

оболочки в упругой среде под действием подвижной нагрузки // Сб.: Вопросы прочности пластичности. – Днепропетровск, 1974. – С. 98-110. 3. Булычев Н.С. Механика подземных сооружений в примерах и задачах. – М., 1989. – 270 с. 4. Алексеева Л.А., Украинец В.Н. Критическая скорость движущейся нагрузки в тоннеле, подкрепленном двухслойной оболочкой // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1987. – № 4. – С. 156-161.

Поступила в редколлегию 04.06.2008.

УДК 539.4

П.Н.ДЕМИДОВ; В.А.ЖОВДАК, докт.техн.наук; НТУ «ХПИ»;
А.С.КИПОРЕНКО; В.В.ЛОКОШКО, канд.техн.наук; Ин-т проблем
управления, Харьков;
С.М.ПОЛИЩУК, канд.техн.наук; УИПА, Харьков;
А.И.ТРУБАЕВ, канд.техн.наук; НТУ «ХПИ»;

ПРИМЕНЕНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ТРУБОПРОВОДОВ АЭС

У роботі досліджувався напружено-деформований стан частини головного циркуляційного трубопроводу АЕС з експлуатаційними дефектами. Визначався залишковий ресурс ділянки трубопроводу з використанням чисельних методів.

In work the is tensely-deformed condition of a part of the main circulating pipeline of the atomic power station with operational defects was investigated. The residual resource of a site of the pipeline with use of numerical methods was defined.

Проблемы, связанные с определением гарантированных сроков безопасной эксплуатации трубопроводов ядерных установок, являются актуальными в настоящее время в связи с исчерпанием проектных сроков их эксплуатации [1,2]. Один из возможных подходов решения этой проблемы связан с внедрением в практику безаварийной эксплуатации оборудования АЭС современных средств исследования деградации физико-механических характеристик конструкционных материалов, а также диагностики реального технического состояния трубопроводов с целью обнаружения в них различного рода дефектов. Полученная при этом информация обладает некоторой степенью неопределенности, поэтому для прогнозирования остаточного ресурса трубопроводов должны использоваться вероятностные расчетно-экспериментальные подходы, которые базируются на конечно-элементных моделях и включают следующие основные этапы:

- определение данных о фактическом нагружении трубопроводов за весь период эксплуатации, включая механические, температурные и радиационные воздействия;
- определение физико-механических характеристик, структуры, степени усталостного повреждения основного металла и сварных швов на базе ультразвуковой, акустической, магнитной дефектоскопии;

- построение конечно-элементных моделей для расчета напряженно-деформированного состояния и повреждаемости трубопроводов с целью выявления наиболее опасных мест;
- прогнозирование индивидуального остаточного ресурса трубопроводов с учетом всех возможных моделей разрушения на основе вероятностных расчетно-экспериментальных подходов;
- вероятностный расчет длительной и статической прочности, много- и малоциклового усталости с учетом эрозионно-коррозионного износа и развития других локальных дефектов.

Данная работа посвящена разработке метода прогнозирования ресурса трубопроводов АЭС при усталостных отказах с учетом эрозионно-коррозионного износа на основе расчетно-экспериментальных подходов. Используются многоуровневые конечно-элементные модели, позволяющие определить характеристики напряженно-деформированного состояния (НДС) как трубопровода в целом, так и наиболее нагруженных его фрагментов.

В процессе эксплуатации с 1982 года первого и второго (1985) блоков Южноукраинской АЭС выявлены значительные эрозионные повреждения гибов, переходов, тройников, отводов и др. участков трубопроводов греющего пара первой ступени СПП (сепаратор пароперегревателя), конденсата греющего пара ПВД (подогреватель высокого давления) СПП и др., трубопроводов, несущих как однофазный, так и двухфазные потоки. На ЮУ АЭС были получены результаты ультразвуковой толщинометрии, металлографического анализа и режима нагружения [3]. В табл. 1 представлены рабочие параметры трубопроводов и скорость эрозионного износа.

