

УДК 539.3

Ю. В. РОМАШОВ, канд. техн. наук, доцент

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт",
г. Харьков

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ ТРУБ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ПАРОВЫХ КОТЛОВ НА ОСНОВЕ КОНТИНУАЛЬНОЙ МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЯ

С использованием детерминистической зависимости времени достижения предельного состояния от давления пара, построенной на основе континуальной механики разрушения, и плотности распределения, характеризующей случайный разброс давления пара при эксплуатации, получена плотность распределения времени достижения предельного состояния, позволяющая определять показатели долговечности теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов. Полученные показатели долговечности теплообменных труб пароперегревателей согласуются с опытом проектирования паровых котлов и показывают возможность разрушения теплообменных труб раньше расчетного срока службы вследствие несоответствия условий эксплуатации расчетным режимам, что подтверждается опытом эксплуатации.

З використанням детерміністичної залежності часу досягнення граничного стану від тиску пару, що побудована на основі континуальної механіки руйнування, та густини розподілу випадкового розкиду тиску пару при експлуатації одержано густину розподілу часу досягнення граничного стану, яка надає можливість визначати показники довговічності теплообмінних труб пароперегрівачів парових котлів. Одержані показники довговічності теплообмінних труб пароперегрівачів узгоджуються з досвідом проектування парових котлів та вказують на можливість руйнування теплообмінних труб раніше розрахункового строку служби внаслідок невідповідності умов експлуатації розрахунковим режимам, що підтверджується досвідом експлуатації.

Введение

Долговечность теплообменных труб пароперегревателя зависит от степени перегрева пара и ограничивает надежность парового котла в целом. Например, на котлах электростанций с поперечными связями доля отказов из-за повреждений пароперегревателей увеличивается с повышением давления и температуры пара и достигает 46,5% при давлении пара в 13 МПа и температуре пара 560°C [1]. Улучшение показателей экономичности паровых котлов осуществляется в первую очередь повышением давления и температуры перегрева пара, что делает актуальной проблему долговечности теплообменных труб пароперегревателей. Специфические особенности работы энергетики, связанные с необходимостью непрерывного баланса между выработкой и потреблением электроэнергии, высоким ущербом от недоотпуска и снижения качества электроэнергии, приводят к тому, что надежность в настоящее время является главной технической характеристикой энергетических паровых котлов [1]. Показатели надежности парового котла, такие как, например, коэффициент готовности, определяются соотношением между характеризующим долговечность временем достижения предельного состояния (ресурсом) и временем, необходимым на замену (ремонт) достигнувшего предельного состояния элемента котла [1]. Таким образом, проблема долговечности теплообменных труб пароперегревателей, как одного из наименее надежных элементов, связана с задачей повышения показателей надежности энергетических паровых котлов.

Анализ состояния проблемы

Металл пароперегревателей паровых котлов эксплуатируется в наиболее тяжелых условиях ползучести и воздействия агрессивных сред. Для изготовления теплообменных труб пароперегревателей используют хромоникелевые нержавеющие стали аустенитного

класса, обладающие высокой общей коррозионной стойкостью, но имеющие склонность к коррозионному растрескиванию (КР) – образованию трещин при совместном действии механических растягивающих напряжений и агрессивных сред [2, 3]. КР пароперегревателей могут вызывать хлориды, изначально присутствующие в питательной воде и накапливающиеся на теплопередающих поверхностях в процессе эксплуатации. По мере накопления отложений на теплопередающих поверхностях увеличивается эффективная концентрация хлоридов, интенсифицирующая процессы КР. Данные о КР сталей аустенитного класса в теплоэнергетическом оборудовании систематизированы в работе [3], где рассмотрены в основном качественные и количественные закономерности КР: механизм КР, влияние внутренних (напряжений, пластической деформации) и внешних (роль хлоридов, кислорода и др. химических соединений) факторов, способы предупреждения и экспериментальные методы изучения КР. Определение показателей долговечности элементов конструкций, эксплуатирующихся в условиях КР, в литературе представлено ограниченно. Так, например, в работе [4] на основе предположения о связи зарождения трещины КР и образования плоского скопления большого числа дислокаций получены согласующиеся с экспериментальными данными соотношения, связывающие время КР, растягивающее напряжение и концентрации коррозионно-активных компонентов. В работе [5] на основе механики рассеянного разрушения предложена феноменологическая континуальная модель КР, позволяющая прогнозировать время КР образцов и элементов конструкций, в том числе с учетом ползучести, что было рассмотрено в последующей работе [6]. В работе [6] на примере КР трубы под внутренним давлением в условиях ползучести показано, что перераспределение напряжений вследствие накопления деформаций ползучести оказывает влияние на КР. Рассмотренные в работах [5, 6] подходы позволяют получать детерминистические оценки показателей долговечности в виде обеспечиваемого при заданных нагрузках ресурса эксплуатирующихся в условиях КР и ползучести элементов конструкций, в частности, теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов. Вместе с тем, отказы на котлах происходят по большей части из-за несоответствия условий эксплуатации проектным режимам, особенно для котлов тепловых электростанций, работающих на твердом топливе [1]. В условиях неопределенности условий эксплуатации детерминистические оценки долговечности в виде ресурса, отвечающего заданным условиям эксплуатации, не позволяют полностью охарактеризовать долговечность оборудования.

Цель статьи. Долговечность оборудования при неопределенности условий эксплуатации наиболее полно характеризуется гамма-процентным ресурсом – наработкой, в течение которой предельное состояние не будет достигнуто с вероятностью гамма, выраженной в процентах. Целью данной работы является определение показателей долговечности теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов, эксплуатирующихся в условиях КР и ползучести с учетом неопределенности условий эксплуатации, которые принимаются случайными. Предусматривается определение плотности распределения времени достижения предельного состояния, а также гамма-процентного, среднего ресурсов и вероятности безотказной работы.

1. Математическая постановка задачи. В силу разброса характеристик материала, химического состава агрессивной пароводяной среды, давления и температуры пара вследствие разных характеристик сжигаемых топлив, для времени $t_* > 0$ достижения предельного состояния теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов наблюдается некоторый разброс, который характеризуется функцией $f = f(t_*)$ плотности распределения, удовлетворяющей условию

$$\int_0^{\infty} f(t_*) dt_* = 1. \quad (1)$$

Плотность распределения (1) позволяет определять вероятность отказа $P(t)$ за заданное время t , гамма-процентный ресурс t_γ , средний ресурс $\langle t_* \rangle$ в соответствии с определениями [7]:

$$P(t) = \int_0^t f(t_*) dt_*, \quad t_\gamma : \int_0^{t_\gamma} f(t_*) dt_* = 1 - \frac{\gamma}{100}, \quad \langle t_* \rangle = \int_0^\infty t_* f(t_*) dt_*. \quad (2)$$

Как показывают формулы (2), оценка показателей долговечности теплообменных труб пароперегревателей может быть сведена к определению плотности распределения для времени достижения предельного состояния этих труб.

Пренебрегая разбросом всех параметров (характеристик материала, химического состава агрессивной среды и прочими), кроме давления пара, неопределенность условий эксплуатации сводим к разбросу значений давления p пара на внутреннюю стенку теплообменной трубы пароперегревателя. В этом случае заданному давлению p пара будет отвечать строго определенное время t_* достижения предельного состояния трубы:

$$t_* = t_*(p). \quad (3)$$

В общем случае давление меняется во времени, т.е. является случайной функцией $p = p(t)$. Представим случайную функцию – давление в виде канонического разложения [8]

$$p(t) = p_0(t) + \sum_{i=1}^N q_i Q_i(t). \quad (4)$$

Здесь $p_0(t)$ – математическое ожидание случайной функции – давления;

$Q_i(t)$ – заданные базисные функции времени;

q_i – некоррелированные случайные величины с равными нулю математическими ожиданиями.

Характеристики канонического разложения (4) случайной функции – давления могут быть определены с использованием данных соответствующих замеров, выполняемых в процессе эксплуатации котлов; можно устанавливать корреляцию канонических разложений с типом используемого топлива и т.п. статистический анализ. Подставив каноническое разложение (4) в соотношение (3), получим время достижения предельного состояния в виде соотношения

$$t_* = t_*(q_1, q_2, \dots, q_N; p_0(t)). \quad (5)$$

Время разрушения (5) при заданном математическом ожидании $p_0(t)$ представляет собой функцию случайных аргументов q_1, q_2, \dots, q_N . Определение плотности распределения функции случайных аргументов с заданными плотностями распределения не представляет принципиальных затруднений [8]. Найденная таким образом плотность распределения функции (5) случайных аргументов и будет представлять собой плотность распределения $f = f(t_*)$ времени достижения предельного состояния.

