

Рисунок 9 – Изменение перемещения  $x_1(t)$  (Начальное условие  $\beta(0) = 6^\circ$ )

**Выводы.** В работе приведены результаты расчета динамики автомобиля на основе нелинейной модели с 7 степенями свободы. Для расчета нелинейных форм колебаний использовался метод, предложенный в работах Пьера и Шоу. Результаты расчета форм колебаний, а также переходных процессов в подвеске, показали значительное влияние нелинейных характеристик пружин на колебательный процесс при значительных начальных отклонениях кузова.

**Список литературы:** 1. *Потенберг П.В.* Подвеска автомобиля. – М., Машиностроение, 1972. 2. *Гайнцори М.М., Машинковский Е.Ю.* К исследованию динамики системы «дорога-машина-человек». – М.: Машиноведение, 1968. 3. *D.Hrovat.* Optimal Active Suspension Structures for Quarter-car Vehicle Models. // Automatica. – Vol. 26, No. 5. – 1990. – P. 845-860. 4. *Semihä Turkyay, Huseyin Akcaay.* A study of random vibration characteristics of the quarter-car model // Journal of Sound and Vibration. – 282 (2005). – P. 111-124. 5. *Muhammad Haroon, Douglas E. Adams, Yiu Wah Luk, Aldo A. Ferri.* A time and frequency domain approach for identifying nonlinear mechanical system models in the absence of an input measurement // Journal of Sound and Vibration. – 283 (2005). – P. 1137-1155. 6. *Hyu-Jun Kim, Hyun Seok Yang, Young-Pil Park.* Improving the vehicle performance with active suspension using road-sensing algorithm // Computers and Structures. – 80 (2002). – P. 1569-1577. 7. *Lu, DePoyster.* Multiobjective optimal suspension control. // IEEE Transactions on control systems technology. – Vol. 10, No. 6. – November 2002. 8. *S.W.Shaw, C.Pierre.* Normal modes for non-linear vibratory systems // Journal of Sound and Vibration 164(1) (1993), P. 85-124. 9. *D.Jiang, C.Pierre, S.W.Show.* Large-amplitude non-linear normal modes of piecewise linear systems // Journal of Sound and Vibration. – 272. – 2004. – P. 869-891. 10. *В.Н. Карабан, А.С. Беломытцев.* Вынужденные колебания систем с конечным числом степеней свободы. – Киев, УМК ВО, 1990.

Поступила в редколлегию 21.04.2006

УДК 539.3

**О.К.МОРАЧКОВСКИЙ**, докт.техн. наук; **В.Н.СОБОЛЬ**; НТУ «ХПИ»

### **ДЛИТЕЛЬНАЯ ПРОЧНОСТЬ ДИСКА ТУРБИНЫ**

У статті розглянута постановка задачі і метод рішення задачі тривалої міцності диска турбіни. Для дисків постійної товщини і перемінного перетину, що ушкоджуються внаслідок повзучості, приведені результати розрахунків напружено-деформованого стану для різних моментів часу аж до руйнування. Проведено аналіз впливу форми перетину диска на час до руйнування.

The problem statement and solution method of creep-damage lifetime prediction for the turbine disk are presented in the paper. The creep-damage calculation results for the disks with constant thickness and variable section are given in the various time moments. The influence analyses of the disk section form on the rupture time have been done.

**1. Актуальность темы.** Вращающиеся диски являются важнейшим элементом многих машин. Поэтому расчеты прочности и долговечности дисков служат критерием получения высоких параметров работы машин, обеспечивая необходимый срок их службы. При таких расчетах в основном на диски действуют центробежные силы, возникающие при вращении. Определение напряженно-деформированного состояния от центробежных сил – главный этап в расчетах дисков.

В большинстве современных турбомашин турбинные диски и диски компрессоров высокого давления подвергаются действию высоких температур, с чем связано возникновение деформаций ползучести. Поэтому расчеты повреждающихся вследствие ползучести вращающихся дисков и анализ срока эксплуатации дисков турбин вплоть до разрушения – важная научно-техническая проблема.

**2. Анализ состояния и постановка проблемы.** Диски газовых и паровых турбин, работающие длительное время при высоких температурах и высоких нагрузках, как отмечено выше, испытывают деформации ползучести [1]. Зачастую в расчетах длительной прочности таких дисков пользуются моделями в виде круглых пластин переменной толщины с использованием гипотез жесткой нормали, а влияние ползучести учитывается лишь в рамках деформационной теории [1-4]. Однако такие предположения не позволяют достаточно точно исследовать кинетику напряженно-деформированного состояния дисков в процессе эксплуатации. Более того, как показывают экспериментальные [2] и численные [1] данные, напряженно-деформированное состояние в реальных дисках при ползучести носит явно выраженный пространственный характер.

