

Определение расчетного ресурса хвостовика лопатки газотурбинной установки под действием термосиловой нагрузки

В. А. Баженов, А. И. Гуляр, С. О. Пискунов, В. П. Андриевский

Научно-исследовательский институт строительной механики Киевского национального университета строительства и архитектуры, Киев, Украина

На основе полуаналитического метода конечных элементов с использованием подходов континуальной механики разрушения определен расчетный ресурс хвостовика лопатки газотурбинной установки под действием термосиловой нагрузки. Дано сравнение результатов расчета, полученных в плоской и пространственной постановках. Показана необходимость учета неравномерного распределения температуры в сечениях хвостовика при определении расчетного ресурса в условиях ползучести.

Ключевые слова: термовязкоупругость, повреждаемость, континуальное разрушение, призматические тела, полуаналитический метод конечных элементов, ресурс.

Хвостовик лопатки, являясь ответственной конструктивной частью лопатки газотурбинной установки, представляет собой пространственное тело сложной формы, находящееся под действием длительной термосиловой нагрузки (рис. 1). Несущая способность хвостовика в таких условиях в значительной мере определяется накоплением деформаций ползучести и сопутствующим ухудшением физико-механических свойств материала. Описание этих процессов требует использования уравнений, учитывающих накопление повреждаемости [1–5 и др.].

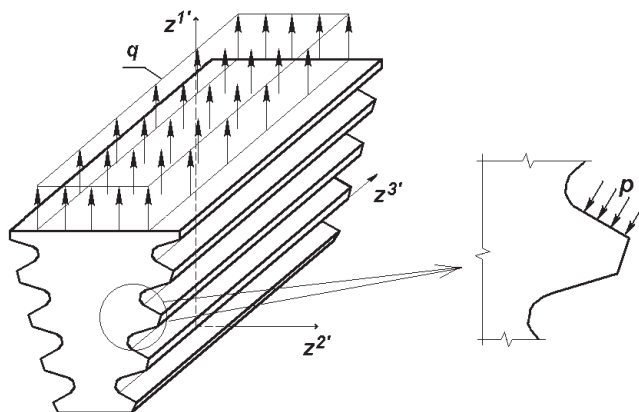


Рис. 1. Хвостовик лопатки газотурбинной установки.

Хвостовик находится под действием нагрузки q , распределенной по площадке примыкания к нему пера лопатки. Зубья хвостовика опираются на соответствующие им деформируемые пазы в ободу диска, вдоль поверхностей сопряжения с которыми возникают контактные усилия p (рис. 1).

При решении задач определения расчетного ресурса в условиях ползучести необходимо исследовать процессы термовязкоупругого деформирования пространственных тел с учетом континуального разрушения [5, 6], что, в свою очередь, требует привлечения численных методов. Одним из таких наиболее широко используемых является метод конечных элементов (МКЭ). Решение задач термовязкоупругого деформирования с помощью МКЭ проводится на основе шаговых алгоритмов моделирования процесса нагружения. На каждом шаге для определения напряженно-деформированного состояния формируется система нелинейных уравнений МКЭ, для решения которой используются итерационные алгоритмы. Общее число шагов решения задачи может достигать тысячи, при этом на каждом шаге выполняется несколько итераций. Таким образом, общее количество решений линейных задач (системы уравнений соответствующей размерности дискретной конечноэлементной модели) может составить несколько тысяч. Повышение эффективности метода решения рассматриваемых задач требует использования конечноэлементных баз, позволяющих получать точные решения с помощью дискретных моделей наименьшей размерности, и эффективных алгоритмов итерационного решения систем уравнений МКЭ.

Одной из модификаций МКЭ, что дает возможность оптимизировать структуру разрешающих соотношений и разработать эффективные алгоритмы решения систем уравнений МКЭ, является полуаналитический метод конечных элементов (ПМКЭ), область применения которого к настоящему времени распространена на широкий круг задач, в частности на призматические тела, к которым относится хвостовик. Вопросы решения задач упругого и упругопластического деформирования, ползучести, контактного взаимодействия и механики разрушения с помощью ПМКЭ рассмотрены ранее [7–10 и др.].

Кроме того, важным является корректное определение расчетной схемы объекта и постановки задачи, учитывающей особенности протекания процесса деформирования, что обуславливает достоверность результатов решения задачи конечноэлементного моделирования.

Обзор известных подходов, посвященных различным аспектам обоснования постановки задачи и полученным результатам расчета разных типов хвостовиков, приведен в работах [1, 8, 11]. Инженерные методики расчета хвостовиков лопаток основываются на приблизительном законе распределения нагрузки между зубьями соединения и не учитывают всего комплекса факторов (концентрация напряжений, ползучесть и т.п.), поэтому в них используются завышенные коэффициенты запаса прочности [12]. Наиболее адекватная расчетная схема хвостовика базируется на учете его взаимодействия с фрагментом диска [1, 11, 13, 14]. При решении задачи деформирования хвостовика в такой постановке необходимо располагать информацией о значениях контактных усилий. Учитывая сложность их определения, целесообразно расчет хвостовика проводить вместе с сопряженной деталью, геометрия и условия работы которой соответствуют фрагменту обода диска турбины. Это приводит к необходимости расчета елочного соединения, представляющего собой объект сложной формы.

Из-за сложной формы исследуемого объекта его напряженно-деформированное состояние в плоскости поперечного сечения существенно неоднородное, и, как показано в работе [11], уменьшить неоднородность путем изменения величин зазоров между зубьями хвостовика и диска практически невозможно. Влияние условий взаимодействия по линии контакта хвостовика и диска на полученные результаты в каждом конкретном случае требует дополнительного исследования, а корректное определение напряженно-деформированного состояния объекта, даже на этапе упругого деформирования, возможно только на основе численных методов [1, 13 и др.].

