возникновении в детали нормальных

напряжений коэффициент запаса прочности определяют по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\delta}}{\sigma_{a\delta}} \quad (6)$$

или по вытекающей из нее формуле С. В. Серенсена:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad (7)$$

$$\sigma_{a\delta} = \sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m, \quad (8)$$

где  $\psi_{\sigma D} = \psi_{\sigma} / K_{\sigma D}$  – коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения цикла на предельную амплитуду;  $K_{\sigma D} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1\delta}$  – суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости;  $\sigma_{-1}, \sigma_{-1\delta}$  – пределы выносливости, соответственно, лабораторного образца и натурной детали.

При возникновении в детали одновременно нормальных и касательных напряжений результирующий коэффициент запаса прочности находят по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (9)$$

где  $n_{\tau}$  – коэффициент запаса по касательным напряжениям, определяемый по формуле, аналогичной формуле (7), если в ней буквы  $\sigma$  заменить на  $\tau$ . Деталь считается работоспособной, если  $n \geq [n]$ , где  $[n] = 1,5 \dots 2,5$  – нормативное значение  $n$ , устанавливаемое на основе расчетов, проектирования с учетом уровня технологии, ответственности конструкции, однородности материалов и других факторов.

Если известны параметры рассеяния характеристик прочности и нагруженности, то расчет на выносливость целесообразно осуществлять вероятностными методами.

Кривые усталости можно представить в виде прямых линий в двойных логарифмических координатах

$\lg \sigma - \lg N$ , которые описываются уравнениями:

$$\begin{aligned} \sigma_a^m N &= \sigma_{-1\delta}^m N_0 \quad \text{при } \sigma_a \geq \sigma_{-1\delta}, \\ N &= \infty \quad \text{при } \sigma_a < \sigma_{-1\delta} \end{aligned} \quad (10)$$

или

$$\begin{aligned} \sigma_a^{m_1} N &= \sigma_{-1\delta N_0}^{m_1} N_0 \quad \text{при } \sigma_a \geq \sigma_{-1\delta N_0}, \\ \sigma_a^{m_2} N &= \sigma_{-1\delta N_0}^{m_2} N_0 \quad \text{при } \sigma_a < \sigma_{-1\delta N_0}, \end{aligned} \quad (11)$$

где  $\sigma_{-1\delta N_0}$  – предел ограниченной выносливости детали, соответствующий точке перелома кривой усталости (при числе циклов  $N_0$ );  $\sigma_a, N$  – текущие значения амплитуды напряжений и числа циклов;  $m_1, m_2$  – параметры кривой усталости, характеризующие наклон соответствующих линий.

Уравнения (10) соответствуют наличию горизонтального участка у кривой усталости, что имеет место для конструкционных сталей малой и средней прочности ( $\sigma_b < 120$  кгс/мм<sup>2</sup>).

Уравнения (11) соответствуют кривой усталости в виде двух наклонных прямых в координатах  $\lg \sigma - \lg N$ , что справедливо для всех других материалов.

После вычисления квантиля  $U_p$  вероятность разрушения находят по таблицам нормального закона распределения. Для кривой усталости с горизонтальным участком величины  $U_p$  и  $P$  не зависят от долговечности при  $N > N_0 = (1 \dots 3) \cdot 10^6$  циклов. Для кривой усталости с двумя наклонными участками величины  $U_p$  и  $P$  зависят от числа циклов  $N$ , поэтому вводят индекс  $N_u$  величин пределов выносливости, условных коэффициентов запаса  $n$ , квантилей  $U_p$ . Поэтому в последнем случае, задаваясь рядом значений  $N$  и определяя соответствующие им значения вероятности разрушения  $P$ , можно построить функцию распределения ресурса.

Таким образом находят искомую зависимость вероятности  $P$  от долговечности  $\lambda$ .

## 2. Расчет и построение функции распределения ресурса

Расчет функций распределения ресурса при линейном напряженном состоянии можно выполнить по методу, основанному на учете постепенного снижения предела выносливости вследствие циклических перегрузок [5, 6]. Расчеты по этому методу и на основе скорректированной линейной гипотезы приводят к близким результатам. Расчет функции распределения ресурса при нерегулярном нагружении и плоском напряженном состоянии (совместное действие касательных и нормальных напряжений) может быть выполнен следующим образом. Определяют медианный ресурс детали  $X$  из выражения

$$\left(\frac{\bar{\lambda}}{\bar{\lambda}_\sigma}\right)^{\frac{2}{m_\sigma}} + \left(\frac{\bar{\lambda}}{\bar{\lambda}_\tau}\right)^{\frac{2}{m_\tau}} = 1, \quad (12)$$

где  $\bar{\lambda}_\sigma$ ,  $\bar{\lambda}_\tau$  – медианные ресурсы, найденные при учете только нормальных или только касательных напряжений по вышеприведенным формулам. В случае  $m_\sigma = m_\tau = m$

$$\bar{\lambda} = \frac{\bar{\lambda}_\sigma \bar{\lambda}_\tau}{\left(\bar{\lambda}_\sigma^m + \bar{\lambda}_\tau^m\right)^{\frac{1}{m}}}. \quad (13)$$

Дисперсия логарифма ресурса:

$$S_{\lg \lambda}^2 \approx \left[1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\bar{\lambda}_\tau}{\bar{\lambda}_\sigma}\right)^{\frac{2}{m}}}\right]^2 S_{\lg \lambda_\sigma}^2 + \left[1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\bar{\lambda}_\sigma}{\bar{\lambda}_\tau}\right)^{\frac{2}{m}}}\right]^2 S_{\lg \lambda_\tau}^2, \quad (14)$$

где

$$S_{\lg \lambda_\sigma}^2 = (0,434m)^2 (v_{\sigma-10}^2 + v_\epsilon^2), \quad (15)$$

$$S_{\lg \lambda_\tau}^2 = (0,434m)^2 (v_{\tau-10}^2 + v_\epsilon^2).$$

Функцию распределения ресурса строят по уравнению

$$\lg Lp = \lg \bar{L} + u_p S_{\lg L}, \quad (16)$$

где  $\bar{L} = \lg(\bar{\lambda}_\sigma)$ ;  $S_{\lg L} = S_{\lg \lambda} = \sqrt{S_{\lg \lambda}^2}$ ;  $Lp$ ,  $U_p$  – ресурс детали, выраженный в часах и т.п., и квантиль нормального распределения, соответствующие вероятности разрушения  $P$ .

## Заключение

Применение изложенного вероятностного метода расчета позволяет максимально точно и эффективно определить долговечность работы трубопроводных систем, запорной арматуры и другого оборудования, подверженного воздействию переменных нагрузок (вибрации).

## Литература

1. Полищук С.М., Гончар И.А. Системный анализ контроля вибрационного состояния трубопроводов энергетических установок // *Авіаційно-космічна техніка*. – 2002. – Вип. 27. – С. 248–251.
2. Большев Л.Н., Смирнов Н.В. Таблицы математической статистики. – М.: Наука, 1965. – 464 с.
3. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике. – М.: Стройиздат, 1965. – 279 с.
4. Дмитриченко С.С. Анализ нагруженности элементов машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 37 с.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
6. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

Поступила в редакцию 06.05.04

**Рецензент:** канд. техн. наук, доц. Е.А. Дружинин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков