

Расчетная оценка длительной прочности дисков ротора паровой турбины

Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин, Н. Г. Гармаш

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

Приведены результаты расчетов в трехмерной постановке кинетики напряженного состояния и накопления рассеянных повреждений в зоне разгрузочных отверстий дисков ротора паровой турбины при ползучести в течение 400 тыс. ч. Показано, что зоны разгрузочных отверстий дисков первых двух ступеней являются наиболее напряженными, и материал в этих местах повреждается интенсивнее, чем у поверхности осевого канала.

Ключевые слова: ротор, разгрузочные отверстия, ползучесть, повреждаемость материала, длительная прочность.

Зоны разгрузочных отверстий дисков первых двух ступеней цельнокованных роторов цилиндров высокого (ЦВД) и среднего (ЦСД) давления паровых турбин наряду с поверхностью осевого канала, придисковыми галтелями и галтелями хвостовых соединений, термокомпенсационными канавками концевых и диафрагменных уплотнений принято считать наиболее опасными с точки зрения исчерпания ресурса. Именно в этих местах чаще всего происходит повреждение роторов [1, 2]. Из-за серьезности последствий разрушения наибольшую опасность представляет высокотемпературная зона осевого канала. При оценке ресурса роторов особое внимание уделяется термокомпенсационным канавкам и придисковым галтелям, так как металл в этих зонах работает в жестких условиях, повреждаясь как вследствие ползучести, так и термической усталости на нестационарных режимах. В отраслевом руководящем документе [3] в части, регламентирующей расчетные исследования по определению полного и остаточного ресурса роторов паровых турбин, зона разгрузочных отверстий не рассматривается.

Анализ результатов проведенных расчетов показывает, что у поверхности осевого канала, в зонах разгрузочных отверстий и в ободах дисков в месте паровпуска повреждения накапливаются в основном по механизму ползучести на стационарных режимах работы. В этих зонах целесообразно определять статическую длительную прочность, руководствуясь отраслевыми стандартами [4, 5], в которых установлены коэффициенты запаса по номинальным расчетным эквивалентным напряжениям по отношению к пределу длительной прочности.

Из высоконапряженных зон роторов малоисследованной является зона разгрузочных отверстий. При определении напряженно-деформированного состояния (НДС) разгрузочные отверстия рассматриваются как концентраторы, и местные напряжения для них рекомендуется [4] определять с использованием номинальных окружных и радиальных напряжений, полученных из решения плоской задачи термоупругости для дисков, или посредством осред-

ненных по толщине значений, установленных из решения осесимметричной задачи. При этом, согласно [3], коэффициент запаса по длительной прочности $n_{д.п}$ для этой зоны рекомендуется снижать с 1,5 до 1,35 (на 10%).

В работе [6] проводилась оценка длительной прочности ротора среднего давления турбины К-300-240 ЛМЗ в зоне разгрузочного отверстия диска I ступени ($T = 525^\circ\text{C}$) в соответствии с рекомендациями [4]. Показано, что расчетные запасы прочности больше нормативных при 100 и 200 тыс. ч эксплуатации. Однако расчетные данные, полученные при исследованиях кинетики НДС и повреждаемости роторов в зоне разгрузочных отверстий при ползучести в трехмерной постановке, отсутствуют [4, 6].

В данной работе на основании предложенной методики расчета термонапряженного состояния конструкций в трехмерной постановке [7, 8] проанализированы кинетика НДС и накопление рассеянных повреждений в высокотемпературной части ротора ЦСД паровой турбины К-300-240-2 ХТГЗ при ползучести в течение 400 тыс. ч.

На рис. 1 в аксонометрической проекции представлен рассматриваемый фрагмент ротора, включающий две первые ступени диска (I и II). Диски имеют по семь равномерно расположенных в окружном направлении отверстий, поэтому для расчета выбран сектор с углом раствора $\varphi = \pi/7$. На меридиональных плоскостях $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi/7$ заданы условия симметрии: перемещения в окружном направлении u_φ и касательные напряжения $\tau_{r\varphi}$, $\tau_{z\varphi}$ равны нулю.

