

УДК 539.3

**ОЦЕНКА РЕСУРСА ТРУБОПРОВОДОВ ЯЭУ  
ПРИ ОГРАНИЧЕНИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ОПОРАХ  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КРИТЕРИЕВ  
МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ**

**В.А. Пахомов, О.В. Сарапов**

*Нижний Новгород*

**1. Введение**

В настоящее время в атомной энергетике актуальной является проблема продления назначенного ресурса и срока службы оборудования и систем ядерных энергетических установок (ЯЭУ). Вследствие локальности деградационных процессов ресурс конструктивных элементов оборудования определяется ресурсом их опасных зон, к которым в первую очередь относятся сварные швы и зоны концентрации напряжений. Опасные зоны характеризуются наибольшими темпами деградации материала в результате накопления в них усталостных повреждений. Деградация материалов проявляется в снижении их физико-механических и прочностных характеристик в результате длительной эксплуатации оборудования. Опасные зоны конструктивных элементов в процессе эксплуатации ЯЭУ являются, как правило, недоступными для инженерных средств контроля состояния материала, поэтому анализ поврежденности материала этих зон необходимо осуществлять по различным критериям разрушения либо на основе адекватного математического моделирования с использованием уравнений термопластичности и эволюционных уравнений накопления повреждений.

Существующие нормативные методики оценки выработанного и прогноза остаточного ресурса оборудования и трубопроводов ЯЭУ, основанные на использовании результатов расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) в условно-упругой постановке и законе линейного суммирования повреждений [1], не учитывают реальную историю термомеханического нагружения (фактическую модель эксплуатации) оборудования и не обеспечивают достаточную точность расчетов поврежденности материала и долговечности конструкций, что, как следствие, приводит к неконсервативным оценкам выработанного и остаточного ресурса.

Современные методы механики деформируемого твердого тела и механики поврежденной среды и разработанные на их основе математические модели, алгоритмы и программные средства позволяют адекватно исследовать сложные процессы неизотермического упругопластического деформирования и накопления усталостных повреждений в конструкционных материалах оборудования и систем ЯЭУ [2]. Следует, однако, отметить, что численное исследование кинетики упругопластического деформирования конструктивно-сложных элементов оборудования и систем ЯЭУ в трехмерной постановке и процессов накопления усталостных повреждений при значительном количестве различных режимов термомеханического

нагружения сопряжено с огромными вычислительными трудностями, связанными с большими затратами памяти ПЭВМ и времени счета.

Одной из таких технологически сложных систем ЯЭУ является трубопроводная система 1-го контура, подвергающаяся в процессе долговременной эксплуатации интенсивным циклическим термомеханическим нагрузкам (пульсациям давления и температур рабочей среды). Анализ большого числа случаев разрушения трубопроводов ЯЭУ дает основание предполагать, что одной из причин отказов является ограничение перемещений трубопровода вследствие его жесткого закрепления в опорах при пульсациях температуры рабочей среды, приводящее к циклическим напряжениям в трубопроводе в зоне опор и, как следствие, к накоплению термоусталостных повреждений.

Жесткое закрепление трубопровода в опорах представляет собой наиболее повреждающий вид закрепления при термоциклическом нагружении, поэтому расчет долговечности трубопровода при таком способе закрепления, определяющем нижний порог долговечности, имеет важное практическое значение. Ниже приведены результаты анализа влияния ограничения перемещений трубопровода в опорах на его циклическую долговечность при термосиловых циклических нагружениях. Расчет циклической долговечности прямого участка трубопровода, лежащего на двух жестко закрепленных опорах (рис. 1), проводился по критериям малоциклового усталости с использованием результатов упругопластических расчетов кинетики напряженно-деформированного состояния по методу конечных элементов (МКЭ). Участок трубопровода имеет следующие размеры:  $\varnothing 1020 \times 12$  мм, длина 9000 мм, толщина стенки  $h = 12$  мм, оба конца участка трубопровода закреплены на опорах.