Таблица 1 – Рабочие параметры трубопроводов и скорость эрозионного износа

№	Трубопровод	Ø	$T_{\text{раб}},$ °C	$P_{\text{раб}},$ кгс/см ²	$U,$ м/с	$\rho,$ кг/м ³	$v,$ мм/год
1	ПВД - 6 в Д-7ата	530x8	186	18	0,63	800-400	0,3-0,41
2	КС 1ст. СПП в Д-7ата	219x8	211	19	1,7	800	0,37
3	1ст. промперегрева СПП Д-7ата	273x10	211	19	1,1	800	0,22
4	2ст. СПП в Д-7ата	426x14	233	30	1,1	800	0,39
5	2ст. Промперегрева СПП	273x16	233	30	1,8	800	0,3

Проведенные металлографические исследования демонтированного металла показали, что дефектов микроструктуры не выявлено. Микроструктура металла феррито-перлитная и соответствует микроструктуре углеродистой стали 20. Содержание углерода в пределах 0,22 %. Качество металла соответствует требованиям ТУ 14-3-190-82 и ГОСТ 8731.

В дальнейшем на основе метода ультразвуковой толщинометрии определены положения и геометрические размеры дефектов в трубопроводе, которые возникли в результате эрозионно-коррозионного износа (рис. 1) и получе-

на новая геометрия в локальных местах.

В соответствии с разработанной методикой были проведены исследования трубопровода первого контура энергоустановки с реактором ВВЭР – 440, фрагмент которого представлен на рис. 1. Для расчета характеристик НДС всего трубопровода, находящегося под действием внутреннего давления, были использованы оболочечные 8-ми узловые конечные элементы. Для исследования локальных характеристик НДС фрагмента трубопровода (рис. 2) применялись модели второго уровня на основе трехмерных 20-ти узловых конечных элементов. При расчете напряжений для отдельных фрагментов трубопровода в качестве информации о нагружении задаются значения узловых перемещений в крайних сечениях фрагмента, которые определены из решения задачи для всей системы.

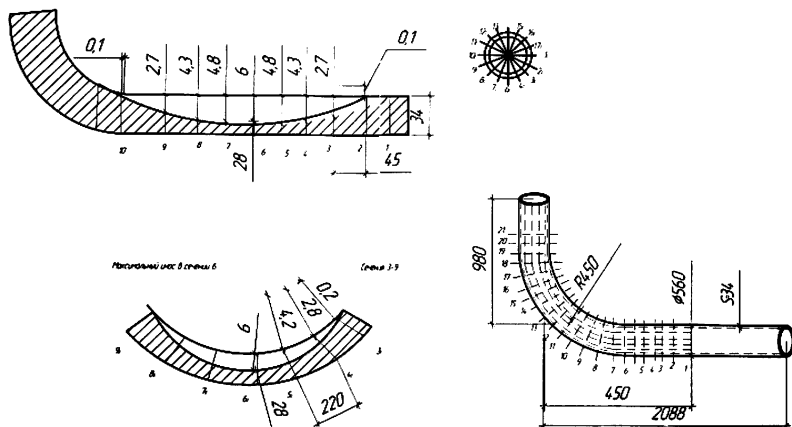
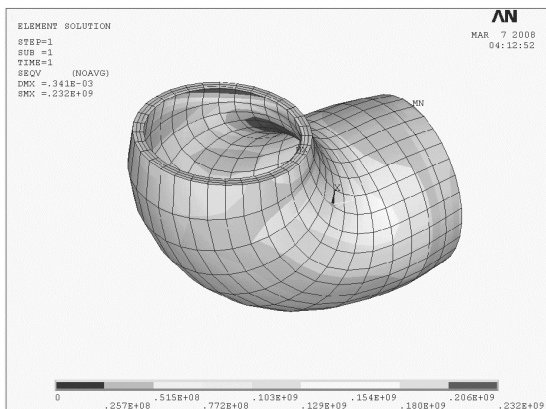