Далее ограничимся простейшим случаем канонического разложения (4), которое отвечает стационарному случайному процессу, числу базисных функций $N = 1$ и базисной функции $Q_1(t) = 1$, что целесообразно для ориентировочной оценки долговечности, например, на стадии проектирования оборудования. Давление при этом будет случайной величиной с равным p_0 математическим ожиданием и определяемым дисперсией случайной величины q_1 разбросом. Тогда, в соответствии с соотношением (3), время достижения предельного состояния представляет собой функцию случайного аргумента p – давления пара. Если давление пара в процессе эксплуатации имеет разброс, который характеризуется

функцией $g = g(p)$ плотности распределения, то с учетом соотношения (3) плотность распределения для времени достижения предельного состояния примет вид [8]

$$f(t_*) = g(p(t_*)) \left| \frac{dp(t_*)}{dt_*} \right|, \quad (6)$$

где учтено, что функция (3) убывающая; $p = p(t_*)$ – функция, обратная функции (3).

Чтобы воспользоваться формулой (6) следует построить соотношение (3), связывающее время достижения предельного состояния с давлением пара на внутреннюю стенку теплообменной трубы пароперегревателя. В качестве предельного состояния для теплообменной трубы принимаем образование макроскопического дефекта минимального размера и, таким образом, пренебрегаем временем развития дефекта до образования сквозной по толщине трубы трещины, что составит запас долговечности, поскольку разрыв теплообменной трубы пароперегревателя работающего котла крайне нежелателен [1]. Для описания повреждений вплоть до образования макроскопического дефекта используем подход континуальной механики разрушения, идеи которого рассмотрены в работе [9]. В соответствии с этим подходом степень поврежденности на микро-уровне материала элемента конструкции определяется в каждой точке при помощи параметров, характеризующих разные механизмы накопления микрповреждений, причем нулевые значения упомянутых параметров отвечают материалу в исходном состоянии на момент начала эксплуатации, а значения, равные единице, отвечают образованию макроскопического дефекта минимального размера – предельному состоянию. Соотношение (3) получим на основе математического моделирования деформирования теплообменной трубы с учетом повреждений вследствие ползучести и КР, описываемых при помощи подходов континуальной механики разрушения [6]. Рассмотрим далее прямолинейный участок теплообменной трубы пароперегревателя в виде бесконечно длинного однородного изотропного цилиндра внутренним радиусом r_1 и наружным радиусом r_2 , находящегося под внутренним давлением p пара. В качестве материала цилиндра примем нержавеющей хромоникелевую сталь типа 18-8 аустенитного класса, широко используемую для изготовления теплообменных труб пароперегревателей котлов [2, 10]. С учетом осевой симметрии напряженно-деформированное состояние такого цилиндра определяется зависящими от радиальной координаты $r_1 \leq r \leq r_2$ и времени $t \geq 0$ радиальным перемещением u_r , радиальной ε_{rr} и окружной $\varepsilon_{\theta\theta}$ полными деформациями и напряжениями σ_{rr} , $\sigma_{\theta\theta}$. Кинематические уравнения и уравнение равновесия вместе с соответствующими граничными условиями для рассматриваемого цилиндра имеют вид [11]

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \quad \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{u_r}{r}; \quad \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0, \quad \sigma_{rr}|_{r=r_1} = p, \quad \sigma_{rr}|_{r=r_2} = 0. \quad (7)$$

Полные деформации ε_{rr} , $\varepsilon_{\theta\theta}$ складываются из необратимых деформаций ползучести c_{rr} , $c_{\theta\theta}$, а также обратимых упругих e_{rr} , $e_{\theta\theta}$ и температурных h_{rr} , $h_{\theta\theta}$ деформаций [6]:

$$\varepsilon_{rr} = c_{rr} + e_{rr} + h_{rr}, \quad \varepsilon_{\theta\theta} = c_{\theta\theta} + e_{\theta\theta} + h_{\theta\theta}. \quad (8)$$

Упругие деформации связаны с напряжениями законом Гука, а температурные определяются перепадом температур ΔT относительно исходного недеформированного состояния [6, 11]

$$e_r = \frac{1}{E} \sigma_{rr} - \frac{\nu}{E} \sigma_{\theta\theta}, \quad e_{\theta\theta} = \frac{1}{E} \sigma_{\theta\theta} - \frac{\nu}{E} \sigma_{rr}; \quad h_{rr} = \alpha \Delta T, \quad h_{\theta\theta} = \alpha \Delta T, \quad (9)$$

где $E = 1,62 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$ и $\alpha = 18,4 \cdot 10^{-6}$ 1/°C – модуль упругости, коэффициенты Пуассона и линейного температурного расширения стали типа 18–8 при температуре 500°C [6].

Исключим из уравнений (7)–(9) полные упругие и температурные деформации. В результате получим разрешающие уравнения относительно перемещений и напряжений с учетом необратимых деформаций ползучести и соответствующие граничные условия

$$-\frac{1}{E}\sigma_{rr} + \frac{\nu}{E}\sigma_{\theta\theta} + \frac{\partial u_r}{\partial r} - c_{rr} = \alpha\Delta T, \quad -\frac{1}{E}\sigma_{\theta\theta} + \frac{\nu}{E}\sigma_{rr} + \frac{u_r}{r} - c_{\theta\theta} = \alpha\Delta T, \\ \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0, \quad \sigma_{rr}|_{r=r_1} = p, \quad \sigma_{rr}|_{r=r_2} = 0. \quad (10)$$

Деформации ползучести, входящие в уравнения (10), определяем с учетом повреждаемости вследствие ползучести на основе теории ползучести инкрементального типа, что для стали типа 18-8 приводит к уравнениям и соответствующим начальным условиям [6]

$$\frac{\partial c_{rr}}{\partial t} = \frac{3}{2} \frac{B\sigma_{eq}^{n-1}}{(1-\omega)^n} \left(\frac{2}{3}\sigma_{rr} - \frac{1}{3}\sigma_{\theta\theta} \right), \quad \frac{\partial c_{\theta\theta}}{\partial t} = \frac{3}{2} \frac{B\sigma_{eq}^{n-1}}{(1-\omega)^n} \left(\frac{2}{3}\sigma_{\theta\theta} - \frac{1}{3}\sigma_{rr} \right), \quad \frac{\partial \omega}{\partial t} = A \left(\frac{\sigma_{eq}}{1-\omega} \right)^k, \\ c_{rr}|_{t=0} = 0, \quad c_{\theta\theta}|_{t=0} = 0, \quad \omega|_{t=0} = 0, \quad (11)$$

где $\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr})^2 + \sigma_{rr}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2}$ – эквивалентное напряжение, в рассматриваемом

частном случае совпадающее с интенсивностью напряжений; значения констант $n = 2,023$, $B = 8,859 \cdot 10^{-13}$ МПа⁻ⁿ / час, $k = 12,344$, $A = 3,779 \cdot 10^{-33}$ МПа^{-k} / час, получены обработкой экспериментальных кривых ползучести и длительной прочности стали типа 18-8 [6].

Чтобы учесть КР на стадии инкубационного периода, когда все процессы происходят на микро-уровне без каких-либо заметных изменений на макро-уровне, воспользуемся предложенной ранее континуальной моделью КР [5, 6]. Для этого в каждой точке внутренней поверхности теплообменной трубы, взаимодействующей с агрессивной пароводяной средой, введем параметр растрескивания ω_{SCC} (Stress Corrosion Cracking), представляющий собой нормированную длину микротрещины КР таким образом, что значение $\omega_{SCC} = 0$ отвечает длине поверхностного микродефекта в начальном состоянии на момент начала эксплуатации, а значение $\omega_{SCC} = 1$ – минимальной длине образовавшейся макротрещины КР. В работах [5, 6] для параметра растрескивания на основе литературных данных о КР образцов предложено кинетическое уравнение, которое описывает растрескивание в растворах $MgCl_2$ образцов из хромоникелевой нержавеющей стали типа 18-8. Известно, что растворы с небольшим содержанием $MgCl_2$ можно рассматривать как эквивалент хлоридсодержащих пароводяных агрессивных сред, типичных для АЭС [12], и, в частности, для теплообменных труб парогенераторов, если содержание $MgCl_2$ составляет порядка 5÷10% [5]; при соответствующем подборе концентрации, растворы $MgCl_2$, очевидно, можно рассматривать как эквивалент пароводяных агрессивных сред, характерных также и для пароперегревателей паровых котлов. В случае теплообменной трубы пароперегревателя, изготовленной из стали типа 18-8 и нагруженной внутренним давлением агрессивной среды, эквивалентной раствору $MgCl_2$, кинетическое уравнение для параметра растрескивания запишется в виде [5, 6]

$$\frac{\partial \omega_{SCC}}{\partial t} = a \cdot \frac{10^{b\sigma_{SCC} + c\chi}}{1 - \omega_{SCC}}, \quad \sigma_{SCC} = \sigma_{\theta\theta}|_{r=r_1}, \quad \omega_{SCC}|_{t=0} = 0. \quad (12)$$