Численное решение задач определения напряженно-деформированного состояния и ресурса хвостовиков и елочных соединений, как правило, выполняется в двухмерной постановке в условиях плоского деформированного состояния [1, 2, 4, 12, 13, 15, 16 и др.], в пространственной постановке известны лишь отдельные результаты исследования упругого деформирования [11]. Это, прежде всего, связано со сложностью постановки и решения пространственных задач ползучести с учетом накопления повреждаемости, а также незначительными отклонениями величины напряжений в направлении, перпендикулярном к плоскости поперечного сечения.

Определение расчетного ресурса с учетом процесса ползучести в основном проводится на основе данных о стационарном напряженно-деформированном состоянии или моделирования отдельных этапов деформирования с дальнейшей экстраполяцией результатов на весь процесс нагружения [2, 13, 15–17]. Определение ресурса на основе численного моделирования ползучести с учетом процесса накопления повреждаемости проведено в работах [16, 17]. В нескольких работах моделирование процесса ползучести осуществлено без учета повреждаемости материала [14, 15]. Необходимо отметить, что оценка влияния таких факторов, как возникновение температурных деформаций в неоднородном температурном поле и зависимость физико-механических свойств материала от температуры, которые определяют процесс ползучести и накопление повреждаемости, на величину расчетного ресурса в известных работах не проводилась.

Цель данной работы состоит в выборе оптимальной расчетной схемы хвостовика лопатки газотурбинной установки, определении его расчетного ресурса при действии термосиловой нагрузки и оценке влияния неравномерного распределения температуры в объеме хвостовика на величину ресурса.

Для решения поставленной задачи используется ранее разработанная методика решения физически-нелинейных задач термовязкоупругости [10].

Рассматриваются неоднородные призматические тела, находящиеся под воздействием произвольно распределенных в пространстве силовых нагрузок $q = q(z^{i'})$ и неоднородного температурного поля $T = T(z^{i'})$. Материал тела – однородный, изотропный. Предусмотрена возможность изменения физико-механических характеристик вдоль осей базисной системы координат $z^{i'}$.

При термовязкоупругом деформировании пространственных тел компоненты приращения полной деформации $d\varepsilon_{ij}$ могут быть представлены суммой приращений упругих $d\varepsilon_{ij}^e$ и температурных $d\varepsilon_{ij}^T$ деформаций, а также деформаций ползучести $d\varepsilon_{ij}^c$:

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^T + d\varepsilon_{ij}^c.$$

Компоненты тензора напряжений σ^{ij} вычисляются в соответствии с обобщенным законом Гука [18]. Температурные составляющие компонент тензора деформаций для изотропного материала определяются по формуле

$$\varepsilon_{ij}^T = \alpha_T \Delta T g_{ij},$$

где α_T – коэффициент линейного расширения материала, $\alpha_T = \alpha_T(z^{k'}, T)$; ΔT – приращение температуры в рассматриваемой точке тела относительно его исходного состояния при $T = T_0$, $\Delta T = T - T_0$.

Компоненты тензора деформаций ползучести вычисляются на основе уравнений теории упрочнения, содержащих параметр повреждаемости Качанова–Работнова [19, 20] и дополненных кинетическим уравнением повреждаемости [20]. Указанные уравнения, как правило, имеют вид степенных зависимостей от напряжения и параметра повреждаемости и могут быть записаны в виде

$$\begin{aligned} \xi_i^c &= \frac{d\varepsilon_i^c}{dt} = \frac{B\sigma_i^n}{(1-\omega)^r}; \\ \frac{d\omega}{dt} &= C \left(\frac{\sigma_e}{1-\omega} \right)^m \frac{1}{(1-\omega)^q}, \end{aligned} \quad (1)$$

где ξ_i^c – интенсивность скорости деформаций ползучести; ε_i^c – интенсивность деформаций ползучести; t – время; ω – параметр повреждаемости Качанова–Работнова, $0 \leq \omega \leq 1$ [20]; σ_i – интенсивность нормальных напряжений, $\sigma_i = \sqrt{3s_{ij}s_{ij}/2}$; $B = B(T)$, $C = C(T)$, $m = m(T)$, $n = n(T)$, $r = r(T)$, $q = q(\sigma, T)$ – константы материала; σ_e – эквивалентное напряжение, определенное с использованием критериев прочности [21].

Как указывалось выше, при описании геометрии пространственных тел сложной формы следует использовать дискретные модели большой размерности. Это приводит к значительным вычислительным затратам, обусловленным необходимостью многократного решения систем уравнений большой размерности с применением шагово-итерационных алгоритмов решения нелинейных задач. Одним из способов уменьшения вычислительных затрат является использование эффективных конечноэлементных баз и построение на их основе нерегулярных конечноэлементных сеток. С этой целью разработан призматический конечный элемент (КЭ), при выводе разрешающих соотношений которого, в отличие от КЭ, описанного в [7–9], используются величины физических компонент деформаций и напряжений:

$$\tilde{\varepsilon}_{ij} = \frac{\varepsilon_{ij}}{\sqrt{g_{ii}g_{jj}}}, \quad \tilde{\sigma}^{ij} = \sigma^{ij} \sqrt{g_{ii}g_{jj}}.$$

С учетом изменения компонент метрического тензора g_{ij} в плоскости поперечного сечения КЭ можно повысить точность полученных результатов, а использование моментной схемы метода конечных элементов [22] позволяет при получении разрешающих соотношений провести интегрирование в замкнутом виде в пределах поперечного сечения КЭ. Такой подход дает возможность избежать последующего численного интегрирования и существенно уменьшить вычислительные затраты [10, 23].