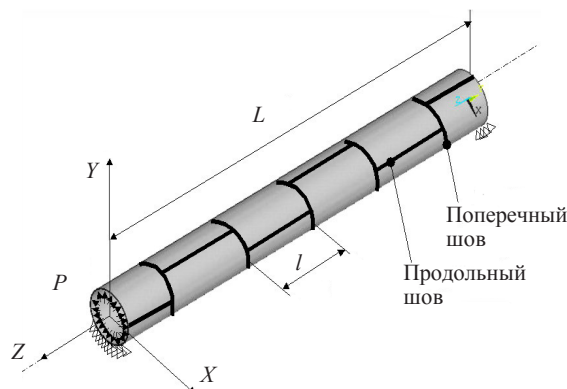


Рис. 1

Трубопровод изготовлен из стали аустенитного класса 12X18Н10Т и сварен из листов шириной 2000 мм по оси, сварные швы разнесены по окружности. Сварные соединения выполнены встык с разделкой кромок и полным проплавлением. Физико-механические характеристики материалов для основного металла трубопровода и сварного шва имеют примерно одинаковые значения. На рис. 2 показан типовой блок нагружения участка трубопровода при синфазном изменении давления и температуры рабочей среды. История нагружения участка трубопровода моделировалась с помощью повторяющейся последовательности этих блоков.

В данной статье предложен подход, позволяющий решить сложную нелинейную задачу расчета кинетики НДС рассмотренного участка трубопровода и процесса

накопления повреждений в сварном шве путем сведения решения полной задачи к решению нескольких более простых задач. Подход заключается в следующем.

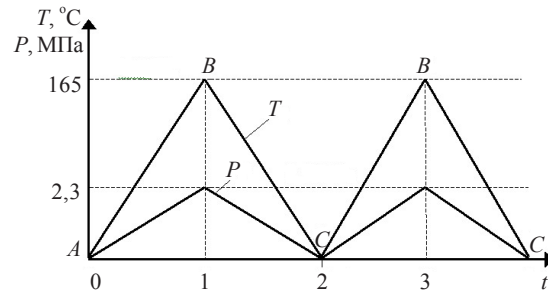


Рис. 2

На первом этапе выбиралась расчетная схема участка трубопровода (конечно-элементная модель, кинематические граничные условия, силовые и температурные нагрузки) и проводился расчет напряженно-деформированного состояния элемента трубопровода по методу конечных элементов в трехмерной условно-упругой постановке. Для дискретизации участка трубопровода использовалась регулярная конечно-элементная сетка (рис. 3).

По результатам условно-упругого расчета была выявлена наиболее нагруженная зона участка трубопровода, содержащая сварной шов, для которой была построена конечно-элементная модель, учитывающая особенности геометрии сварного шва (рис. 4).

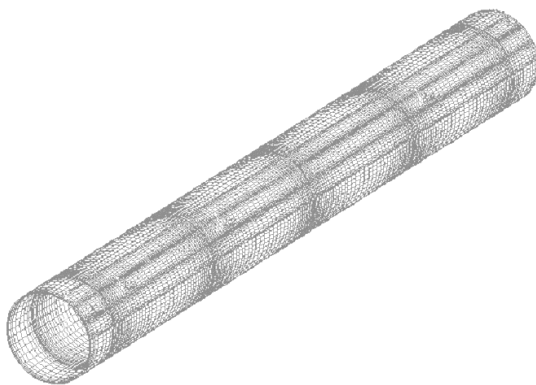


Рис. 3

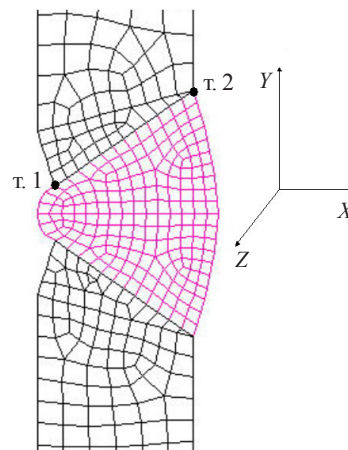


Рис. 4

На втором этапе расчет кинетики НДС в наиболее нагруженной зоне сварного соединения трубопровода проводился в осесимметричной упругопластической постановке с использованием уточненной конечно-элементной модели.