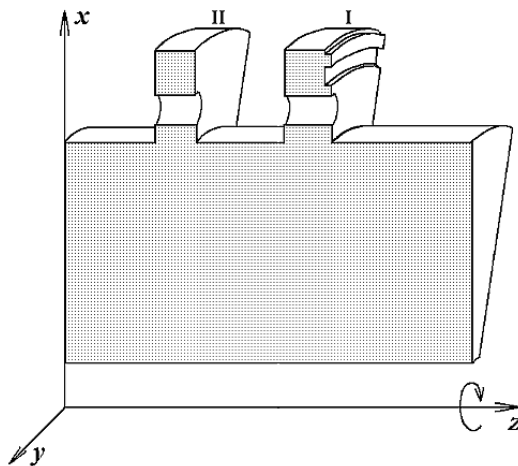


Рис. 1. Фрагмент ротора ЦСД паровой турбины К-300-240-2 ХТГЗ.

Принято, что ротор равномерно нагрет до температуры 525°C и вращается с частотой 50 Гц. По поверхностям ободов дисков приложена радиальная нагрузка интенсивностью 34,25 МПа (I ступень) и 40,13 МПа (II ступень), моделирующая центробежную нагрузку от лопаточного аппарата. Материал ротора – сталь 20Х3МВФ (ЭИ415).

На рис. 2 показана дискретизация на конечные элементы двух сечений фрагмента ротора, проходящих через зону разгрузочного отверстия, в которой наблюдаются максимальные деформации ползучести и накапливается значительное повреждение материала.