Здесь $a = 1,645 \cdot 10^{-7}$ час⁻¹, $b = 6,133 \cdot 10^{-3}$ МПа⁻¹, $c = 9,306 \cdot 10^{-2}$ (%)⁻¹ – константы,

полученные при обработке экспериментальных кривых длительной коррозионной прочности стали типа 18-8 в растворах $MgCl_2$ различной концентрации; χ – процентная концентрация $MgCl_2$ в растворе. Вызывающее КР растягивающее напряжение σ_{SCC} , МПа определяется по компонентам тензора напряжений в точке на поверхности, взаимодействующей с агрессивной средой, как обсуждается в работе [5]. Для трубы, находящейся под внутренним давлением агрессивной среды, напряжение σ_{SCC} равно окружным напряжениям $\sigma_{\theta\theta}$ на внутренней поверхности [5, 6].

Уравнения, граничные и начальные условия (10)–(12) представляют собой математическую модель деформирования прямолинейного участка теплообменной трубы пароперегревателя с учетом необратимых деформаций ползучести и повреждаемости вследствие ползучести и вследствие КР. Интегрирование уравнений (10)–(12) выполняется вплоть до момента времени $t = t_*$, когда выполнится одного из трех, определяющих наступление предельного состояния теплообменной трубы, условий следующего вида:

$$\omega_c|_{t=t_*} = 1, \quad \omega_c = \frac{c_i}{c_*}, \quad c_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(c_{\theta\theta} - c_{rr})^2 + c_{rr}^2 + c_{\theta\theta}^2}, \quad c_* = 0,01, \quad (13)$$

$$\omega|_{t=t_*} = 1, \quad (14)$$

$$\omega_{SCC}|_{t=t_*} = 1. \quad (15)$$

Условие (13) определяет наступление предельного состояния теплообменной трубы вследствие превышения интенсивностью c_i накопленных деформаций ползучести допустимого значения c_* , которое выбрано, как принято в котлостроении [2]. Условием (14) определяется наступление предельного состояния трубы в момент окончания скрытого разрушения трубы и образования макроскопического дефекта из-за повреждаемости вследствие ползучести. Предельное состояние, отвечающее моменту образования макроскопической трещины КР, устанавливается условием (15).

Соотношение (3), связывающее время наступления предельного состояния t_* с давлением пара p неявно задано в виде системы уравнений с граничными и начальными условиями (10)–(12), описывающих деформирование трубы с учетом ползучести и КР, а также условий (13)–(15), устанавливающих наступление предельного состояния. Действительно, для заданного значения давления p , входящего в граничное условие для напряжения (10), путем интегрирования уравнений (10)–(12) вплоть до выполнения одного из условий (13)–(15) можно определить время t_* наступления предельного состояния. Хотя в общем случае при помощи (10)–(15) и не удастся точно получить соотношение (3) в явном виде, тем не менее, располагая значениями времени t_* наступления предельного состояния, полученными решением задачи (10)–(15) для разных значений давления p , всегда имеется возможность представить соотношение (3) в виде аппроксимации таблично заданной функции [13]. Полученная путем численного решения задачи (10)–(15) аппроксимация соотношения (3) позволяет определить по формуле (6) плотность распределения для времени достижения предельного состояния.

2. Численное интегрирование задачи о деформировании трубы с учетом ползучести и КР. Следуя структурному методу решения краевых задач академика В.Л. Рвачева [14], искомые неизвестные задачи (10)–(12) представим в виде тождественно удовлетворяющих граничным условиям структур решений

$$\sigma_{rr}(r, t) = \frac{r_2 - r}{r_2 - r_1} p + \frac{(r_2 - r)(r - r_1)}{(r_2 - r_1)^2} \Phi^{(1)}(r, t), \quad \sigma_{\theta\theta}(r, t) = \Phi^{(2)}(r, t), \quad u_r(r, t) = \Phi^{(3)}(r, t), \quad (16)$$

$$c_{rr}(r, t) = \Phi^{(4)}(r, t), \quad c_{\theta\theta}(r, t) = \Phi^{(5)}(r, t), \quad \omega(r, t) = \Phi^{(6)}(r, t), \quad \omega_{SCC}(t) = \Phi^{(7)}(t). \quad (17)$$

Здесь $\Phi^{(i)}(r, t)$, $i = 1, 2, \dots, 7$ – неопределенные компоненты структур решений, которые представляем в виде аппроксимаций [14] по заданным системам базисных функций координаты r с подлежащими определению коэффициентами, зависящими от времени t

$$\Phi^{(k)}(r, t) = \sum_{i=1}^{N_k} \varphi_i^{(k)}(r) \cdot a_i^{(k)}(t), \quad k = 1, 2, \dots, 6; \quad \Phi^{(7)}(r, t) = a^{(7)}(t), \quad (18)$$

где N_j , $j = 1, 2, \dots, 6$ – числа базисных функций;

$a_i^{(j)}(t)$, $i = 1, 2, \dots, N_j$, $j = 1, 2, \dots, 6$, $a^{(7)}(t)$ – подлежащие определению коэффициенты аппроксимаций;

$\varphi_i^{(j)}(r)$, $i = 1, 2, \dots, N_j$, $j = 1, 2, \dots, 6$ – базисные функции, удовлетворяющие свойствам полноты и линейной независимости [14].

Подставив аппроксимации (18) в структуры решений (16), (17), получим

$$\sigma_{rr}(r, t) = \psi_0^{(1)}(r) + \sum_{i=1}^{N_1} \psi_i^{(1)}(r) \cdot a_i^{(1)}(t), \quad \sigma_{\theta\theta}(r, t) = \sum_{i=1}^{N_2} \psi_i^{(2)}(r) \cdot a_i^{(2)}(t), \quad u_r(r, t) = \sum_{i=1}^{N_3} \psi_i^{(3)}(r) \cdot a_i^{(3)}(t), \quad (19)$$

$$c_{rr}(r, t) = \sum_{i=1}^{N_4} \psi_i^{(4)}(r) \cdot a_i^{(4)}(t), \quad c_{\theta\theta}(r, t) = \sum_{i=1}^{N_5} \psi_i^{(5)}(r) \cdot a_i^{(5)}(t), \quad \omega(r, t) = \sum_{i=1}^{N_6} \psi_i^{(6)}(r) \cdot a_i^{(6)}(t),$$

$$\omega_{SCC}(t) = a^{(7)}(t). \quad (20)$$

Здесь $\psi_0^{(1)}(r) = \frac{r_2 - r}{r_2 - r_1} p$ продлевает заданное граничное значение давления внутрь

области трубы; $\psi_i^{(1)}(r) = \frac{(r_2 - r)(r - r_1)}{(r_2 - r_1)^2} \varphi_i^{(1)}(r)$, $\psi_i^{(j)}(r) = \varphi_i^{(j)}(r)$, $j = 2, 3, \dots, 6$ – пробные функции

[16]. Аппроксимации (20) будут удовлетворять начальным условиям из (11), (12), если для коэффициентов аппроксимаций принять нулевые значения в момент времени $t = 0$, т. е. начальные условия для коэффициентов аппроксимаций будут иметь вид

$$a_i^{(j)}(0) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N_j, \quad j = 4, 5, 6; \quad a^{(7)}(0) = 0. \quad (21)$$