Рисунок 1 – Положение и геометрические размеры дефекта

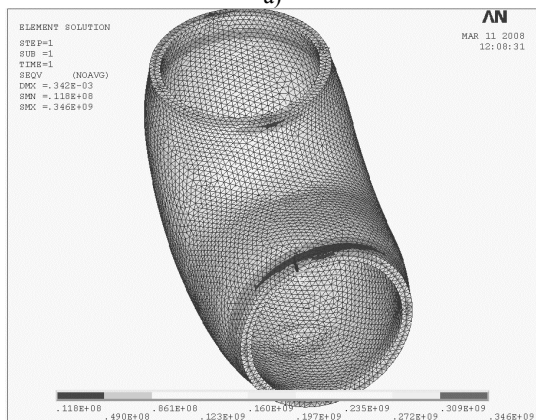
На рис 2 представлены результаты расчета наиболее нагруженного криволинейного фрагмента трубопровода, полученные на основе модели второго уровня без учета (рис 2, а) и с учетом эрозионно-коррозионного износа (рис 2, б). Как следует из полученных результатов для дефекта, соответствующего утонению стенки до 35 %, не наблюдается перераспределение максимума напряжений в область локального дефекта.

Далее проводилось исследование влияния роста дефекта на напряженное состояние вблизи концентратора. Вначале дефект имеет форму сферы с равными полуосями a и b , длина которых равна 84 мм (рис 3, а), на следующем рисунке представлен дефект той же формы с полуосями a и b , увеличенной в 2 раза (рис 3, б). Существенного изменения напряженного состояния не наблюдается.

Исследовалось также увеличение дефекта по направлению оси b . Верхний край трещины имел форму эллипса с полуосями a и b . Как видно из рисунка, даже при увеличении длины оси b в 3 раза существенного изменения напряженного состояния не наблюдается (рис 3, в).



а)



б)

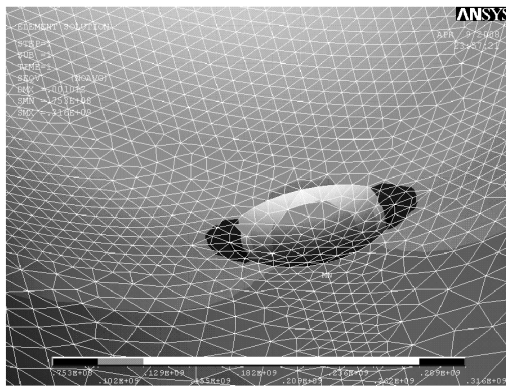
Рисунок 2 – Распределение напряжений в криволинейном фрагменте трубопровода: а) без дефекта; б) при наличии дефекта

Таким образом, перераспределение максимума напряжений при утонении стенки до 60 – 70 % не происходит.

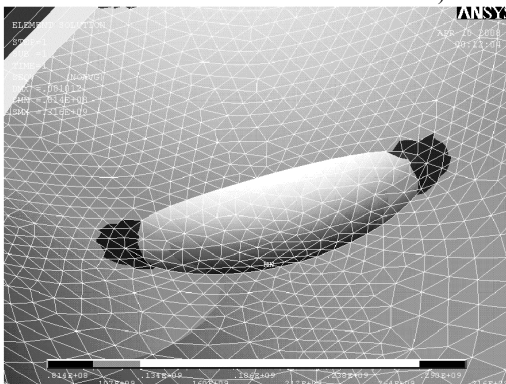
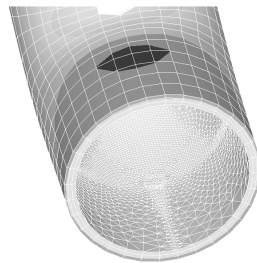
На основе полученных результатов ультразвуковой дефектоскопии и численного анализа НДС конструкции разработана методика расчета остаточного ресурса при многоцикловой усталости трубопроводов, имеющих дефекты в результате эрозионно-коррозионного износа. При расчете учитывается статистический разброс пульсации давления в системе и геометрических размеров экспериментально обнаруженных дефектов (рис. 1).

Для прогнозирования остаточного ресурса трубопровода, содержащего локальные дефекты, рассматривается линейная модель накопления усталостных повреждений [4].