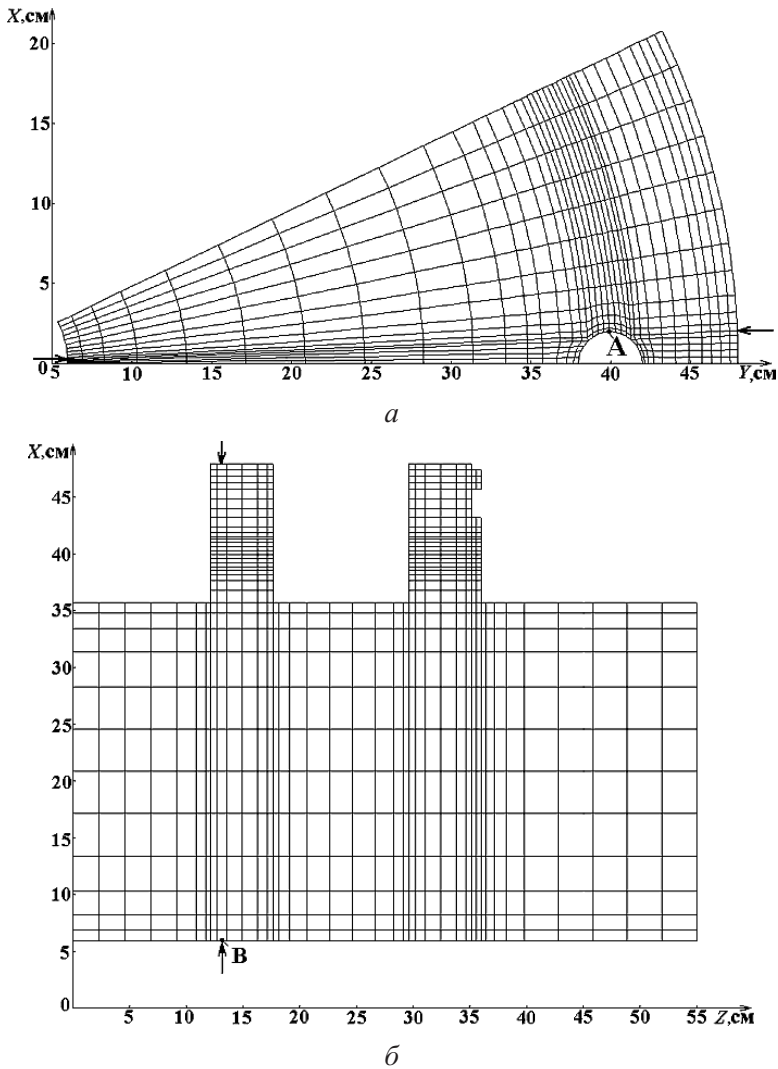


Рис. 2. Сечения фрагмента ротора, проходящие через центры конечных элементов слоев (указаны стрелками): *a* – сечение соответствует слою конечных элементов, отмеченному стрелками на рис. 2,б; *б* – сечение отвечает слою, указанному стрелкой на рис. 2,а.

Моделирование высокотемпературной ползучести осуществляется с помощью уравнений теории типа течения с анизотропным упрочнением, дополненных кинетическими уравнениями повреждаемости материала [8]:

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \lambda(s_i, \omega, T)s'_{ij}; \quad (1)$$

$$\dot{\rho}'_{ij} = \frac{2}{3}H(\sigma_i)\dot{\varepsilon}_{ij} - \mu(\rho_i, \omega, T)\rho'_{ij}; \quad (2)$$

$$\dot{\omega} = \frac{\sigma_{ij}\dot{\varepsilon}_{ij}}{A_*(\sigma_i, T)}, \quad 0 \leq \omega \leq 1; \quad (3)$$

$$\dot{\psi}_v = \frac{Q(\sigma_e)}{(1-\omega)^{\alpha(\sigma_i)}} \exp(k\sigma_e) \exp(\delta T), \quad 0 \leq \psi_v \leq 1, \quad (4)$$

где

$$\lambda = \frac{3a}{2s_i(1-\omega)^{\alpha(\sigma_i)}} \exp(\beta s_i) \exp(\gamma T); \quad \mu = \frac{b}{\rho_i(1-\omega)^{\alpha(\sigma_i)}} \exp(\beta \rho_i) \exp(\gamma T);$$

$\dot{\epsilon}_{ij}$ – тензор деформаций ползучести; σ_{ij} , s_{ij} , ρ_{ij} – тензоры полных, активных и добавочных напряжений соответственно ($\sigma_{ij} = s_{ij} + \rho_{ij}$); σ_i , s_i , ρ_i – интенсивности соответствующих напряжений; ω , ψ_v – скалярный и векторный параметры, которые отражают соответственно внутри- и межзеренное накопление повреждений и принимают значения в интервале $[0, 1]$; A_* – удельная энергия вязкого разрушения; σ_e – эквивалентное напряжение, действующее на площадке с нормалью v ; T – температура. Функции $H(\sigma_i)$, $Q(\sigma_e)$, $\alpha(\sigma_i)$ и константы a , b , β , γ , δ определяются по экспериментальным данным [8]. Точка над символом в уравнениях (1)–(4) обозначает дифференцирование по времени t . Штрихом отмечены девиаторы напряжений.

В качестве эквивалентного напряжения, входящего в уравнение (3), принята комбинация максимального главного напряжения σ_1 и σ_i по критерию Писаренко–Лебедева [9]

$$\sigma_e = \delta \sigma_1 + (1 - \delta) \sigma_i, \quad (5)$$

где $\delta = 0,125$. Эквивалентное напряжение в виде (5) учитывает жесткость напряженного состояния и зависимость охрупчивания материала от вида напряженного состояния.

Уравнения (1)–(4) позволяют учитывать направленный характер упрочнения материала, термическое разупрочнение, явление обратной ползучести и накопление рассеянных повреждений, приводящих преимущественно к вязкому, хрупкому или смешанному разрушению [8, 10].

Ввиду отсутствия данных по ползучести стали ЭИ415 в расчетах использовались сведения о стали 25Х1М1ФА (Р2МА) [5, 6, 11], что допускается нормативным документом [4]. Кривые ползучести стали Р2МА при температуре 525°С, построенные с помощью уравнений (1)–(3), приведены на рис. 3.