Для построения вычислительных алгоритмов дифференциальные уравнения (10)–(12) и аппроксимации (19), (20) удобно представить в единообразной компактной операторной матрично-векторной форме [6, 16]:

$$\mathbf{A}^{(11)} \cdot \mathbf{u}^{(1)} + \mathbf{A}^{(12)} \cdot \mathbf{u}^{(2)} = \mathbf{f}^{(1)}, \quad \mathbf{L}^{(1)} \cdot \mathbf{u}^{(1)} = \mathbf{p}^{(1)}, \quad (22)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}^{(2)}}{\partial t} = \mathbf{f}^{(2)}(\mathbf{u}^{(2)}; \mathbf{u}^{(1)}), \quad \mathbf{u}^{(2)}|_{t=0} = \mathbf{0}. \quad (23)$$

$$\mathbf{u}^{(1)}(r, t) = \mathbf{u}_0^{(1)}(r) + \mathbf{U}^{(1)}(r) \cdot \mathbf{a}^{(1)}(t); \quad \mathbf{u}^{(2)}(r, t) = \mathbf{U}^{(2)}(r) \cdot \mathbf{a}^{(2)}(t), \quad \mathbf{a}^{(2)}(0) = \mathbf{0}. \quad (24)$$

Здесь $\mathbf{u}^{(1)}$, $\mathbf{u}^{(2)}$ – векторы, составленные из неизвестных задачи; $\mathbf{A}^{(11)}$, $\mathbf{A}^{(12)}$ и $\mathbf{f}^{(1)}$ – линейные матричные операторы и вектор, отвечающие дифференциальным уравнениям (10); $\mathbf{f}^{(2)}(\mathbf{u}^{(2)}; \mathbf{u}^{(1)})$ – функция, отвечающая правым частям дифференциальных уравнений (11), (12):

$$\mathbf{u}^{(1)} = \begin{pmatrix} \sigma_{rr} \\ \sigma_{\theta\theta} \\ u_r \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u}^{(2)} = \begin{pmatrix} c_{rr} \\ c_{\theta\theta} \\ \omega \\ \omega_{SCC} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A}^{(11)} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{E} & \frac{\nu}{E} & \frac{\partial}{\partial r} \\ \frac{\nu}{E} & -\frac{1}{E} & \frac{1}{r} \\ \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} & -\frac{1}{r} & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A}^{(12)} = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{f}^{(1)} = \begin{pmatrix} \alpha \Delta T \\ \alpha \Delta T \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{f}^{(1)}(\mathbf{u}^{(2)}; \mathbf{u}^{(1)}) = \begin{pmatrix} \frac{3}{2} \frac{B \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr})^2 + \sigma_{rr}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2} \right)^{n-1}}{(1-\omega)^n} \left(\frac{2}{3} \sigma_{rr} - \frac{1}{3} \sigma_{\theta\theta} \right) \\ \frac{3}{2} \frac{B \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr})^2 + \sigma_{rr}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2} \right)^{n-1}}{(1-\omega)^n} \left(\frac{2}{3} \sigma_{\theta\theta} - \frac{1}{3} \sigma_{rr} \right) \\ A \left(\frac{\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr})^2 + \sigma_{rr}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2}}{1-\omega} \right)^k \\ a \cdot \frac{10^{b\sigma_{\theta\theta} + c\chi}}{1-\omega_{SCC}} \end{pmatrix}. \quad (25)$$

Вектор $\mathbf{u}_0^{(1)}(r)$, продлевающий заданное на граничной поверхности трубы давление внутрь области трубы, составленные из пробных функций матрицы $\mathbf{U}^{(1)}(r)$, $\mathbf{U}^{(2)}(r)$, а также векторы коэффициентов аппроксимаций $\mathbf{a}^{(1)}(t)$, $\mathbf{a}^{(2)}(t)$ имеют вид

$$\mathbf{u}_0^{(1)}(r) = \begin{pmatrix} \psi_0^{(1)}(r) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{U}^{(1)}(r) = \begin{pmatrix} \psi_1^{(1)}(r) & \dots & \psi_{N_1}^{(1)}(r) & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \psi_1^{(2)}(r) & \dots & \psi_{N_2}^{(2)}(r) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & \psi_1^{(3)}(r) & \dots & \psi_{N_3}^{(3)}(r) \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{a}^{(1)}(t) = (a_1^{(1)}(t) \dots a_{N_1}^{(1)}(t) \ a_1^{(2)}(t) \dots a_{N_2}^{(2)}(t) \ a_1^{(3)}(t) \dots a_{N_3}^{(3)}(t))^T,$$

$$\mathbf{U}^{(2)}(r) = \begin{pmatrix} \psi_1^{(4)}(r) & \dots & \psi_{N_4}^{(4)}(r) & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \psi_1^{(5)}(r) & \dots & \psi_{N_5}^{(5)}(r) & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & \psi_1^{(6)}(r) & \dots & \psi_{N_6}^{(6)}(r) & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{a}^{(2)}(t) = (a_1^{(4)}(t) \dots a_{N_4}^{(4)}(t) \ a_1^{(5)}(t) \dots a_{N_5}^{(5)}(t) \ a_1^{(6)}(t) \dots a_{N_6}^{(6)}(t) \ a^{(7)}(t))^T. \quad (26)$$

Векторы $\mathbf{a}^{(1)}(t)$, $\mathbf{a}^{(2)}(t)$ коэффициентов аппроксимаций (24) определим при помощи метода Бубнова-Галеркина, как описано в работах [6, 16]. Для этого запишем уравнения (22), (23) в виде одного операторного уравнения; аппроксимации (24) также представим в виде одного матричного выражения:

$$\mathbf{K} \cdot \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{A} \cdot \mathbf{u} = \mathbf{f}(\mathbf{u}), \quad (27)$$

$$\mathbf{u}(r, t) = \mathbf{u}_0(r) + \mathbf{U}(r) \cdot \mathbf{a}(t). \quad (28)$$

Здесь вектор \mathbf{u} , операторы \mathbf{K} , \mathbf{A} , $\mathbf{f}(\mathbf{u})$, векторы $\mathbf{u}_0(r)$, $\mathbf{a}(t)$, матрица $\mathbf{U}(r)$ имеют содержащую тождественный оператор \mathbf{I} блочную (клеточную) структуру

$$\mathbf{u} = \begin{pmatrix} \mathbf{u}^{(1)} \\ \mathbf{u}^{(2)} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}^{(11)} & \mathbf{A}^{(12)} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{f}(\mathbf{u}) = \begin{pmatrix} \mathbf{f}^{(1)} \\ \mathbf{f}^{(2)}(\mathbf{u}^{(2)}; \mathbf{u}^{(1)}) \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{u}_0(r) = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_0^{(1)}(r) \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{U}(r) = \begin{pmatrix} \mathbf{U}^{(1)}(r) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{U}^{(2)}(r) \end{pmatrix}, \quad \mathbf{a}(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{a}^{(1)}(t) \\ \mathbf{a}^{(2)}(t) \end{pmatrix}. \quad (29)$$

Далее подставим аппроксимации (28) в уравнение (27) и, следуя методу Бубнова-Галеркина, запишем условие ортогональности в исследуемой области трубы невязки выполнения этого уравнения к пробным функциям, которое в рассматриваемом случае будет иметь вид

$$\int_{r_1}^{r_2} \mathbf{U}(r)^T \left(\mathbf{K} \cdot \left(\mathbf{U}(r) \cdot \frac{d\mathbf{a}(t)}{dt} \right) + \mathbf{A} \cdot (\mathbf{u}_0(r) + \mathbf{U}(r) \cdot \mathbf{a}(t)) = \mathbf{f}(\mathbf{u}_0(r) + \mathbf{U}(r) \cdot \mathbf{a}(t)) \right) r dr = 0. \quad (30)$$

Подставив выражения (29) в условие ортогональности (30), с учетом линейности соответствующих операторов получим

$$\mathbf{A}_N^{(11)} \cdot \mathbf{a}^{(1)} + \mathbf{A}_N^{(12)} \cdot \mathbf{a}^{(2)} = \mathbf{f}_N^{(1)}, \quad (31)$$

$$\mathbf{K}_N \cdot \frac{d\mathbf{a}^{(2)}}{dt} = \mathbf{f}_N^{(2)}(\mathbf{a}^{(2)}; \mathbf{a}^{(1)}), \quad (32)$$