Решение пространственных задач термовязкоупругости осуществляется шаговым алгоритмом. На каждом шаге для решения систем нелинейных уравнений ПМКЭ, имеющих блочную структуру, используется алгоритм, основанный на методе блочных итераций и итерационной процедуре Ньютона–Канторовича:

$$\{\Delta U_l\}_n^m = \{\Delta U_l\}_{n-1}^m + \beta [K_{ll}]^{-1} (\{Q_l\}^m - \{R_l\}_n^m), \quad (2)$$

где β – параметр релаксации, $1 < \beta < 2$; $[K_{ll}]$ – матрица жесткости; $\{Q_l\}^m$ – вектор узловых нагрузок на шаге m ; $\{R_l\}_n^m$ – вектор узловых реакций на итерации n , при вычислении которого кроме упругих деформаций учитываются температурные деформации и деформации ползучести; l – номер члена ряда разложения перемещений [8].

Условием сходимости итерационного процесса (2) на шаге m является:

$$\sum_{l=0}^L (\{\Delta U_l\}_n)^2 \leq \xi \sum_{l=0}^L (\{U_l\}_n)^2,$$

где $\{\Delta U_l\}_n$ и $\{U_l\}_n$ – соответственно приращение и полные значения амплитудных перемещений на итерации n шага m ; ξ – предварительно заданный параметр точности решения системы нелинейных уравнений ПМКЭ, $\xi = 10^{-4} \dots 10^{-6}$.

Для повышения эффективности алгоритма решения задач ползучести был реализован подход, предусматривающий выбор начального приближения приращений амплитудных перемещений $\{\Delta \widehat{U}_l\}_l^m$ по их величинам, полученным на предыдущем шаге $\{\Delta U_l\}_l^{m-1}$, и соотношению шагов по времени: Δt_m и Δt_{m-1} :

$$\{\Delta \widehat{U}_l\}_l^m = \{\Delta U_l\}_l^{m-1} \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m-1}}.$$

При определении узловых реакций $\{R_l\}_n^m$ в начале каждой итерации n шага m компоненты тензора напряжений σ_{ij} находятся по формуле

$$(\sigma_{ij})_n = (\sigma_{ij})_{n-1} + (\Delta \sigma_{ij})_n,$$

где $(\Delta \sigma_{ij})_n$ – приращение напряжений, которые определяются, согласно закону Гука, по величине приращения полных деформаций, вычисленных на основе $\{\Delta U_l\}_n^m$.

Действительные значения напряжений находятся по формуле

$$(\overline{\sigma_{ij}})_n^m = \frac{1}{3} \delta^{ij} (\sigma_{ij})_n^m + (\overline{s^{ij}})_n^m = (\sigma_0)_n^m + (\overline{s^{ij}})_n^m.$$

Здесь $(\overline{s^{ij}})_n^m$ – компоненты девиатора напряжений, учитывающие приращение нелинейных деформаций:

$$(\overline{s^{ij}})_n^m = (s^{ij})_n^m - G_1 (\Delta \varepsilon_{ij}^c)_n^m; \quad (\Delta \varepsilon_{ij}^c)_n^m = (\xi_{ij}^c)_n^m \Delta t_m,$$

где

$$G_1 = \frac{E}{1-2\nu}; \quad (\xi_{ij}^c)_n^m = \frac{3}{2} [\xi_i^c]_m^n \frac{(s_{ij})_n^m}{(\sigma_i)_m^n}; \quad \xi_i^c = \frac{d\varepsilon_i^c}{dt}.$$

В конце каждого шага вычисляются приращения деформаций ползучести $(\Delta \varepsilon_{ij}^c)_m$ и повреждаемости $(\Delta \omega)_m$ с использованием напряжений, полученных на последней итерации шага, и соответствующих накопленных величин $(\varepsilon_{ij}^c)_m$ и ω_m :

$$(\varepsilon_{ij}^c)_m = (\varepsilon_{ij}^c)_{m-1} + (\Delta \varepsilon_{ij}^c)_m = (\varepsilon_{ij}^c)_{m-1} + (\xi_{ij}^c)_m \Delta t_m;$$

$$\omega_m = \omega_{m-1} + (\Delta \omega)_m = \omega_{m-1} + \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_m \Delta t_m,$$

и для всех точек дискретной модели осуществляется проверка условия локальной потери несущей способности материала:

$$\omega > \omega^*,$$

где ω^* – критическое значение параметра повреждаемости, соответствующее моменту локальной потери материалом несущей способности, $\omega^* \approx 0,95$.

В соответствии с требованиями, установленными для объектов энергетического машиностроения, время t^* до локальной потери материалом несущей способности определяется как расчетный ресурс.

Учитывая сложную геометрическую форму и конструктивные особенности лопатки, несущую способность хвостовика и пера лопатки целесообразно определять отдельно. В то же время, поскольку хвостовик и перо лопатки – цельная деталь, описание исходных данных, процесса исследования и представление результатов для хвостовика лопатки выполнены с помощью характерных величин, использованных в работе [8] при решении задачи определения расчетного ресурса пера лопатки: радиус R_0 указывает на расположение наиболее неблагоприятного, с точки зрения интенсивности развития деформаций ползучести, поперечного сечения пера лопатки; σ_0 и T_0 – величины усредненных напряжения и температуры в этом сечении.

С целью правильного выбора и обоснования размерности расчетной схемы исследуемого объекта на первом этапе на основе ПМКЭ определялось напряженно-деформированное состояние хвостовика в составе елочного соединения в пространственной постановке при деформировании в условиях ползучести с учетом повреждаемости материала. Вследствие симметрии поперечного сечения при расчете рассматривалась его половина. Граничные условия определялись из условий симметрии и закрепления хвостовика в радиальном направлении: $u^r(z^r = 0) = 0$; $u^{2'}(z^{2'} = 0) = 0$; $u^{2'}(z^{2'} = 0, 0,66R_0) = 0$. Условия симметрии также были применены в направлении, перпендикулярном к поперечному сечению: $u^{3'}(z^{3'} = -l_{\text{хв}}/4) = 0$, где $l_{\text{хв}}$ – характерный размер хвостовика.