По результатам расчетов в трехмерной условно-упругой и осесимметричной упругопластической постановках была определена и выделена зона наиболее нагруженного участка сварного шва, применительно к которой был проведен расчет в трехмерной упругопластической постановке. Результаты упругопластического расчета в трехмерной и осесимметричной постановках выделенной опасной зоны

участка трубопровода были использованы для оценки поврежденности и долговечности его сварных соединений.

## 2. Расчетная схема. Условно-упругий расчет

При условно-упругом расчете всего участка трубопровода краевые условия на торцах, имитирующие заземление трубопровода в опорах, задавались следующим образом. На торцах трубы в узлах сетки (в местах касания опор) задавались нулевые перемещения в осевом направлении. На перемещения узлов конечно-элементной сетки в радиальном направлении в целях обеспечения свободного теплового расширения от воздействия температуры не накладывалось никаких ограничений. На внутренней поверхности трубопровода задавалось внутреннее давление, а в узлах конечно-элементной сетки – температура рабочей среды.

На рис. 5 приведены графики изменения интенсивности условно-упругих напряжений  $\sigma_u$  в направлении оси  $Z$  в продольном сечении участка трубопровода в области поперечного сварного шва ( $S$  – ширина выделенной зоны в направлении оси  $Z$ ). Треугольными маркерами обозначен график интенсивности условно-упругих напряжений в наиболее нагруженной зоне поперечного сварного шва на внутренней стороне трубопровода. Квадратными маркерами помечен график условно-упругих напряжений в той же области, построенный по результатам решения трехмерной задачи для выделенной опасной зоны с уточненной конечно-элементной сеткой в области сварного шва. Пики напряжений на графиках соответствуют границе области сварного шва.

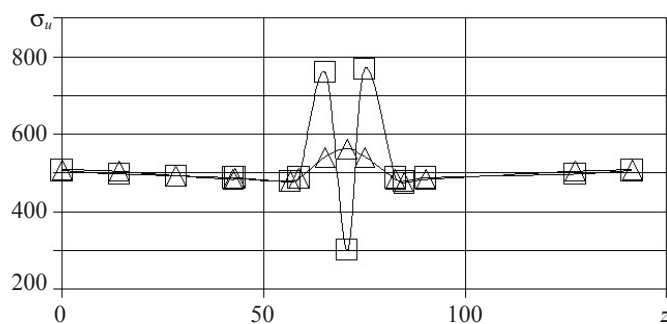


Рис. 5

Номинальные напряжения в зонах, отдаленных от сварного шва, на обеих кривых имеют одинаковые значения, что говорит об адекватности задания граничных условий для вырезанной расчетной области.

В районе сварного соединения результаты условно-упругого расчета всего участка трубопровода и результаты расчета фрагмента участка трубопровода, содержащего сварное соединение, естественно различаются, так как в последнем случае была более точно задана геометрия поверхности сварного шва за счет применения более адекватной конечно-элементной сетки. Как видно из рис. 5, интенсивность условно-упругих напряжений достигает величины порядка  $500 \div 800$  МПа, что превышает предел текучести материала при температуре  $T = 165^\circ \text{C}$  в  $3 \div 4$  раза.

## 3. Расчет кинетики НДС в сварном соединении трубопровода при упругопластическом деформировании

На втором этапе с целью уточнения напряженно-деформированного состояния в наиболее нагруженной зоне участка трубопровода, содержащей сварной шов, была

построена конечно-элементная модель этой зоны, точно описывающая геометрию сварного соединения (рис. 6).