где $\mathbf{A}_N^{(11)}$, $\mathbf{A}_N^{(12)}$, \mathbf{K}_N – матрицы; $\mathbf{f}_N^{(1)}$ – вектор и $\mathbf{f}_N^{(2)}(\mathbf{a}^{(2)}; \mathbf{a}^{(1)})$ – вектор-функция, которые вычисляются следующим образом:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_N^{(11)} &= \int_{r_1}^{r_2} \mathbf{U}^{(1)}(r)^T \cdot (\mathbf{A}^{(11)} \cdot \mathbf{U}^{(1)}(r)) r dr, & \mathbf{A}_N^{(12)} &= \int_{r_1}^{r_2} \mathbf{U}^{(1)}(r)^T \cdot (\mathbf{A}^{(12)} \cdot \mathbf{U}^{(2)}(r)) r dr, \\ \mathbf{f}_N^{(1)} &= \int_{r_1}^{r_2} \mathbf{U}^{(1)}(r)^T \cdot (\mathbf{f}^{(1)} - \mathbf{A}^{(11)} \cdot \mathbf{u}_0^{(1)}(r)) r dr, \\ \mathbf{K}_N &= \int_{r_1}^{r_2} \mathbf{U}^{(2)}(r)^T \cdot \mathbf{U}^{(2)}(r) r dr, & \mathbf{f}_N^{(2)}(\mathbf{a}^{(2)}; \mathbf{a}^{(1)}) &= \int_{r_1}^{r_2} \mathbf{U}^{(2)}(r)^T \cdot \mathbf{f}^{(2)}(\mathbf{U}^{(2)}(r) \cdot \mathbf{a}^{(2)}; \mathbf{u}_0^{(1)} + \mathbf{U}^{(1)}(r) \cdot \mathbf{a}^{(1)}) r dr. \end{aligned} \quad (33)$$

Уравнение (31), представляющее собой дискретный аналог уравнения (22), связывает векторы $\mathbf{a}^{(1)}$ и $\mathbf{a}^{(2)}$, что можно представить в виде

$$\mathbf{a}^{(1)}(\mathbf{a}^{(2)}) = (\mathbf{A}_N^{(11)})^{-1} \cdot (\mathbf{f}_N^{(1)} - \mathbf{A}_N^{(12)} \cdot \mathbf{a}^{(2)}), \quad (34)$$

При помощи соотношения (34) исключим вектор $\mathbf{a}^{(1)}$ из уравнения (32), представляющего собой дискретный аналог уравнения (23). В результате, с учетом начального условия из (24) для определения вектора $\mathbf{a}^{(2)}$ получим задачу Коши канонического вида

$$\frac{d\mathbf{a}^{(2)}}{dt} = \mathbf{f}_N^{(2)}(\mathbf{a}^{(2)}), \quad \mathbf{a}^{(2)}(0) = \mathbf{0}. \quad (35)$$

Здесь $\mathbf{f}_N^{(2)}(\mathbf{a}^{(2)}) = \mathbf{K}_N^{-1} \cdot \mathbf{f}_N^{(2)}(\mathbf{a}^{(2)}; \mathbf{a}^{(1)}(\mathbf{a}^{(2)}))$. Таким образом, решение задачи (10)–(12) сведено к интегрированию обыкновенных дифференциальных уравнений с начальными условиями (35). В этих уравнениях неизвестные представляют собой коэффициенты аппроксимации деформаций ползучести, параметра повреждаемости и параметра растрескивания; аппроксимации параметров напряженно-деформированного состояния определяются при помощи соотношений (34). Интегрирование обыкновенных дифференциальных уравнений (35) может быть осуществлено численно, например, при помощи предложенного Мерсоном метода с переменным шагом интегрирования, обеспечивающего заданную погрешность отбрасывания слагаемых высокого порядка малости [17] и показавшего высокую эффективность при решении начально-краевых задач теории ползучести [18, 19]. Интегрирование уравнения (35) выполняется вплоть до выполнения одного из условий (13)–(15), устанавливающих момент достижения предельного состояния теплообменной трубой пароперегревателя.

3. Некоторые закономерности разрушения и показателей долговечности теплообменных труб пароперегревателя парового котла. Предложенная в виде (10)–(15) математическая модель прямолинейного участка теплообменной трубы пароперегревателя

парового котла и метод решения, основанный на сведении к интегрированию обыкновенных дифференциальных уравнений (35), позволяют устанавливать закономерности разрушения и показателей долговечности. В качестве примера выполним расчеты для теплообменной трубы наружным радиусом $r_2=21$ мм, нагруженной на внутреннем радиусе $r_1=17$ мм расчетным давлением $p=13,8$ МПа пароводяной среды, нагретой до температуры $\Delta T=500^\circ\text{C}$ и выполненной из нержавеющей стали типа 18-8, как в пароперегревателе парового котла типа Еп-670-13.8-545 БТ производства ПО "СИБЭНЕРГОМАШ" (г. Барнаул) [10]. В качестве базисных функций $\varphi_i^{(j)}(r), i=1,2,\dots,N_j, j=1,2,\dots,6$ в аппроксимациях (18) принимаем полиномы Чебышева; числа базисных функций – одинаковые $N_j=N, j=1,2,\dots,6$. Число N выбираем таким образом, чтобы решения, отвечающие N и $N+1$ базисным функциям, мало отличались друг от друга (рис. 1). Все последующие представленные результаты отвечают решениям, полученным с использованием $N=14$ базисных функций.

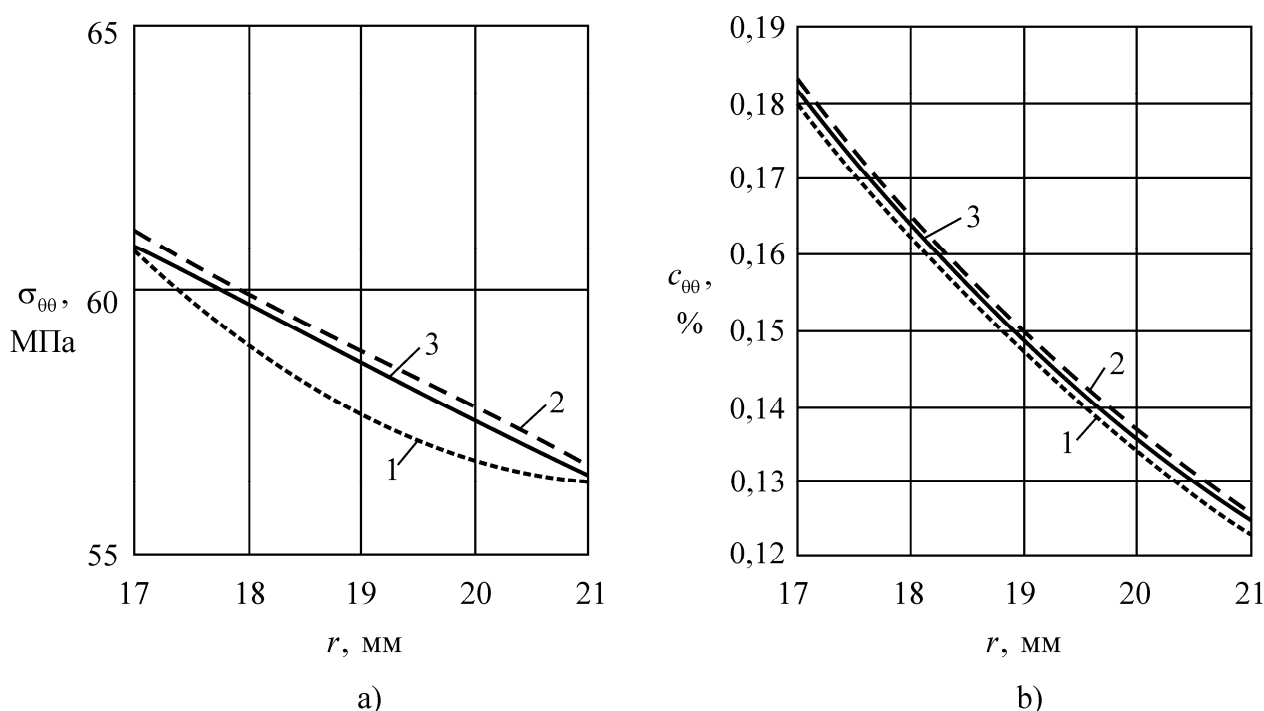


Рис. 1. Решения для окружных напряжений (а) и деформаций ползучести (б), полученные в момент времени $t=10^5$ час для концентрации $\chi=10\%$ $MgCl_2$ и чисел пробных функций $N=3$ (1), $N=4$ (2) и $N=5,6,\dots,14$ (3)

Расчеты показали, что для растворов-эквивалентов агрессивной пароводяной среды с концентрацией $MgCl_2$ в интервале $\chi=10\div 15\%$ условие (15) выполняется раньше, чем условия (13), (14), т.е. достижение предельного состояния трубы происходит вследствие КР. Ползучесть существенно замедляет время КР (рис. 2а) за счет релаксации вызывающих КР окружных напряжений σ_{00} на внутренней стенке трубы (рис.2б).