Учитывая сложную конфигурацию расчетной схемы, которая включает хвостовик и фрагмент обода диска турбины, для построения конечноэлементной модели их поперечное сечение целесообразно разбить на фрагменты (рис. 2,а), в пределах каждого из которых конечноэлементная сетка регулярная. Общий вид дискретной модели ПМКЭ, состоящей из 537 узлов, приведен на рис. 2,б. Величина внешней нагрузки q определяется как отношение равнодействующей центробежных сил в корневом сечении пера лопатки к площади ее приложения. Расчет производится при постоянном распределении температуры во всем объеме хвостовика. В этом случае константы материала соответствуют среднему значению температуры $T_{0X} = 0,95T_0$ в направлении оси $z^{1'}$ и являются постоянными во всем объеме тела.

Результаты упругого расчета показывают, что в хвостовике наиболее нагруженными будут области галтелей фрагментов 1–4 в окрестности точек B , E , L , P (рис. 2,а). Значения напряжений в этих точках незначительно различаются и находятся в пределах $(1,2...1,4)\sigma_0$. С целью анализа пространственного характера напряженно-деформированного состояния хвостовика для указанных точек рассмотрены распределения интенсивности напряжений в направлении, перпендикулярном к поперечному сечению (рис. 3).

Результаты определения напряженно-деформированного состояния при упругом деформировании ПМКЭ свидетельствуют о том, что в большей части хвостовика (около 80% длины в направлении образующей) реализуются условия, близкие к плоскому деформированному состоянию. Некоторые отклонения напряжений наблюдаются в окрестности торцевого сечения, что обусловлено приближением условий деформирования в этой области к плоскому напряженному состоянию.

Дальнейшее моделирование процесса ползучести выполнялось в пространственной и двухмерной постановках. Деформирование материала хвостовика лопатки в условиях ползучести описывается уравнениями вида (1). Как видно из рис. 4, величина расчетного ресурса хвостовика, полученная в среднем сечении в пространственной постановке (кривая 3), в несколько раз выше таковой, полученной в условиях плоского напряженного состояния и в торцевом сечении в пространственной постановке (кривые 1, 2). Отличие расчетного ресурса хвостовика, полученного в среднем сечении в пространственной постановке, от такового при плоском деформированном состоянии (кривая 4) составляет 10%. Таким образом, определение расчетного ресурса

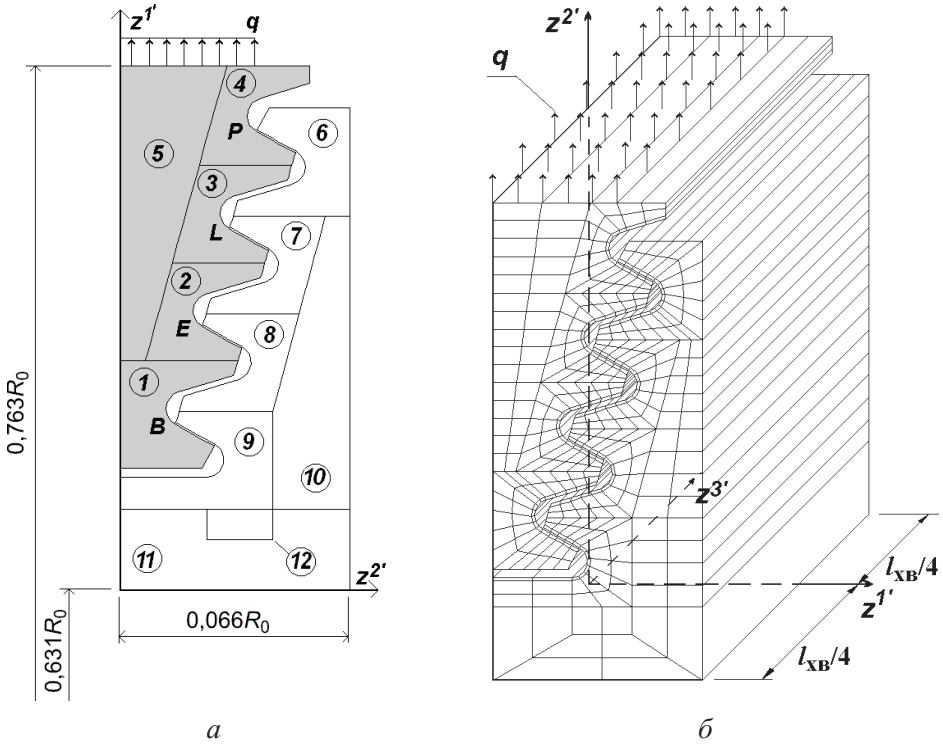


Рис. 2. Фрагментация поперечного сечения елочного соединения (а) и дискретная модель ПМКЭ (б).

хвостовика целесообразно проводить в двухмерной постановке в условиях плоского деформированного состояния. Такая постановка задачи согласуется с подходами, применяемыми в большинстве известных работ при исследовании напряженно-деформированного состояния и ресурса хвостовиков лопаток. Кроме того, это позволяет с минимальными вычислительными затратами оценить влияние таких факторов, как учет температурных деформаций, зависимости констант материала от температуры и др., на величину ресурса. Учитывая это, все дальнейшие результаты получены в двухмерной постановке в условиях плоского деформированного состояния.

Исследование сходимости параметров напряженно-деформированного состояния при упругом деформировании, проведенное для сеток с количеством узлов $N_1 = 537$ (рис. 2,б), $N_2 = 1672$ и $N_3 = 4798$, показывает, что распределение безразмерной интенсивности напряжений σ_i/σ_0 в пределах поперечного сечения для всех указанных дискретных моделей является одинаковым (рис. 5).