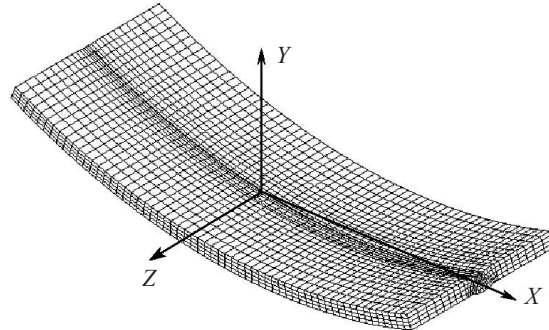


Рис. 6

С целью повышения точности решения проводилось равномерное сгущение сетки в области сварного шва. На перемещения узлов торцов выделенного фрагмента трубопровода накладывались кинематические граничные условия, определенные из расчета всего трубопроводного участка (см. рис. 1).

Для анализа кинетики упругопластического деформирования материала использовалась модель термопластичности Шабоша [2], позволяющая учитывать нелинейное кинематическое и изотропное упрочнение материала и адекватно описывать процессы неизотермического упругопластического деформирования при циклическом нагружении. Анализ результатов расчетов, выполненных с использованием данной модели, показал, что самыми нагруженными зонами являются зоны на внутренней и внешней сторонах трубопровода у корня поперечного шва. Напряжения в продольном шве оказались меньше, чем напряжения в поперечном шве.

На рис. 7 для наиболее нагруженной зоны (точка 1 на внутренней поверхности у корня шва, рис. 4) приведены расчетные графики траектории деформирования для двух циклов нагружения, построенные по результатам решения задачи в осесимметричной упругопластической постановке. На рис. 7,а – график  $\sigma_y \sim e_y^p$ , на рис. 7,б – график  $\sigma_x \sim e_x^p$ , на рис. 7,в – график  $\sigma_z \sim e_z^p$ , где  $\sigma_y, e_y^p$  – осевые компоненты,  $\sigma_x, e_x^p$  – радиальные компоненты,  $\sigma_z, e_z^p$  – тангенциальные компоненты тензоров напряжений и деформаций (направление осей показано на рис. 4).

Из приведенных графиков видно, что за счет преобладания сжимающей деформации при увеличении температуры (в результате заневоливания опор) над механической растягивающей деформацией в осевом направлении при нагружении до максимальных значений температуры  $T_{\max}$  и давления  $P_{\max}$  имеет место сжатие материала и возникают сжимающие напряжения. В радиальном и тангенциальном направлениях напряжения  $\sigma_x$  и  $\sigma_z$  на активном участке нагружения АВ (см. рис. 2) также являются сжимающими (за счет преобладания температурной деформации). При разгрузке и повторном нагружении напряжения образуют петли гистерезиса.

На рис. 8 для той же зоны сварного соединения (на внутренней поверхности у корня шва) приведены расчетные графики  $\sigma_z \sim e_z^p$  (рис. 8,а),  $\sigma_y \sim e_y^p$  (рис. 8,б) и  $\sigma_x \sim e_x^p$  (рис. 8,в), построенные по результатам решения задачи в трехмерной упругопластической постановке. На графиках обозначены:  $\sigma_z, e_z^p$  – осевые компоненты,  $\sigma_y, e_y^p$  – радиальные компоненты,  $\sigma_x, e_x^p$  – тангенциальные компоненты тензоров напряжений и деформаций (направление осей показано на рис. 6).