Предположим, что при эксплуатации парового котла давление p пароводяной среды в теплообменных трубах пароперегревателя может отклоняться на 20 % как в меньшую, так и в большую сторону от расчетного значения в 13,8 МПа:

$$p_{\min} \leq p \leq p_{\max}, \quad p_{\min} = 11,04 \text{ МПа}, \quad p_{\max} = 16,56 \text{ МПа}. \quad (36)$$

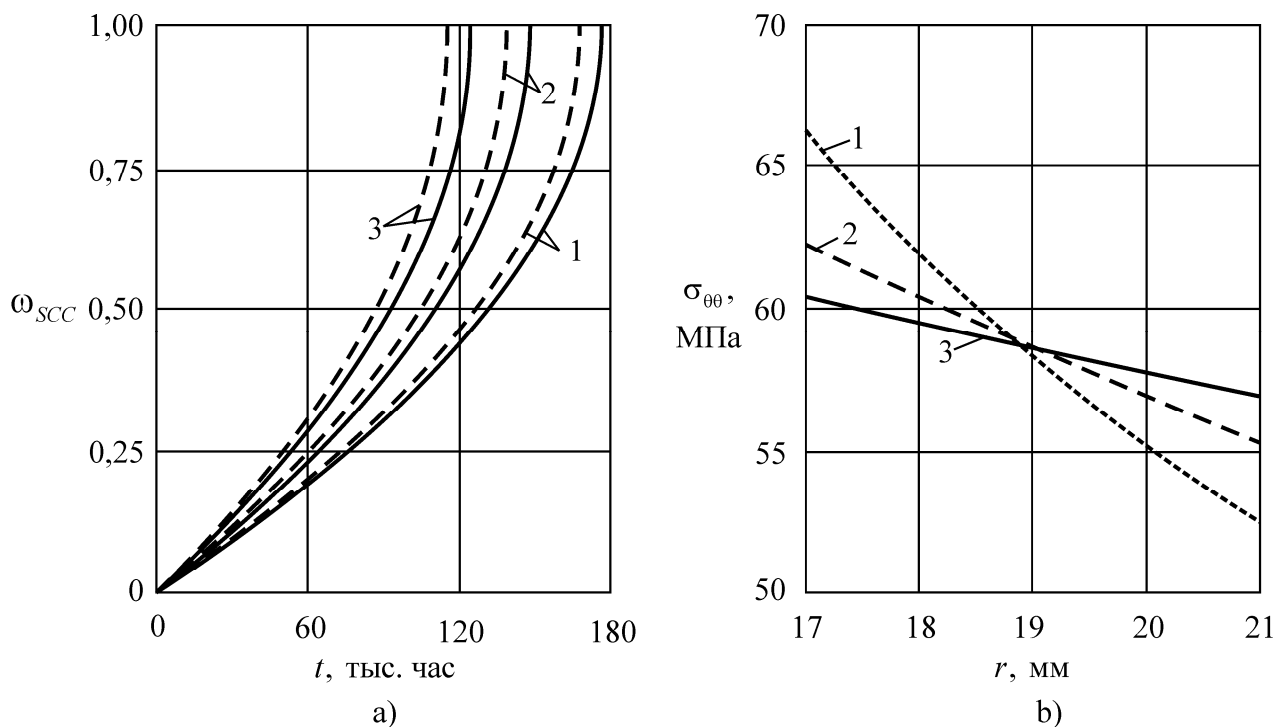


Рис. 2. Результаты расчетов, полученные при концентрации $\chi = 10\%$ для параметров растрескивания (а) с учетом (штриховые линии) и без учета ползучести (сплошные линии) для давлений $p = 11,04$ МПа (1), $p = 13,8$ МПа (2), $p = 16,56$ МПа (3), а также окружных напряжений в сечении трубы (б) в моменты времени $t = 0$ (1), $t = 49152$ час (2), $t = 148588$ час (3)

Чтобы получить аппроксимацию соотношения (3), связывающего время достижения предельного состояния и давление, решим задачу (10)–(15) методом Бубнова-Галеркина для разных значений давления p из интервала (36) (рис. 3а). Результаты расчетов показывают, что в логарифмических координатах (рис. 3б) точки, отвечающие разным давлениям, выстраиваются около прямой

$$\lg t_* = \lg \beta - \mu \lg p \Leftrightarrow t_* = \beta p^{-\mu}. \quad (37)$$

Для случая, когда концентрация $\chi = 12,5\%$, значения констант из (37) принимают вид

$$\mu = 0,8741, \quad \beta = 8,4438 \cdot 10^5 \text{ час} \cdot \text{МПа}^\mu. \quad (38)$$

Полученные результаты (рис. 3) согласуются с известными обстоятельствами, что элементы котлов до недавнего времени проектировали из расчета эксплуатации в течение 100 тыс. часов (маркеры 2), и что в настоящее время разрешено проектировать элементы котлов из расчета эксплуатации в течение 200 тыс. часов (маркеры 1) [2]. Полученные результаты также показывают возможность разрушения раньше расчетного времени вследствие высокой концентрации хлоридов на теплопередающих поверхностях теплообменных труб (маркеры 3).

В отличие от кривых длительной прочности, устанавливаемых на образцах при испытаниях на растяжение в условиях ползучести и в условиях КР, представленные на рис. 3 соотношения характеризуют не только свойства материала, но также и свойства элемента конструкции, поскольку учитывают перераспределение напряжений с течением времени вследствие ползучести (рис. 2б). При помощи соотношения (37), выражающего в рассматриваемом примере зависимость (3), можем получить необходимую для применения формулы (6) обратную к (3) функцию, которая в рассматриваемом примере примет вид:

$$p(t_*) = \left(\frac{t_*}{\beta} \right)^{-\frac{1}{\mu}} \quad (39)$$

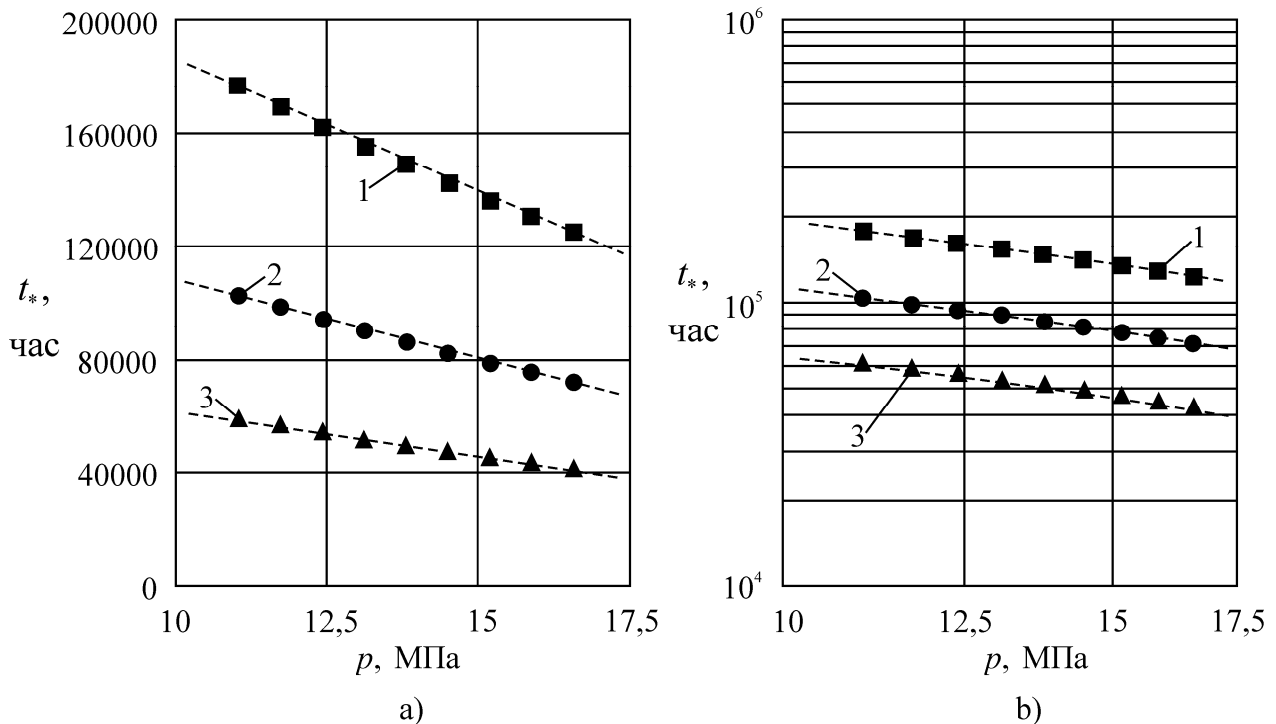


Рис. 3. Зависимости времени достижения предельного состояния от давления, представленные в обычных (а) и логарифмических (б) координатах (маркеры – расчетные точки) и полученные для концентраций $\chi = 10\%$ (1), $\chi = 12,5\%$ (2), $\chi = 15\%$ (3)