Для более детального анализа построены графики распределения σ_i/σ_0 в зонах максимальных напряжений вдоль галтелей, а также опорных и свободных поверхностей зубьев хвостовика (рис. 6). Как видно, результаты, полученные с помощью конечноэлементных моделей с количеством узлов 1672 и 4798, почти совпадают (погрешность менее 1%). В то же время при использовании сетки с количеством узлов 537 максимальные напряжения меньше почти на 10%. Таким образом, анализ величин погрешностей, полу-

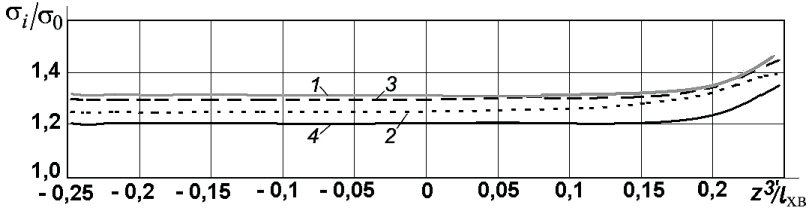


Рис. 3. Распределение интенсивности напряжений при упругом деформировании в галтелях хвостовика в пространственной постановке: 1 – точка В; 2 – точка Е; 3 – точка L; 4 – точка Р (рис. 2).

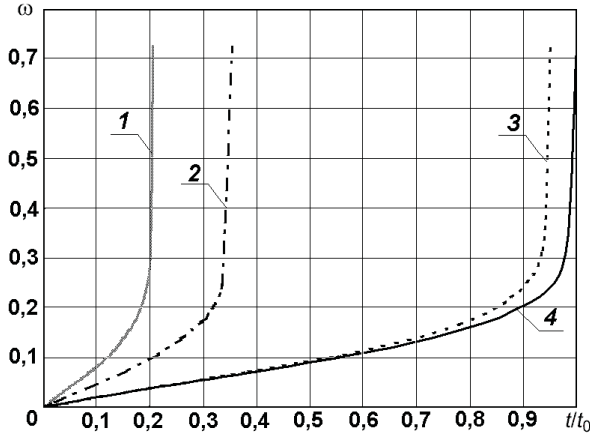


Рис. 4. Накопление повреждаемости в точке В галтели хвостовика (рис. 2) в условиях плоского напряженного состояния (1), в торцевом сечении хвостовика в пространственной постановке (2), в среднем сечении хвостовика (3) и в условиях плоского деформированного состояния (4).

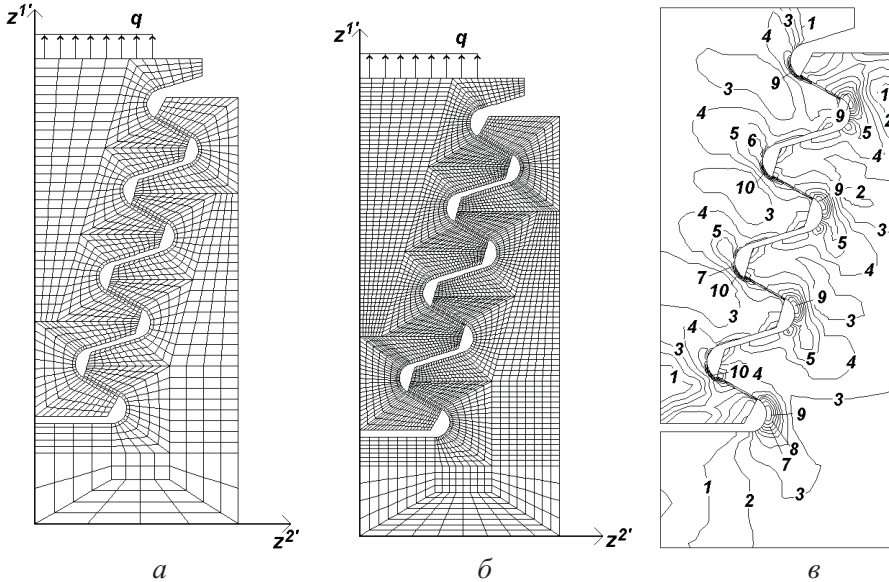
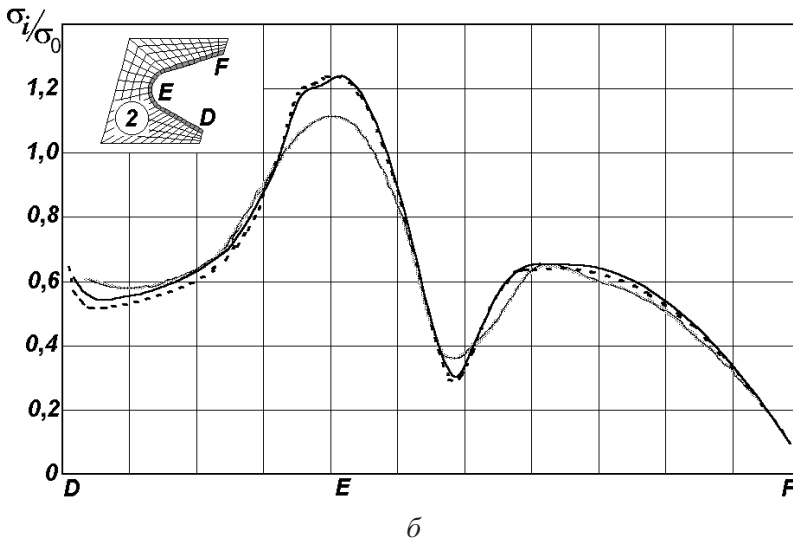
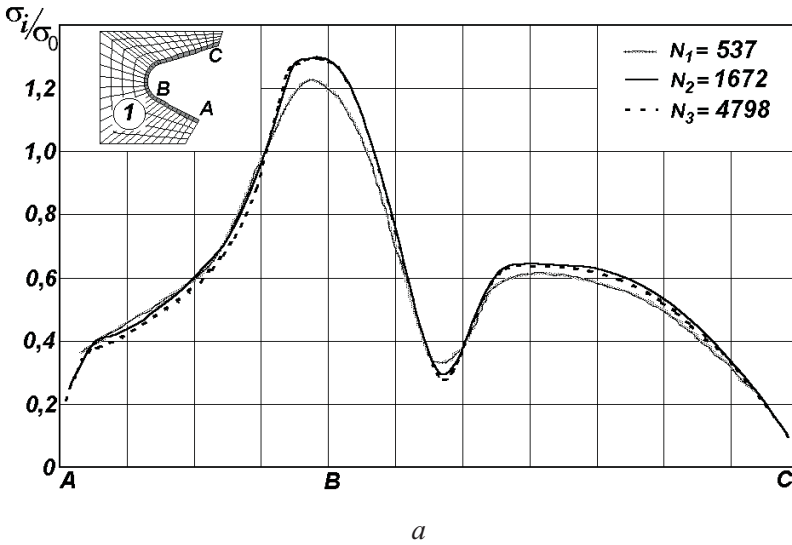