В статье рассматривается длительная прочность диска турбины постоянного и переменного сечения. Для решения начально-краевой задачи повреждающегося вследствие ползучести диска используется вариационно-структурный метод для смешанного вариационного функционала и численный метод Рунге-Кутты-Мерсона, подробное описание которых рассмотрено в работах [5-7].

**3. Постановка и метод решения задачи.** Рассмотрим диск турбины, нагруженный центробежными силами и распределенной растягивающей силой  $p$  на наружном контуре. Материал диска – сплав ХН77ТЮР при температуре  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ , модуль упругости  $E = 1,67 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,3$ .

Вначале рассмотрим ползучесть диска турбины постоянной толщины. Геометрические параметры и значение распределенной нагрузки, заменяющей действие лопатки на обод диска, для такого случая примем равными: толщина  $h = 0,0216$  м,  $R_1 = 0,0765$  м,  $R_2 = 0,2379$  м,  $p = 122,6$  МПа. Частота вращения диска  $n = 11620$  об/мин, плотность материала  $\rho = 8200$  кг/м<sup>3</sup>.

В расчетах использованы кинетические уравнения ползучести и повреждаемости инкрементального типа, приведенные в работах [5-7]. Для данного уравнения принимаем значения материальных констант равными:  $B = 5,0 \cdot 10^{-18}$  МПа<sup>-n</sup>/ч;  $D = 5,09 \cdot 10^{-17}$  МПа<sup>-k</sup>/ч;  $n = k = 5$ ;  $l = m = 5,27$ ;  $r = 1$ ;  $\alpha = 0$ . Критическое значение параметра повреждаемости примем равным  $\omega_* = 0,9$ .

Параметры пространственно-временной дискретизации оказываются достаточными для обеспечения внутренней сходимости полученного решения и равны следующим значениям: начальный шаг интегрирования  $2 \cdot 10^{-4}$  часа, точности интегрирования параметра повреждаемости –  $eps = 10^{-5}$ , число точек дискретизации области принято равным 61 вдоль длины и по толщине диска. При удержании 8-ми базисных функций в структурах решений напряжений и перемещений значения функционалов для момента времени  $t_0 = 0$  часов практически совпадают и равны:  $\frac{I_R}{2\pi} \approx \frac{I_L}{2\pi} \approx \frac{I_C}{2\pi} \approx -715.42$  Дж.

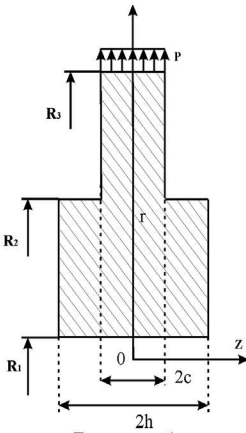


Рисунок 1

Далее рассмотрим ползучесть диска турбины переменного сечения, модель которого представлена на рис. 1. Материал диска, физико-механические параметры и значение распределенной нагрузки для такого случая оставим неизменными. Геометрические параметры примем равными:  $2h = 0,06$  м,  $2c = 0,0263$  м,  $R_1 = 0,0765$  м,  $R_2 = 0,1425$  м,  $R_3 = 0,2379$  м. При этом следует отметить равенство площадей поперечного сечения и объемов дисков постоянного и переменного сечения.

Число точек дискретизации области выберем равным 64 точкам вдоль длины и 128 точкам по толщине диска. В структурах решений удержано 5 базисных функций.

Для удовлетворения всех граничных условий структуры решения для данной задачи были приняты в виде:

$$\begin{aligned} \sigma_{rr}(r, z) &= -pw_1(r)w_2(r) + w_1(r)w_3(r)\Omega_{r_1}(r, z) \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N A_{ij}^{(1)} R_i(r) Z_j(z); \\ \sigma_{\theta\theta}(r, z) &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N A_{ij}^{(2)} R_i(r) Z_j(z); \quad \sigma_{zz}(r, z) = \omega_h(z)\Omega_{r_2}(r, z) \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N A_{ij}^{(3)} R_i(r) Z_j(z); \\ \sigma_{zr}(r, z) &= \omega_h(z)w_1(r)w_3(r)\Omega_{r_1}(r, z)\Omega_{r_2}(r, z) \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N A_{ij}^{(4)} R_i(r) \bar{Z}_j(z); \quad (1) \\ U_r(r, z) &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N A_{ij}^{(5)} R_i(r) Z_j(z); \quad U_z(r, z) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N A_{ij}^{(6)} R_i(r) \bar{Z}_j(z), \\ \text{где } w_1 &= \frac{r-R_1}{R_3-R_1}; \quad w_2 = \frac{r-R_2}{R_3-R_2}; \quad w_3 = \frac{r-R_3}{R_1-R_3}; \quad \omega_h = 1 - \frac{z^2}{h^2}; \quad \omega_c = 1 - \frac{z^2}{c^2}; \end{aligned}$$

$$w_{23} = \left(1 - \frac{r}{R_2}\right) \left(1 - \frac{r}{R_3}\right); \quad \Omega_{r21} = w_2 + \omega_c + \sqrt{w_2^2 + \omega_c^2}; \quad \Omega_{r22} = w_{23} + \omega_c + \sqrt{w_{23}^2 + \omega_c^2}.$$

**4. Результаты расчета.** Рассмотрим результаты расчета повреждающегося вследствие ползучести диска турбины вплоть до разрушения постоянного и переменного сечения.