Чтобы определить плотность распределения времени достижения предельного состояния по формуле (6) необходимо также располагать данными о разбросе давления в процессе эксплуатации. Такой разброс характеризуется плотностью распределения $g = g(p)$, которую можно установить, например, путем статистической обработки данных, полученных в процессе эксплуатации паровых котлов. В условиях отсутствия таких данных, например при выполнении ориентировочных оценок долговечности проектируемого оборудования, приходится постулировать характер плотности распределения давления с учетом опыта эксплуатации близкого по характеристикам оборудования и экспертных оценок. Например, если предполагается, что давление удовлетворяет условию (36), то можно принять, что давление равномерно распределено внутри соответствующего интервала:

$$g(p) = \begin{cases} 1/(p_{\max} - p_{\min}), & p \in [p_{\min}, p_{\max}] \\ 0, & p \notin [p_{\min}, p_{\max}] \end{cases} \quad (40)$$

Кроме равномерного распределения (40) можно принимать другие известные в теории вероятностей распределения случайных величин, хорошо зарекомендовавшие себя при выполнении оценок долговечности [1, 20]. Далее, наряду с равномерной плотностью распределения давления, рассмотрим также распределение Симпсона (треугольное) и распределение Вейбулла-Гнеденко, которые широко применяются при оценке долговечности элементов машин [1, 20]. Параметры указанных распределений подберем так, чтобы математическое ожидание M_p и дисперсия D_p разброса давления p при исходных данных

(36) совпадали со значениями, отвечающими равномерному распределению (40), которые определяются так [20]:

$$M_p = \frac{P_{\min} + P_{\max}}{2}, \quad D_p = \frac{(P_{\max} - P_{\min})^2}{12}. \quad (41)$$

В этом случае плотность распределения Симпсона примет вид [20]

$$g(p) = \begin{cases} \frac{2}{P_{\max} - P_{\min}} - \frac{2}{(P_{\max} - P_{\min})^2} |P_{\min} + P_{\max} - 2p|, & p \in [P_{\min}, P_{\max}] \\ 0, & p \notin [P_{\min}, P_{\max}] \end{cases} \quad (42)$$

Здесь параметры P_{\min} и P_{\max} определяются из условий равенства математического ожидания и дисперсии распределений (42) и (40), которые с учетом выражений (41) запишутся так [20]:

$$\begin{cases} \frac{P_{\min} + P_{\max}}{2} = M_p, \\ \frac{(P_{\max} - P_{\min})^2}{24} = D_p \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} P_{\min} = \frac{P_{\min} + P_{\max}}{2} - \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\sqrt{2}}, \\ P_{\max} = \frac{P_{\min} + P_{\max}}{2} + \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\sqrt{2}}. \end{cases} \quad (43)$$

Плотность распределения Вейбулла-Гнеденко имеет вид [20]

$$g(p) = \begin{cases} \alpha \lambda p^{\alpha-1} e^{-\lambda p^\alpha}, & p > 0, \\ 0, & p \leq 0. \end{cases} \quad (44)$$

Параметры α и λ распределения (44) определим из условий равенства математического ожидания и дисперсии распределений (44) и (40), которые запишутся в следующем виде [20]:

$$\lambda^{-\frac{1}{\alpha}} \Gamma\left(\frac{1}{\alpha} + 1\right) = M_p, \quad \lambda^{-\frac{1}{\alpha}} \left(\frac{2}{\alpha} \Gamma\left(\frac{2}{\alpha}\right) - \frac{1}{\alpha^2} \Gamma^2\left(\frac{1}{\alpha}\right) \right) = D_p. \quad (45)$$

Здесь Γ – гамма-функция; математическое ожидание M_p и дисперсия D_p определяются при помощи выражений (41). Алгебраические уравнения (45) путем исключения параметра λ , сводим к нелинейному алгебраическому уравнению относительно параметра α

$$\Gamma^{-1}\left(\frac{1}{\alpha} + 1\right) \left(\frac{2}{\alpha} \Gamma\left(\frac{2}{\alpha}\right) - \frac{1}{\alpha^2} \Gamma^2\left(\frac{1}{\alpha}\right) \right) = \frac{D_p}{M_p}. \quad (46)$$

Параметр α определяем путем численного решения уравнения (46). Далее, используя найденный при помощи уравнения (46) параметр α , из первого уравнения (45) находим параметр λ :

$$\lambda = \left(M_p \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{\alpha} + 1\right) \right)^{-\alpha}. \quad (47)$$

Численные значения параметров α и λ распределения (44), отвечающие данным (36), получены в виде

$$\alpha = 10,4407, \quad \lambda = 7,5343 \cdot 10^{-13}. \quad (48)$$

Рассмотренные распределения: равномерное (40), Симпсона (42), и Вейбулла-Гнеденко (44), отвечающие значениям (36) представлены на рис. 4а. Полученные по

формуле (6) с учетом соотношения (39) плотности распределения времени достижения предельного состояния для теплообменной трубы пароперегревателя, отвечающие разным плотностям распределения давления (рис. 4а), представлены на рис. 4б. Располагая показанными на рис. 4б плотностями распределения времени достижения предельного состояния, при помощи формул (2) для теплообменных труб пароперегревателей определим показатель безотказности – вероятность достижения трубой предельного состояния за заданное время (рис. 5а), а также гамма-процентный (рис. 5б) и средний ресурсы (табл.1) – показатели долговечности. Расчетами установлены близкие значения показателей безотказности и долговечности, полученных с использованием различных распределений: равномерного, Симпсона и Вейбулла-Гнеденко, имеющих одинаковые математическое ожидание и дисперсию. Различие значений, полученных для гамма-процентного ресурса, не превосходит 3 % (рис. 5б), а значения, полученные для среднего ресурса, различаются менее чем на 1 % (таблица). Такие незначительные различия результатов расчета позволяют утверждать, что решающее значение для оценки показателей долговечности теплообменных труб пароперегревателей имеет не столько вид закона плотности распределения давления, сколько интегральные характеристики этого закона – математическое ожидание и дисперсия случайной величины давления. Важным представляется установленное расчетами обстоятельство, что величина среднего ресурса оказывается выше, чем гамма-процентный ресурс, отвечающий 95 % вероятности того, что предельное состояние не будет достигнуто за заданное время (рис. 5б). Это позволяет говорить о том, что в рассматриваемом случае оценка долговечности теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов при помощи среднего ресурса оказывается завышенной. Долговечность теплообменных труб пароперегревателей более полно характеризуется гамма-процентным ресурсом.

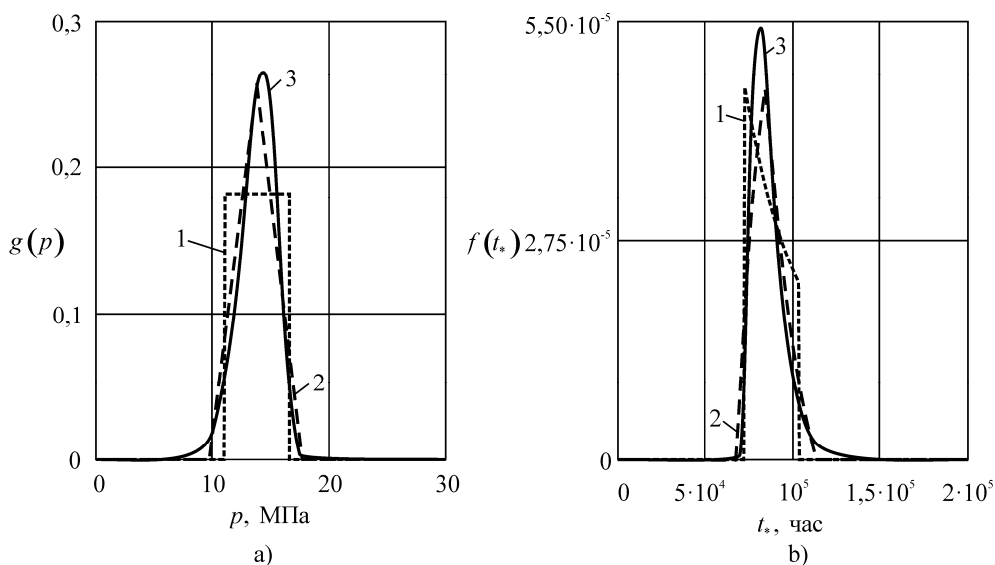


Рис. 4. Плотности распределения давления (а): 1 – равномерная, 2 – Симпсона, 3 – Вейбулла-Гнеденко и соответствующие им плотности распределения времени достижения предельного состояния (б) при $\chi = 12,5\%$

Таблица

Средний ресурс теплообменных труб пароперегревателей при $\chi = 12,5\%$

Вид плотности распределения давления	$\langle t_* \rangle$, час
Равномерная	86098,23591305469
Симпсона	86105,51038424376
Вейбулла-Гнеденко	86201,86958867277

Выводы и перспективы дальнейших исследований

На основе континуальной механики разрушения рассмотрена оценка показателей долговеч-

ности теплообменных труб пароперегревателей с учетом случайного разброса давления пара в процессе эксплуатации паровых котлов.