Рис. 5. Конечноэлементные модели хвостовика и фрагмента обода диска (а – $N_2 = 1672$ узла; б – $N_3 = 4798$ узлов) и распределение безразмерной величины интенсивности напряжений $\sigma_i/\sigma_0 = 0,12$ (1); 0,24 (2); 0,36 (3); 0,48 (4); 0,60 (5); 0,72 (6); 0,84 (7); 0,95 (8); 1,07 (9); 1,19 (10) при упругом деформировании (в).

ченных на разных сетках, показывает, что сходимость результатов достигается при использовании сетки с количеством узлов 1672.

Величина расчетного ресурса, полученная на сетке с количеством узлов 1672, с учетом сходимости по величине шага по времени при решении задачи ползучести при постоянной температуре T_0 составляет $t^*(T_0)$. Это значение будет использоваться далее для представления и сравнения результатов, полученных при других условиях нагружения.

С целью анализа процесса деформирования и накопления повреждаемости на рис. 7,а приведена зависимость изменения параметра повреждаемости от времени для характерных точек четырех галтелей хвостовика лопатки. Как видно, максимальные значения повреждаемости отмечаются в точке В, расположенной на галтели фрагмента (рис. 2). На рис. 7,б проиллюстрировано изменение безразмерной интенсивности напряжений σ_i/σ_0 в характерных точках хвостовика.



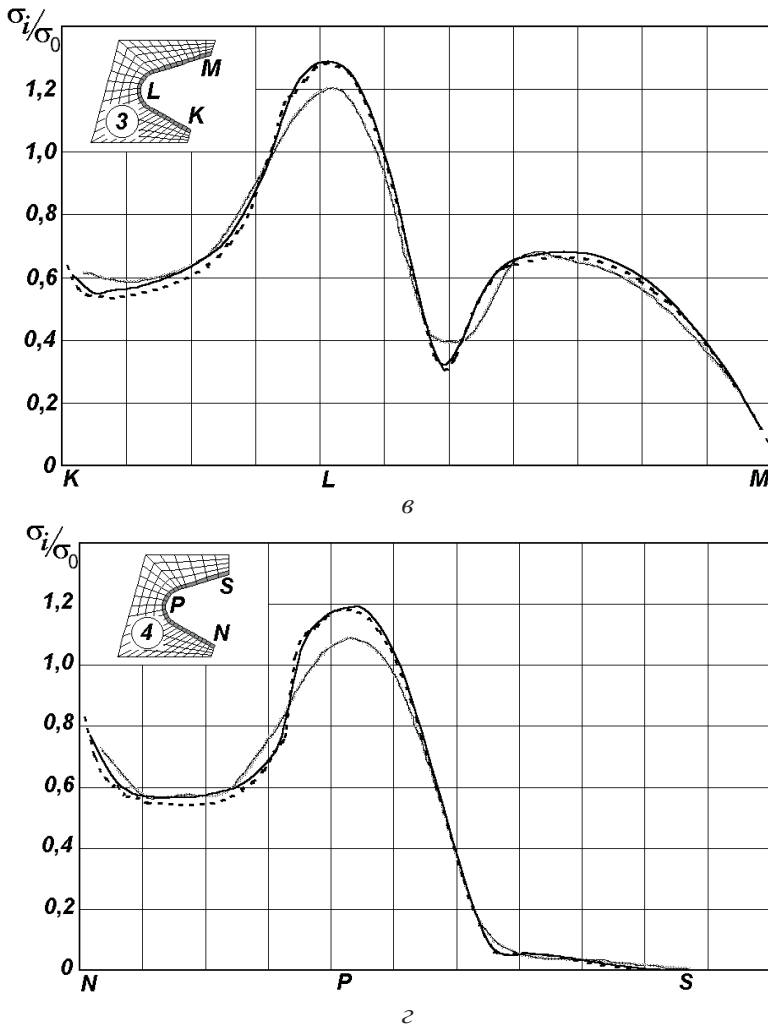


Рис. 6. Распределение безразмерной интенсивности напряжений вдоль поверхностей зубьев и галтелей при упругом деформировании: 1–4 – фрагменты галтели.

На втором этапе решения данной задачи исследовалось влияние неоднородного температурного поля на эволюцию параметров напряженно-деформированного состояния и расчетный ресурс хвостовика лопатки. Изменение температуры по высоте поперечного сечения хвостовика описывается линейным законом, ее максимальные и минимальные значения колеблются в пределах $\pm 0,5\%$ значения температуры в сечении, находящемся на расстоянии $0,713R_0$ от оси вращения диска.

Проведенный расчет показывает, что учет неравномерного распределения температуры почти не влияет на общее напряженно-деформированное состояние хвостовика. Соответствующая качественная картина распределения напряжений как в поперечном сечении в целом (рис. 5,б), так и вдоль галтелей (рис. 6) не изменяется. Учитывая, что абсолютные значения температур значительно больше, чем их изменение в объеме хвостовика, количественное расхождение в величинах напряжений составляет 1...2%.