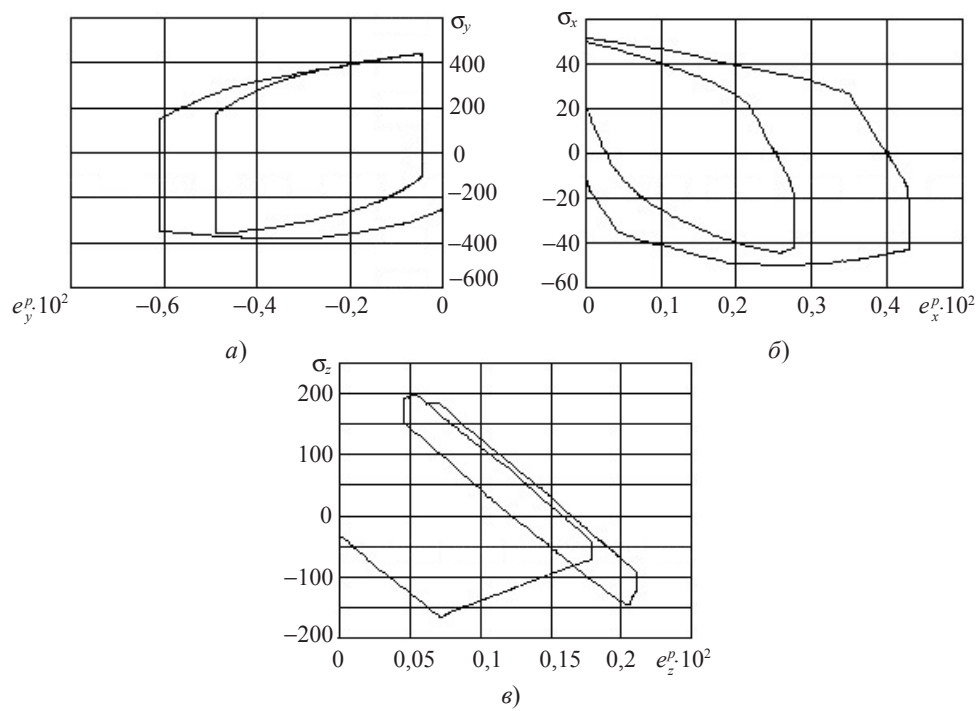


Рис. 7

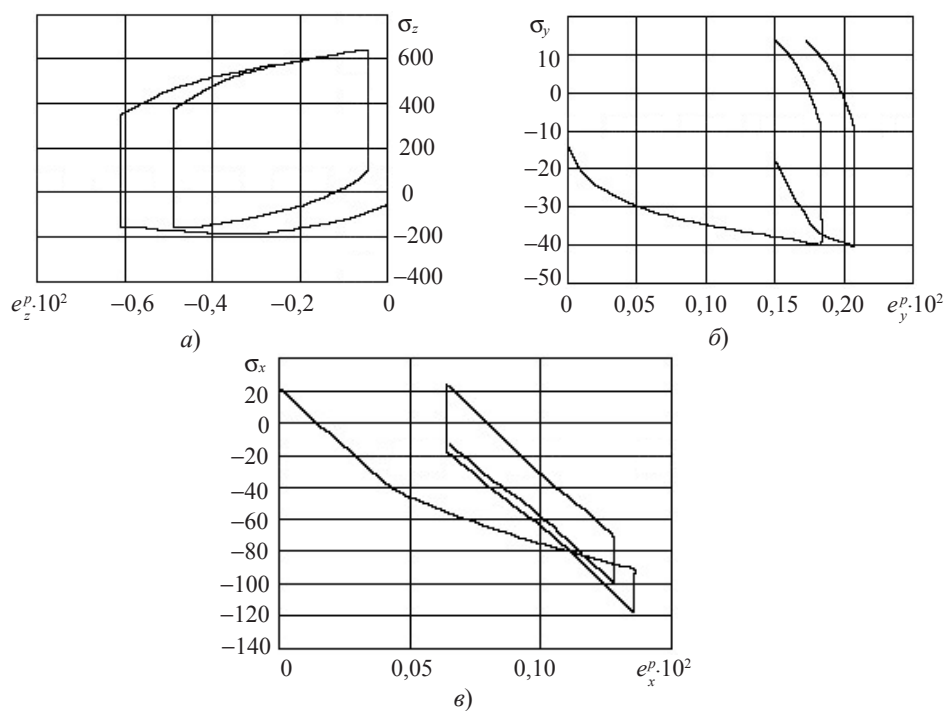


Рис. 8

Сопоставление графиков на рис. 7, 8 для каждой пары компонент тензоров напряжений и деформаций (радиальной, осевой и тангенциальной) показывает, что