Для диска постоянной толщины на рис. 2 представлены распределения радиальных напряжений для различных моментов времени:  $t_0 = 0$  ч. – время соответствующее упругому деформированию диска,  $t_1 = 80$  ч. – время соответствующее достижению параметра повреждаемости значения  $\omega = 0,3$ . Время до разрушения диска, при котором параметр повреждаемости равен  $\omega_* = 0,9$ , составляет  $t_3 = 125$  ч. Следует заметить, что можно ограничиться исследованиями до момента времени  $t_2 = 80$  часа, так как в дальнейшем перераспределение напряжений практически не происходит.

Из анализа рис. 2 можно сделать вывод, что рост деформаций ползучести в значительной мере влияет на перераспределение радиальных напряжений вдоль радиуса диска. Аналогично на рис. 3 представлены распределения окружных напряжений в сечении диска.

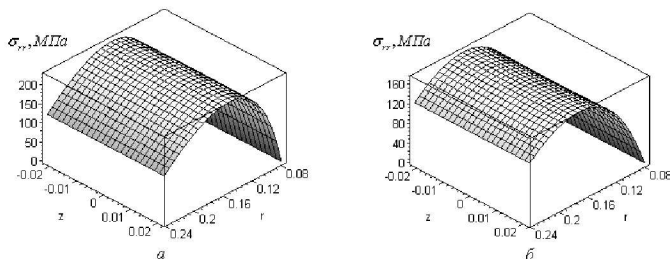


Рисунок 2 – Перераспределения радиальных напряжений: а)  $t_0 = 0$  ч; б)  $t_1 = 80$  ч

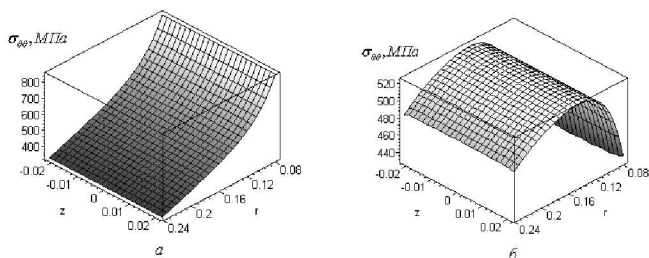


Рисунок 3 – Перераспределения окружных напряжений: а)  $t_0 = 0$  ч; б)  $t_1 = 80$  ч

Как и для случая радиальных напряжений, рост деформаций ползучести приводит к значительному перераспределению окружных напряжений вдоль длины диска. Особенно сильно происходит изменение окружных напряжений

на внутреннем и внешнем радиусе диска.

Наблюдается также рост осевых и радиальных перемещений по всему сечению диска. Значения окружных и осевых напряжений незначительны и со временем практически не изменяются.

Приведенные выше результаты расчетов позволяют оценить влияние роста деформаций ползучести на изменение напряженно-деформированного состояния в процессе работы диска, сделать прогноз срока службы диска вплоть до разрушения.

Рассмотрим результаты расчета диска переменного сечения (см. рис. 1) повреждающегося вследствие ползучести. Для такого случая на рис. 4 представлены распределения радиальных напряжений в сечении диска при  $R_1 \leq r \leq R_2$  и  $-h \leq z \leq h$ , а на рис. 5 при  $R_2 \leq r \leq R_3$  и  $-c \leq z \leq c$  для моментов времени:  $t_0 = 0$  ч.,  $t_1 = 283$  ч. Время до разрушения диска составляет  $t_2 = 342$  ч. Перераспределение радиальных напряжений в данном сечении происходит незначительно. Наблюдается понижение уровня напряжений в средней части диска.

На рис. 6 и рис. 7 представлены распределения окружных напряжений.