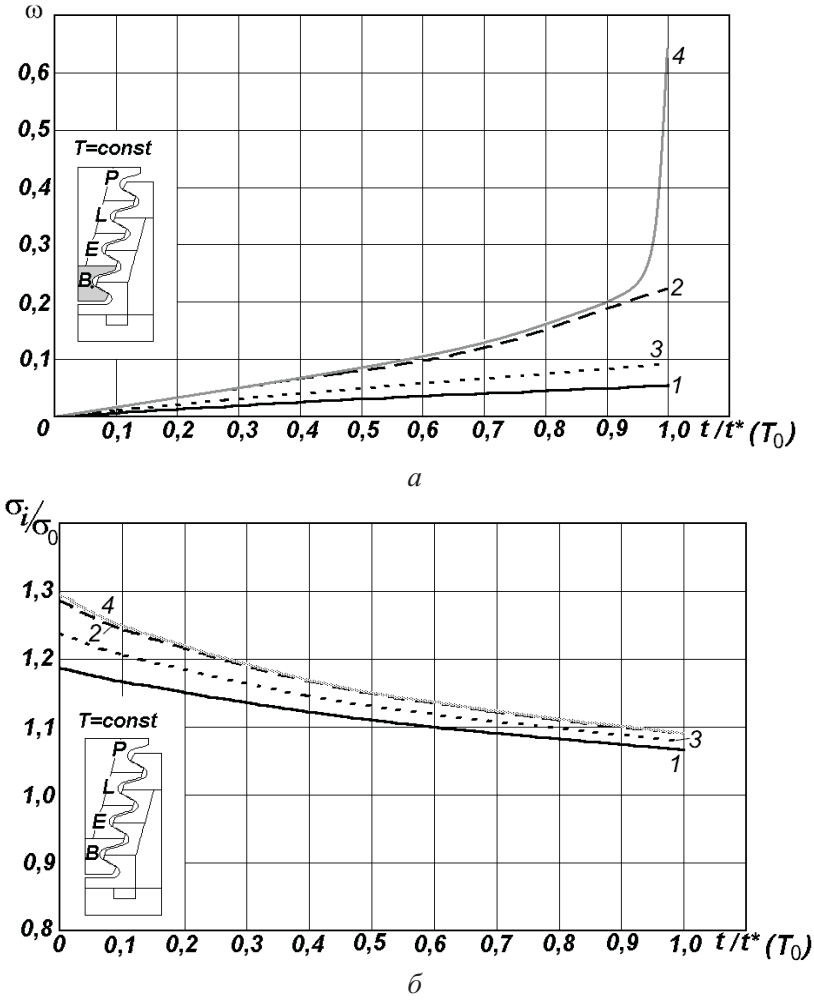


Рис. 7. Изменение параметра повреждаемости (а) и безразмерной интенсивности напряжений (б) в зависимости от времени при постоянной температуре. (Здесь и на рис. 8: 1, 2, 3, 4 – точки P, L, E, B соответственно.)

С другой стороны, поскольку константы, входящие в уравнение ползучести, существенно зависят от температуры, неравномерное ее распределение в поперечном сечении хвостовика приводит к изменению протекания процесса ползучести. На рис. 8,а представлено изменение параметра повреждаемости во времени. Видно, что учет зависимости значений констант уравнений ползучести (2) от температуры в хвостовике обуславливает изменение расположения точки, в которой отмечаются максимальные значения повреждаемости.

При одинаковом расположении области максимальных значений напряжений в начальный момент времени (на рис. 6,а т. В, галтель фрагмента 1) вследствие более интенсивного перераспределения напряжений максимальные значения повреждаемости имеют место в точке L фрагмента 3 (рис. 8,а). При этом из-за интенсивного протекания процесса ползучести в точке В напряжения уменьшаются медленнее, чем в случае постоянного распре-

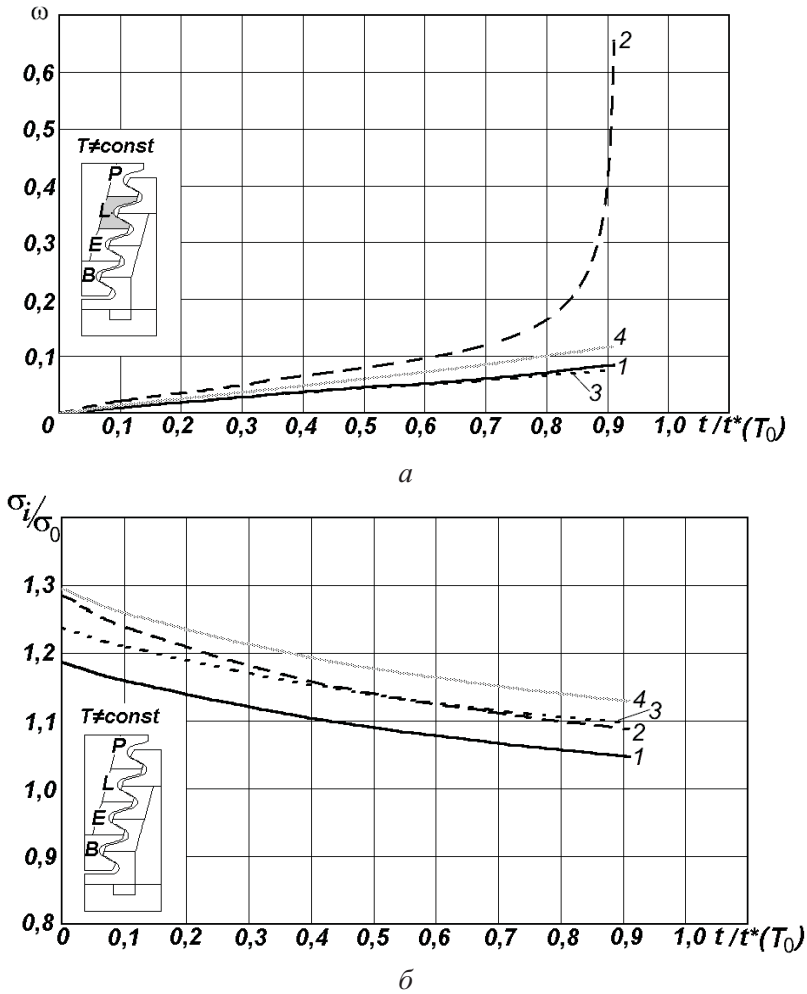


Рис. 8. Изменение параметра повреждаемости (а) и безразмерной интенсивности напряжений (б) в зависимости от времени при неравномерном распределении температуры с учетом зависимости значений констант уравнений ползучести (2) от температуры.