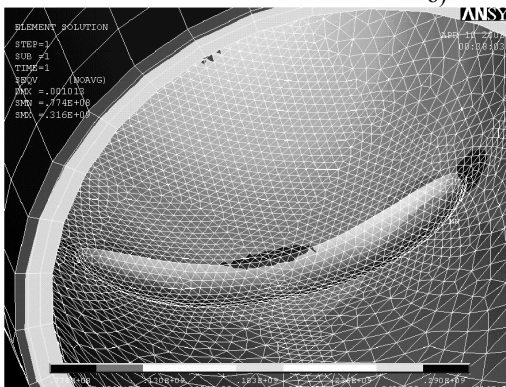
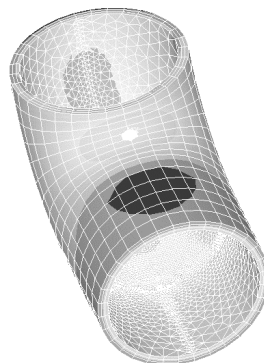
$$\frac{dz}{dt} = \frac{\sigma_a^m(t)}{T\sigma_{-1K}^m N_0}, \quad (1)$$



a)



б)



в)

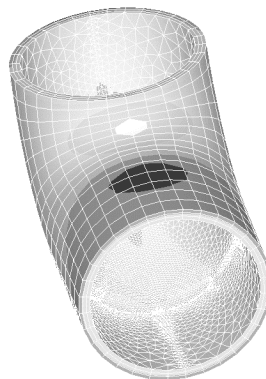


Рисунок 3 – Распределение напряжений в криволинейном фрагменте трубопровода: а) дефект сферической формы с полуосями $a = b = 0,084$ м; б) дефект эллиптической формы полуосями $b = 1,4 a$; в) увеличение дефекта по направлению полуоси $b = 3a$

$$m_{i_0} = (m_{h_1} - h_0 + vt_1)/v; \quad (5)$$

где σ_{-1k} , N_0 , m – параметры кривой усталости; T – эффективный период нагружения; $\sigma_a(t)$ – эквивалентная амплитуда напряжений в опасной зоне, подверженной эрозионно-коррозионному износу.

Предполагается $\sigma_a(t)$ прямо пропорциональна давлению в трубопроводе P и обратно пропорциональна его толщине $h(t)$ в опасной зоне

$$\sigma_a(t) = K \frac{P}{h(t)}. \quad (2)$$

Коэффициент пропорциональности K определяется по результатам решения вышеописанной задачи расчета НДС фрагмента трубопровода, содержащего локальный дефект. Предполагается, что $h(t)$ – является нестационарной линейной случайной функцией времени

$$h(t) = \begin{cases} h_0; & t < t_0, \\ h_0 - v(t - t_0); & t \geq t_0, \end{cases} \quad (3)$$

где v – скорость износа, t_0 – момент зарождения дефекта.

При обнаружении дефекта в момент времени t_1 толщина стенки в локальной зоне обозначается через h_1 . Погрешность измерений учитывается заданием плотности вероятности $f(h_1)$ случайной величины h_1 , которая предполагается нормальной.

По данным измерений в момент времени t_1 и выражения (3) можно записать линейное преобразование между случайными величинами t_0 и h_1 .

$$t_0 = t_1 - \frac{(h_0 - h_1)}{v}. \quad (4)$$

Поскольку преобразование (4) является линейным, то плотность вероятности $f(t_0)$, также подчиняется нормальному закону с математическим ожиданием m_{i_0} и дисперсией $\sigma_{i_0}^2$.

$$\sigma_{i_0}^2 = \sigma_{h_1}^2 / v^2. \quad (6)$$

Интегрируя выражение (1) в пределах $[0, t]$ с учетом выражений (2) и (3), получаем

$$z(t) = P^m F(t, t_0), \quad (7)$$

где

$$F(t, t_0) = \frac{1}{T \sigma_{-1k}^m N_0} \left[t_0 h_0^{-m} - \frac{1}{v(1-m)} \left((h_0 - v(t - t_0))^{1-m} - h_0^{1-m} \right) \right].$$

Выражение (7) позволяет определить условную плотность вероятности меры повреждений $z(t)$ в момент времени t , при условии, что зарождение дефекта началось в момент времени t_0 в функциональном преобразовании (7) учитывается, что плотность вероятности случайной величины P подчиняется нормальному закону.