качественно процессы деформирования, рассчитанные по трехмерной и осесимметричной моделям, совпадают, петли гистерезиса имеют один и тот же вид. Практически совпадают максимальные (по модулю) значения компонент тензора напряжений. Также совпадают максимальные значения пластических деформаций в осевом и тангенциальном направлениях. Однако значения пластических деформаций в радиальном направлении и их размахи для трехмерной и осесимметричной задач различаются: размахи пластических деформаций в радиальном направлении для трехмерной задачи примерно в два раза меньше, чем для осесимметричной. Это расхождение обусловлено тем, что трехмерная и осесимметричная конечно-элементные сетки имеют различное число конечных элементов в радиальном направлении. Поэтому для оценки усталостной долговечности сварного соединения трубопровода использовались результаты расчета в осесимметричной постановке, как более консервативные.

Влияние давления  $P$  и температуры  $T$  на кинетику напряженно-деформированного состояния трубопровода носит сложный характер: рост внутреннего давления от 0 до  $P_{\max}$  приводит к росту напряжений в материале трубопроводного участка в районе опор, в то время как увеличение температуры от  $20^\circ\text{C}$  до  $T_{\max}$  приводит при заневоливании опор к сжимающим напряжениям. Конкретное напряженное состояние материала сварного соединения зависит от соотношения скоростей механической (от давления) и температурной ( $\alpha(T - T_0)$ ) деформаций.

#### 4. Расчет долговечности сварного соединения участка трубопровода по критериям малоциклового усталости

При периодическом термосиловом нагружении трубопровода материал сварного шва в точках 1 и 2 (см. рис. 4) испытывает циклические упругопластические деформации, приводящие к зарождению и накоплению микродефектов структуры материала и развитию повреждений по механизму малоциклового усталости (МЦУ). Результаты расчетов упругопластического деформирования наиболее нагруженной зоны сварного шва использовались для оценки долговечности сварного шва, которая осуществлялась по различным критериям разрушения.

В соответствии с критерием предельной пластической деформации [3, 4] накопление усталостных повреждений при малоциклового усталости пропорционально пути пластического деформирования (длине траектории пластического деформирования). При одноосном и симметричном циклическом растяжении–сжатии выполняется критерий Коффина:

$$\Delta e_{11p} N_f^k = C, \quad (1)$$

$$C = \frac{1}{2} \ln \frac{1}{1 - \Psi},$$

где  $\Psi$  – относительное сужение поперечного сечения при одноосном растяжении,  $\Psi = (F_0 - F_{\min})/F_0$  (для материала 12X18H10T минимальное относительное сужение поперечного сечения при растяжении равно  $\Psi(Z) = 40\%$ ).

В работе [4] приведено уравнение средней кривой усталости (средних значений долговечности) области разброса экспериментальных данных, выведенное на основании анализа экспериментальной информации по термической усталости пластических сталей и сплавов в пределах температур  $100\text{--}800^\circ\text{C}$ :



$$\Delta e_{11} N^{0,7} = 3,5 \left( D^{-0,6} + \frac{\sigma_B}{E} \right), \quad (2)$$

и аналогичное уравнение для нижней границы области разброса экспериментальных данных:

$$\Delta e_{11} N^{0,7} = 0,7 \left( D^{-0,6} + \frac{\sigma_B}{E} \right), \quad (3)$$

где  $D = \ln 1/(1-\Psi)$ . Истинная предельная осевая пластическая деформация в области сужения шейки  $e_{11f} = D = \ln 1,67 = 0,513$ .

Для сравнительного анализа расчетные долговечности (число циклов до разрушения), определенные по критериям (1)–(3), сопоставлялись с числом циклов до разрушения, определенным по энергетическим критериям, учитывающим работу тензора микронапряжений на пластических деформациях в качестве меры накопления повреждений [4, 5].

В работе [4] приведен следующий энергетический критерий разрушения для регулярного циклического одноосного растяжения–сжатия:

$$\frac{\delta^2}{e_f^2} N_f = 1, \quad (5)$$

где  $N_f$  – число циклов до разрушения;  $\delta$  – ширина петли гистерезиса тензора микронапряжений  $\rho_{ij}$  на пластических деформациях  $e_{ij}^p$ .