ления температуры (рис. 8,б). Указанные расхождения в характере процесса ползучести и эволюции напряженно-деформированного состояния приводят к соответствующему изменению величины ресурса. Для рассмотренного распределения температуры расчетный ресурс, определенный с учетом зависимости значений констант уравнений ползучести (2) от температуры, будет $t^*(T) = 0,91t^*(T_0)$.

Таким образом, исследования эволюции напряженно-деформированного состояния хвостовика лопатки стационарной газотурбинной установки при длительном силовом нагружении свидетельствуют о том, что определение расчетного ресурса хвостовика целесообразно проводить в двухмерной постановке в условиях плоского деформированного состояния. Показано, что учет влияния неравномерного распределения температуры на значения констант уравнений, описывающих физико-механические свойства материала при ползучести, позволяет уточнить основной ресурс на 9%.

Резюме

На основі напіваналітичного методу скінченних елементів із використанням підходів континуальної механіки руйнування визначено розрахунковий ресурс хвостовика лопатки газотурбінної установки під дією термосилового навантаження. Наведено порівняння розрахункових результатів, отриманих у плоскій і просторовій постановках. Показано необхідність урахування нерівномірного розподілу температури в перерізах хвостовика при визначенні розрахункового ресурсу в умовах повзучості.

1. Анищенко Г. О., Морачковский О. К. Обзор решений задач ползучести и разрушения елочных замковых соединений лопаток ГТД // Вестн. нац. техн. ун-та "ХПИ". – 2007. – № 38. – С. 8 – 13.
2. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
3. Гецов Л. Б. Ползучесть и длительная прочность металлических материалов. – Санкт-Петербург: Изд-во С.-П. политех. ун-та, 2005. – 52 с.
4. Грубин Н. А. Расчет на прочность елочного замка лопаток турбин. – М.: Машиностроение, 1970. – 184 с.
5. Львов Г. И., Лысенко С. В., Гораиш Е. Н. Прикладные задачи неизо-термической теории длительной прочности // Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – 2007. – № 11. – С. 71 – 78.
6. Лелюх Ю. И., Шевченко Ю. Н. О конечно-элементном решении пространственных задач термовязкоупругопластичности // Прикл. механика. – 2006. – 42, № 5. – С. 16 – 25.
7. Баженов В. А., Гуляр А. И. Полуаналитический метод конечных элементов в задачах нелинейной механики сплошной среды // Там же. – 2003. – 39, № 4. – С. 34 – 71.
8. Баженов В. А., Гуляр О. И., Пискунов С. О., Сахаров О. С. Напіваналітичний метод скінченних елементів в задачах руйнування просторових тіл. – Київ: КНУБА, 2005. – 298 с.
9. Баженов В. А., Гуляр А. И., Пискунов С. О., Шкрыль А. А. Определение ресурса лопатки газовой турбины с учетом разрушения // Пробл. проч-ности. – 2008. – № 5. – С. 28 – 36.
10. Баженов В. А., Гуляр А. И., Пискунов С. О., Андриевский В. П. Численное решение задач термовязкоупругопластичности и континуального разрушения пространственных призматических тел // Прикл. механика. – 2009. – 45, № 12. – С. 81 – 98.
11. Сухинин В. П., Фурсова Т. Н. Напряженно-деформированное состояние хвостовых соединений высоконагруженных лопаток паровых турбин // Вестн. нац. техн. ун-та "ХПИ". – 2010. – № 3. – С. 25 – 29.
12. Гецов Л. Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. – М.: Недра, 1996. – 591 с.

13. *Можаровский Н. С.* Приложение методов теории пластичности и ползучести к решению инженерных задач машиностроения. В 2 ч. – Киев: Вища шк., 1991. – 287 с.
14. *Сухинин В. П.* Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин // Пробл. машиностроения. – 2005. – 8, № 1. – С. 38 – 46.
15. *Мавлютов Р. Р.* Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций. – М.: Наука, 1981. – 141 с.
16. *Малинин Н. Н.* Расчеты на ползучесть машиностроительных конструкций. – М.: Машиностроение, 1981. – 221 с.
17. *Морачковский О. К.* О нелинейных задачах ползучести тел при воздействии быстро осциллирующего поля // Прикл. механика. – 1992. – 28, № 8. – С. 17 – 23.
18. *Блох В. И.* Теория упругости. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1964. – 483 с.
19. *Качанов Л. М.* Теория ползучести. – М.: Физматгиз, 1960. – 456 с.
20. *Работнов Ю. Н.* Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966. – 732 с.
21. *Голуб В. П.* Нелинейная механика континуальной поврежденности и ее приложение к задачам ползучести и усталости // Прикл. механика. – 2000. – 36, № 3. – 31 – 66.
22. *Сахаров А. С., Кислоцкий В. Н., Кирический В. В.* Метод конечных элементов в механике твердых тел. – Киев: Вища шк., 1982. – 479 с.
23. *Баженов В. А., Гуляр О. І., Пискунов С. О., Андрієвський В. П.* Вплив температурного навантаження на основний та додатковий ресурс лопатки газотурбінної установки // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2007. – Вип. 81. – С. 3 – 32.

Поступила 27. 09. 2011