Предлагается кусочно-постоянная аппроксимация зависимости толщины стенок трубопровода от времени. Поэтому соотношение (1) для i -го проме-

жутка времени эксплуатации можно записать в следующем виде:

$$z_i = N_i \frac{\sigma_{ai}^m}{\sigma_{-1ki}^m N_0}, \quad (i = \overline{1, k}). \quad (8)$$

Здесь σ_{-1ki} – предел выносливости конструкции для i -го промежутка времени, σ_{ai} – максимальное напряжение в элементе трубопровода. Для простоты индекс i отбросим.

Предел выносливости детали определяется из следующего соотношения [5]:

$$\sigma_{-1k} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}. \quad (9)$$

Здесь σ_{-1} – предел выносливости стандартного образца, а $K_{\sigma D}$ определяется по следующей формуле:

$$K_{\sigma D} = \alpha_{\sigma} / \left[0,5 \left[1 + \left(\frac{1}{88,3} \frac{L}{G} \right)^{-\nu \sigma} \right] + \frac{1}{\beta} - 1 \right], \quad (10)$$

где L – периметр сечения, в котором наблюдается концентрация напряжений, α_{σ} – коэффициент концентрации, β – коэффициент, зависящий от материала, G – градиент максимальных напряжений:

$$G = \frac{1}{\sigma_{\max}} \frac{\sigma_{\max} - \sigma}{a - a_0}. \quad (11)$$

Здесь σ_{\max} – максимальное напряжение в области концентрации, σ – значение напряжения в точке, находящейся на малом расстоянии от точки с максимальным напряжением, $a - a_0$ – разность координат точек, в которых находятся напряжения.

Зная предел выносливости элемента трубопровода, можно найти повреждаемость. Число циклов до разрушения определяется из следующего соотношения:

$$[N_0]_i = N_0 \sigma_{-1di}^m / \sigma_{ai}^m, \quad (12)$$

где $N_0 = 2 \cdot 10^6$.

Повреждаемость на i -м промежутке времени будет находиться согласно следующей формуле:

$$a_i = N_i / [N_0]_i. \quad (13)$$

Для k пусков суммарная повреждаемость при линейной гипотезе будет выражаться следующей зависимостью:

$$a_k = \sum_{i=1}^k a_i = \sum_{i=1}^k N_i / [N_0]_i. \quad (14)$$

Остаточный ресурс трубопровода определяется через запас по повреждаемости $z = 1 - a$ и среднегодовую повреждаемость $a_c = (1/[N_0]_1 + 1/[N_0]_k) / 2$. Тогда остаточный ресурс трубопровода составит

$$r_{\text{ост}} = z / a_c. \quad (15)$$

Рассмотрим главный циркуляционный трубопровод АЭС, в котором глубина дефекта составляет 1,8 мм. Для данного трубопровода доминируют нор-

мальные напряжения, которые существенно превышают касательные. Зависимость нормального меридиального напряжения σ_x от координаты узла представлена на рис. 4.

Как видно из графика, напряжения распределяются симметрично относительно оси трубы. Максимальные напряжения наблюдаются на дне углубления, то есть в области наибольшего утонения стенок трубопровода.

Аналогичная зависимость нормального окружного напряжения σ_z представлена на рис. 5. На рис. 6, 7 показаны распределения напряжений σ_y и τ_{yz} .

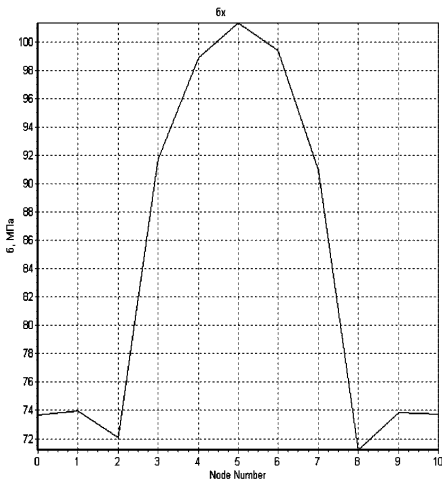


Рисунок 4 – Распределение напряжения σ_x в области дефекта ($\sigma_{\max} = 101,33$ МПа)