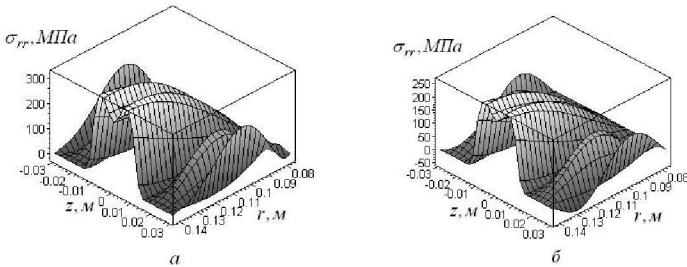


Рисунок 4 – Распределения  $\sigma_{rr}$  ( $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $-h \leq z \leq h$ ): а)  $t_0 = 0$  ч; б)  $t_1 = 283$  ч

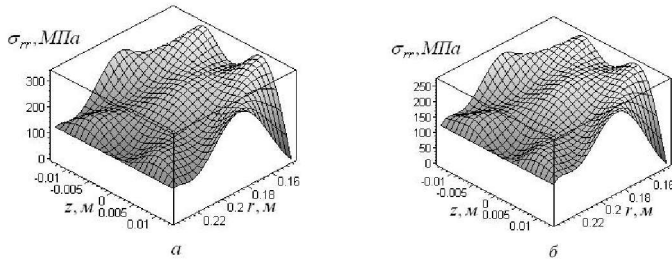


Рисунок 5 – Распределения  $\sigma_{rr}$  ( $R_2 \leq r \leq R_3$ ,  $-c \leq z \leq c$ ): а)  $t_0 = 0$  ч; б)  $t_1 = 283$  ч

Следует отметить падение уровня и нелинейное перераспределение окружных напряжений с течением времени. Перераспределение осевых и касательных напряжений практически не происходит. При этом уровень этих напряжений не превышает 40 МПа. Радиальные перемещения возрастают в 7 раз по сравнению с начальными (упругими) перемещениями. Осевые перемещения возрастают практически в 10 раз.

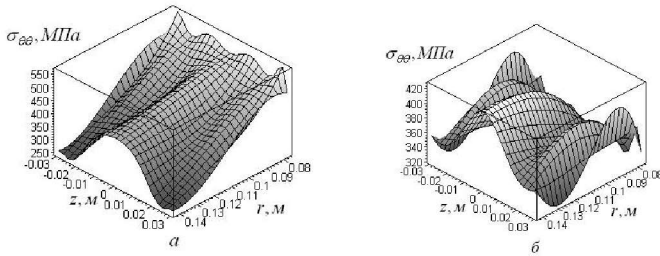


Рисунок 6 – Перераспределения  $\sigma_{00}$  ( $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $-h \leq z \leq h$ ): а)  $t_0 = 0$  ч; б)  $t_1 = 283$  ч

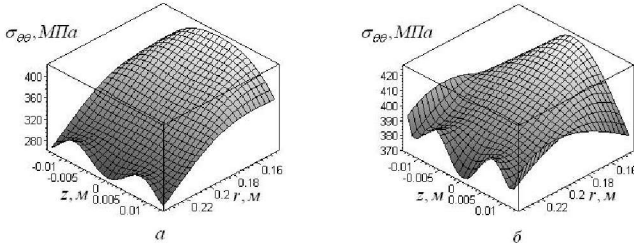


Рисунок 7 – Распределения  $\sigma_{00}$  ( $R_2 \leq r \leq R_3$ ,  $-c \leq z \leq c$ ): а)  $t_0 = 0$  ч; б)  $t_1 = 283$  ч

**5. Заключение.** В статье представлена постановка задач и приведены численные данные расчета ползучести диска турбины переменного и постоянного сечения.

Анализ полученных результатов расчета диска переменного сечения позволяет сделать вывод о значительном влиянии на время до разрушения формы сечения. Пренебрежение формой сечения может привести к заниженным оценкам времени до разрушения вследствие ползучести. Приведенные выше результаты расчетов позволяют также оценить влияние роста деформаций ползучести на изменение напряженно-деформированного состояния в процессе работы диска турбины, спрогнозировать срок его службы вплоть до разрушения.

**Список литературы:** 1. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с. 2. Напряжения и деформации в деталях паровых турбин / Под ред. А.Н.Подгорного. – Киев: Наук. Думка, 1978. – 275 с. 3. Ползучесть элементов машиностроительных конструкций / Подгорный А.Н., Бортовой В.В., Гонтаровский П.П. и др.; под ред. А.Н.Подгорного. – Киев: Наукова думка, 1984. – 264 с. 4. Трояновский Б.М., Фицтов Г.А., Булкин А.Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с. 5. Морачковский О.К., Соболь В.Н. Метод решения задач ползучести тел на основе смешанного вариационного принципа // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2003. – № 12, т. 1. – 193 с. 6. Морачковский О.К., Соболь В.Н. Исследования сходимости решений задач ползучести тел вращения вариационным методом // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 20. – 162 с. 7. Ромашов Ю.В., Соболь В.Н. Расчеты повреждающихся при ползучести толстостенных цилиндров // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 47. – 144 с.

Поступила в редколлегию 27.04.2006