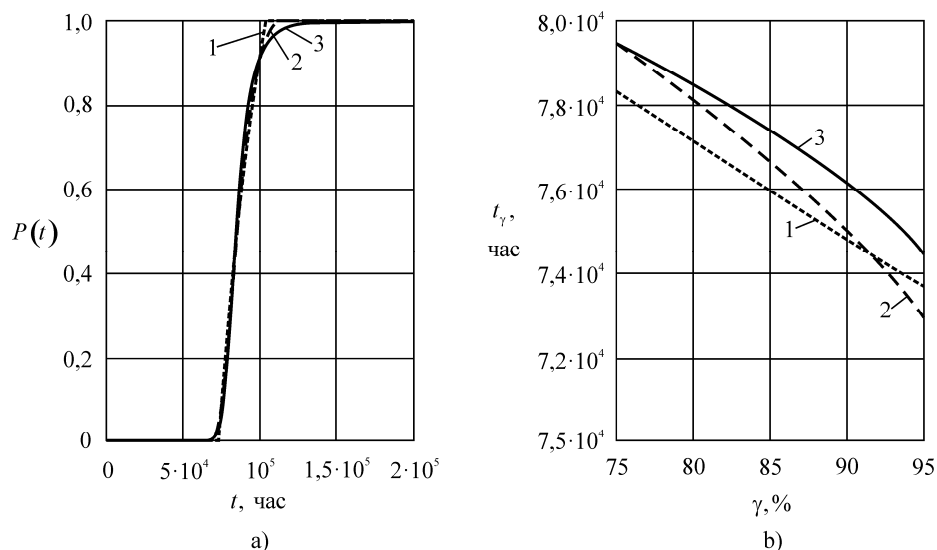


Рис. 5. Вероятность достижения предельного состояния за заданное время (а) и гамма-процентный ресурс (б) теплообменных труб пароперегревателей, полученные для концентрации $\chi = 12,5\%$ и соответствующие плотностям распределения давления пароводяной среды: 1 – равномерной, 2 – Симпсона, 3 – Вейбулла-Гнеденко

С использованием детерминистической зависимости времени достижения предельного состояния от давления пара, построенной на основе континуальной механики разрушения, и плотности распределения, характеризующей случайный разброс давления пара при эксплуатации, получена плотность распределения времени достижения предельного состояния, позволяющая определять показатели долговечности теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов. Полученные показатели долговечности теплообменных труб пароперегревателей согласуются с опытом проектирования паровых котлов и показывают возможность разрушения теплообменных труб раньше расчетного срока службы вследствие несоответствия условий эксплуатации расчетным режимам, что подтверждается опытом эксплуатации.

Теоретическое значение полученных результатов состоит в предложенном методе, позволяющем оценивать показатели долговечности теплообменных труб пароперегревателей с учетом нескольких, в том числе случайных, эксплуатационных факторов паровых котлов.

Практическое значение имеют установленные закономерности показателей долговечности теплообменных труб паровых котлов, а также возможности сопоставления этих показателей для котлов перспективных конструкций.

В дальнейших исследованиях можно рассмотреть долговечность криволинейных участков теплообменных труб; для случайной функции, характеризующей изменение во времени давления пароводяной среды на внутреннюю стенку теплообменной трубы, можно использовать более полное каноническое разложение; концентрацию коррозионно-активного компонента на теплопередающей поверхности, также как и давление, можно рассмотреть как случайную величину.

Список литературы

1. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС / Г. П. Гладышев, Р. З. Аминов, В. З. Гуревич и др.; Под ред. А. И. Андрущенко. – М.: Высш. шк., 1991. – 303 с.
2. Резников М. И., Липов Ю. М. Паровые котлы тепловых электростанций. – М.: Энергоиздат, 1981. – 242 с.
3. Акользин П. А., Гуляев В. Н. Коррозионное растрескивание аустенитных сталей в теплоэнергетическом оборудовании. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 272 с.

4. Герасимов В. В. Прогнозирование коррозии металлов. – М.: Металлургия, 1989. – 152 с.
5. Морачковский О. К., Ромашов Ю. В. Континуальная модель роста трещин коррозионного растрескивания для расчета ресурса конструкций // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2010. – № 2. – С. 111 – 116.
6. Морачковский О. К., Ромашов Ю. В. Прогнозирование коррозионного растрескивания конструкций при высокотемпературной ползучести // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2010. – № 5. – С. 43–77.
7. Надежность технических систем: Справочник / Ю. К. Беляев, В. А. Богатырев, В. В. Болотин и др.; под ред. И. А. Ушакова. – М.: Радио и связь, 1985. – 608 с.
8. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
9. Работнов Ю. Н. Введение в механику разрушения. – М.: Наука, 1987. – 80 с.
10. Бойко Е. А., Шпиков А. А. Котельные установки и парогенераторы: Справочное пособие. – Красноярск: КГТУ, 2003. – 230 с.
11. Лурье А.И. Теория упругости. – М.: 1970. – 940 с.
12. Богоявленский В. П. Коррозия сталей на АЭС с водным теплоносителем. – М.: Энергоиздат, 1984. – 167 с.
13. Калиткин Н. Н. Численные методы. – М.: Наука, 1978. – 512 с.
14. Рвачев В. Л. Теория R-функций и некоторые ее приложения. – К.: Наук. думка, 1982. – 522 с.
15. Флетчер К. Численные методы на основе метода Галеркина: Пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 352 с.
16. Морачковский О. К., Ромашов Ю. . К решению начально-краевых задач теории ползучести // Прикладная механика. – 2009. – Т. 45, № 10. – С. – 33–44.
17. Ланс Дж. Н. Численные методы для быстродействующих вычислительных машин: Пер с англ. – М.: Иностранная литература, 1962. – 208 с.
18. Морачковский О.К., Ромашов Ю.В., Соболев В.Н. Выбор метода численного интегрирования начальных задач при решении начально-краевых задач теории ползучести повреждающихся тел // Сборник научных трудов по материалам международной научно-практической конференции "Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании'2008". Том 21. Физика и математика, Физическое воспитание и спорт. – Одесса: Черноморье, 2008. – 86 с. – С. 36–38.
19. Золочевський О. О., Рвачов В. Л., Склепус С. М. Повзучість пластин неканонічної форми з матеріалів із асиметрією властивостей // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2006. – 49, № 1. – С. 67–74.
20. Королюк В. С., Портенко Н. И., Скороход А. В., Турбин А. Ф. Справочник по теории вероятностей. – М.: Наука, 1985. – 640 с.

DURABILITY INDEXES VALIDATION BASED ON CONTINUAL FRACTURE MECHANICS FOR HEAT EXCHANGER TUBES OF STEAM BOILERS SUPER-HEATERS

Yu.V. ROMASHOV, Cand. Tech. Scie..

Limiting state reach time deterministic dependence on steam pressure obtained by continual fracture mechanics and relative frequency function of steam pressure on-stream random spread are used to estimate of limiting state reach time relative frequency function required for durability indexes validation of steam boilers superheaters heat exchanger tubes. Obtained durability indexes of superheaters heat exchanger tubes are conformed with steam boilers design expertise and shows all known from field experience situation that fracture of heat exchanges tubes is possible before projected service life due to mismatch between design conditions and real-life operating conditions by reason of chloride pollution of heat exchange surface as example.

Поступила в редакцию 07.09 2012 г.