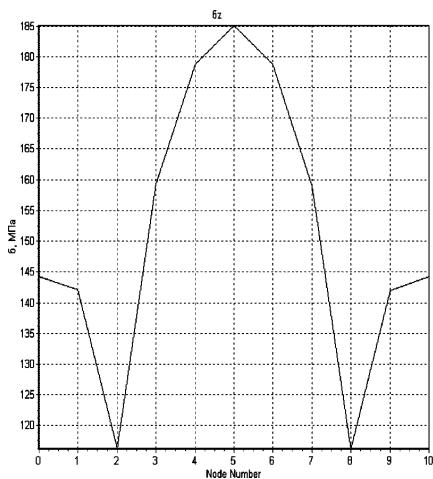


Рисунок 5 – Распределение напряжения σ_z в области дефекта ($\sigma_{\max} = 185,07$ МПа)

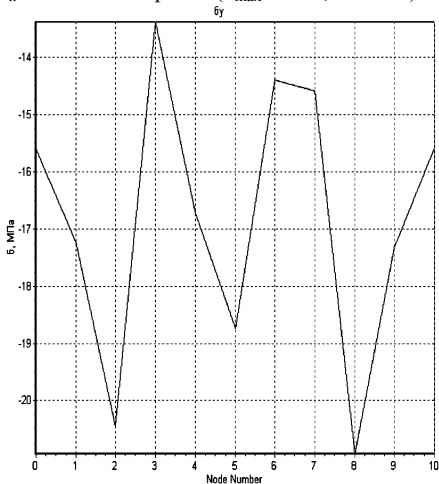


Рисунок 6 – Распределение напряжения σ_y в области дефекта ($\sigma_{\max} = 21$ МПа)

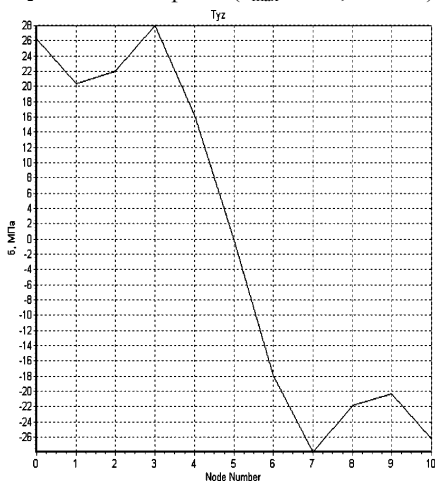


Рисунок 7 – Распределение напряжения τ_{yz} в области дефекта ($\sigma_{\max} = 28$ МПа)

В качестве эквивалентной амплитуды напряжений в соотношении (1) берется σ_z . Из приведенных графиков следует, что наиболее значимыми являются нормальные окружные напряжения σ_z , для которых и вычисляется градиент напряжений.

Нахождение номинальных напряжений производится путем осреднения арифметических значений напряжений, находящихся вне области концентрации. Коэффициент концентрации вычисляется как отношение максимального напряжения к номинальному.

Для средних номинальных $\sigma_{ном} = 116,24$ МПа и максимальных напряжений $|\sigma_{max}| = 185,07$ МПа, коэффициент концентрации $\alpha_\sigma = 1,59$.

Для рассматриваемого трубопровода:

$$\sigma_{max} = 159,27 \text{ МПа}; \quad \sigma = 116,31 \text{ МПа}; \quad \alpha = 0,014 \text{ м}; \quad a_0 = 0,021 \text{ м};$$

$$L = 2\pi (r_1 + r_2) = 3,14 \cdot (560 + 560 - 34) = 3,41 \text{ м}.$$

Из соотношения (11) находится градиент напряжений: $G = 38,68$.

Из выражения (10) суммарный коэффициент концентрации равен $K_{\sigma D} = 1,2$, а предел выносливости всей конструкции в соответствии с формулой (9): $\sigma_{-1k} = 133,4$.

В табл. 2 представлена зависимость числа циклов до разрушения от толщины стенки трубопровода в области концентрации.