В работе [5] для регулярного циклического нагружения энергетический критерий разрушения приведен в виде:

$$N_f = \left[ \frac{1 - (1 - \omega_f)^{r+1}}{f(\beta)} \right]^{1/2} \frac{W_f}{\Delta W}, \quad (6)$$

где  $\omega$  – функция поврежденности ( $0 \leq \omega \leq 1$ );  $\Delta W$  – работа разрушения за цикл нагружения;  $W_f$  – критическое значение работы разрушения, соответствующей образованию макроскопической трещины длиной  $\sim 1-2$  мм;  $f(\beta)$  – функция, учитывающая вид напряженного состояния. При  $\omega_f \approx 1$  из (6) получается следующее выражение для долговечности:

$$N_f = \left[ \frac{1}{f(\beta)} \right]^{1/2} \frac{W_f}{\Delta W}. \quad (7)$$

Определение усталостной долговечности по различным критериям привело к следующим результатам. В самой нагруженной зоне сварного соединения число циклов до разрушения (до образования макроскопической трещины)  $N_f$  составило:

- по [1]:  $N_f \approx 470$  циклов;
- по критерию Коффина (1):  $N_f \approx 1500$  циклов;
- по энергетическим критериям (5), (7):  $N_f \approx 5500 \div 6000$  циклов;
- по критерию термической усталости [6]:  $N_f \approx 1400$  циклов;
- по нормам ASME [7]:  $N_f \approx 370$  циклов.

Результаты расчета усталостной долговечности трубопровода показали, что при использовании различных критериев для оценки усталостной долговечности имеет



место значительный разброс расчетных долговечностей: наименьшее значение дает расчет по нормам ASME (370 циклов до разрушения); наибольшее значение долговечности дают энергетические критерии (~6000 циклов).

### **Заключение**

Проанализировано влияние ограничения перемещений трубопровода в опорах на его долговечность при термосиловых циклических нагружениях. Предложен подход, позволяющий разбить решение сложной нелинейной краевой задачи расчета кинетики НДС участка трубопровода и накопления усталостных повреждений в сварном шве на несколько этапов. Результаты исследования процессов деформирования и накопления усталостных повреждений при ограничении перемещений трубопроводного участка за счет заземления в опорах показали, что при этом происходит интенсивное накопление повреждений и разрушение трубопроводного участка по механизму малоциклового усталости. Поэтому эксплуатация трубопроводов при нештатной работе опор должна быть ограничена по количеству циклов нагружения. Для уточнения ресурса и срока службы расчет трубопровода должен проводиться с учетом реальной трассировки, реальных физико-механических характеристик конструкционных материалов, схем расстановки опор и условий закрепления трубопровода в опорах, условий и режимов термосилового нагружения.

### *Литература*

1. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПН АЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
2. *Chaboche, J.L.* Continuous damage mechanics a tool to describe phenomena before crack initiation / J.L. Chaboche // *Engineering Design*. – 1981. – № 64. – P. 233–247.
3. *Коллинз, Дж.* Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, подтверждение / Дж. Коллинз. – М.: Мир, 1984. – 624 с.
4. *Романов, А.Н.* Разрушение при малоцикловом нагружении / А.Н. Романов. – М.: Наука. – 1988. – 279 с.
5. *Казаков, Д.А.* Моделирование процессов деформирования и разрушения материалов и конструкций / Д.А. Казаков, С.А. Капустин, Ю.Г. Коротких. – Н. Новгород: Изд-во ННГУ, –1999. – 225 с.
6. *Дульнев, Р.А.* Термическая усталость металлов / Р.А. Дульнев, П.И. Котов. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
7. Сравнительный анализ норм прочности судовых АЭУ и кода ASME. Научно-технический отчет. Этап 1: “Сравнительный анализ норм прочности АЭУ, норм ПНАЭ Г-7-002-86 и кода ASME”. ГУП ИЦП МАЭ. Рег. № 23.7760 От. Москва. – 2004 г. – 410 листов.

[24.08.2005]