Таблица 2 – Зависимость числа циклов от глубины дефекта

№	h_i , мм	N_{0i} , циклов	№	h_i , мм	N_{0i} , циклов
1	1,8	8515	9	4,2	225
3	2,4	1946	11	4,8	151
5	3,0	832	13	5,4	113
7	3,6	432	15	6,0	96

Рассмотрим частный случай, при котором осуществлялось 10 пусков в году. Рассматривается временной промежуток, в котором предполагается постоянное значение предела выносливости, равный 1 году. Повреждаемость на первом временном участке, согласно формуле (13), равна $a_1 = 0,00117$. Суммарная повреждаемость определяется из соотношения (14): $a = 0,63$. Запас повреждаемости будет равен $z = 0,37$, а среднегодовая повреждаемость $a_c = 0,05$. Тогда остаточный ресурс трубопровода составит $r_{ост} \approx 7$ лет согласно соотношению (15).

Таким образом, на основе проведенных численных исследований была разработана методика расчета остаточного ресурса при многоциклового усталости трубопроводов, имеющих дефекты в результате эрозионно-коррозионного износа. Также рассматривался частный случай расчета остаточного ресурса, при котором предлагалась кусочно-постоянная аппроксимация зависимости толщины стенки трубопровода в области дефекта от времени. Предполагалась линейная гипотеза накопления усталостных повреждений. Было установлено, что максимальные напряжения возникают в областигиба трубопровода, однако, как показали расчеты, более опасной с точки зрения накопления усталостных повреждений оказалась область дефекта.

Список литературы: 1. Гетьман А.Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 2000. – 427 с. 2. Белоцерковский А.Б., Жовдак В.А., Левашов В.А., Трубаев А.И. Разработка математических моделей для диагностики трубопроводов с учетом случайного нагружения // Материалы 3 международной конференции «Динамика трубопроводов». – Москва, 2001. 3. Полищук С.М., Манузин А.А. Анализ исследований эрозионно-коррозионного износа трубопроводов АЭС // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 1/3(25). – 2007. – С. 3–7. 4. Болотин В.В. прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с. 5. Козаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение, 1985 – 224 с.

Поступила в редколлегию 18.07.2008.

УДК 539.3

Ю.С.ДЕРЕВЯНКО; К.В.АВРАМОВ, докт.техн.наук; НТУ «ХПИ»

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИ ВОЗБУЖДАЕМОГО ГИБКОГО СТЕРЖНЯ С ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ

У статті отримана динамічна система, яка описує параметричні коливання гнучкого стрижня. Взаємодія шарнірно обпертого гнучкого стрижня із динамічним гасителем описується дискретною моделлю із двома ступенями вільності. Представлено результати чисельного аналізу параметрично збуджуваної динамічної системи.

The dynamical system describing parametric vibrations of elastic beam is derived here. The interaction between a hinged-clamped elastic beam and attached mass-spring absorber is modelled by two-degree-of-freedom system. One-mode approximation of the beam oscillations is used. The results of numerical simulations of parametrically excited dynamical system are presented.

1. Введение. В процессе эксплуатации многие приборы, машины и механизмы работают в условиях значительных динамических нагрузок. Часто эти нагрузки являются параметрическими. В тонкостенных конструкциях под действием параметрических нагрузок возникают параметрические и комбинационные резонансы, приводящие к колебаниям с большими амплитудами. Поэтому проблема гашения параметрических колебаний тонкостенных конструкций является актуальной.

В качестве гасителя в статье [1] предложено использовать стержень, который крепится к системе масса-пружина, совершающей резонансные колебания. С. Шоу и С. Виджин рассматривали маятниковый антивибратор для гашения крутильных колебаний [2]. Они исследовали хаотические колебания с помощью функций Мельникова. В статье [3] рассматривается линейный гаситель, крепящийся к основной нелинейной системе. Показано, что вынужденные колебания становятся неустойчивыми в области комбинационного резонанса, когда частота возмущающего воздействия близка к полу сумме собственных частот. В этой области возникают резонансные почти периодические колебания. В статье [4] предложено использовать осциллятор с нелинейной пружиной для гашения вынужденных колебаний системы Дуффинга. Для ис-