Константы материала, входящие в уравнения (1)–(4), получены с помощью специального программного обеспечения [12] и имеют следующие значения: $a = 2,4 \cdot 10^{-10} \text{ ч}^{-1}$; $b = 9,6 \cdot 10^{-5} \text{ МПа} \cdot \text{ч}^{-1}$; $\beta = 0,05263 \text{ МПа}^{-1}$; $k = 2,36 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}^{-1}$; $\gamma = \delta = 0$. В зависимостях (1), (2) для сдвиговых компонент величины λ и β делятся на $\sqrt{3}$, μ умножается на $\sqrt{3}$ в соответствии с неравноправностью компонент [10], при этом в три раза увеличивается коэффициент при функции $H(\sigma_i)$. Значения параметров уравнений (1)–(4) приведены в таблице.

Из представленных на рис. 3 результатов следует, что при напряжениях выше 171 МПа разрушение носит преимущественно вязкий характер. При напряжениях меньше 100 МПа, имеющих место в высокотемпературных областях роторов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-300-240-2 ХТГЗ на уста-

новившейся стадии ползучести [13], сталь разрушается хрупко. При напряжениях, близких к 160 МПа, согласно [14], кривые длительной прочности имеют перелом, и разрушение носит смешанный характер. При напряжениях 100 МПа и ниже при температуре 525°С время до разрушения, согласно [6, 11, 14], превышает 10^6 ч.

Зависимость параметров уравнений (1)–(4) от напряжения

Параметры	σ_i , МПа, равное					
	75	100	159	171	200	300
$H \cdot 10^{-4}$, МПа	2,5	2,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$A_* \cdot 10^{-6}$, Дж/м ³	2,17	3,00	4,80	5,30	6,40	13,20
α	0,15	0,15	0,20	0,40	2,20	4,50
$Q \cdot 10^8$, ч ⁻¹	5,0	5,7	10,0	14,2	4,0	4,0

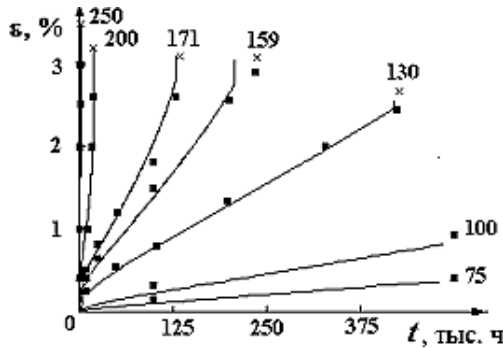


Рис. 3. Кривые ползучести стали P2MA при температуре 525°С: ■ – задаваемые значения деформаций ползучести, определенные по данным испытания образцов [11]; × – значения деформаций при вязком разрушении, используемые в данной работе.

На рис. 4 показаны линии равных уровней интенсивности напряжений σ_i в рассматриваемых сечениях ротора (рис. 2) в начальный момент времени. Видно, что в зоне разгрузочных отверстий интенсивность напряжений выше, чем у поверхности осевого канала. Расхождение в максимальных значениях σ_i достигает 10 МПа. Благодаря большей лопаточной нагрузке более напряженным оказывается диск II ступени с распределением σ_i , близким к однородному по толщине.

В диске I ступени напряжения распределяются неравномерно по толщине из-за изгиба, вызванного смещением лопаточной нагрузки относительно его срединной плоскости. Отметим, что в зоне разгрузочных отверстий радиальные напряжения σ_r доминируют в величине интенсивности напряжений, у поверхности осевого канала – окружные напряжения σ_θ . Так, у поверхности разгрузочных отверстий диска II ступени, где интенсивность напряжений максимальна, $\sigma_r = 132$ МПа, $\sigma_\theta = 0$, у поверхности осевого канала под этим диском – $\sigma_r = 0$, $\sigma_\theta = 125$ МПа. Осевые напряжения в этих зонах близки к нулю.

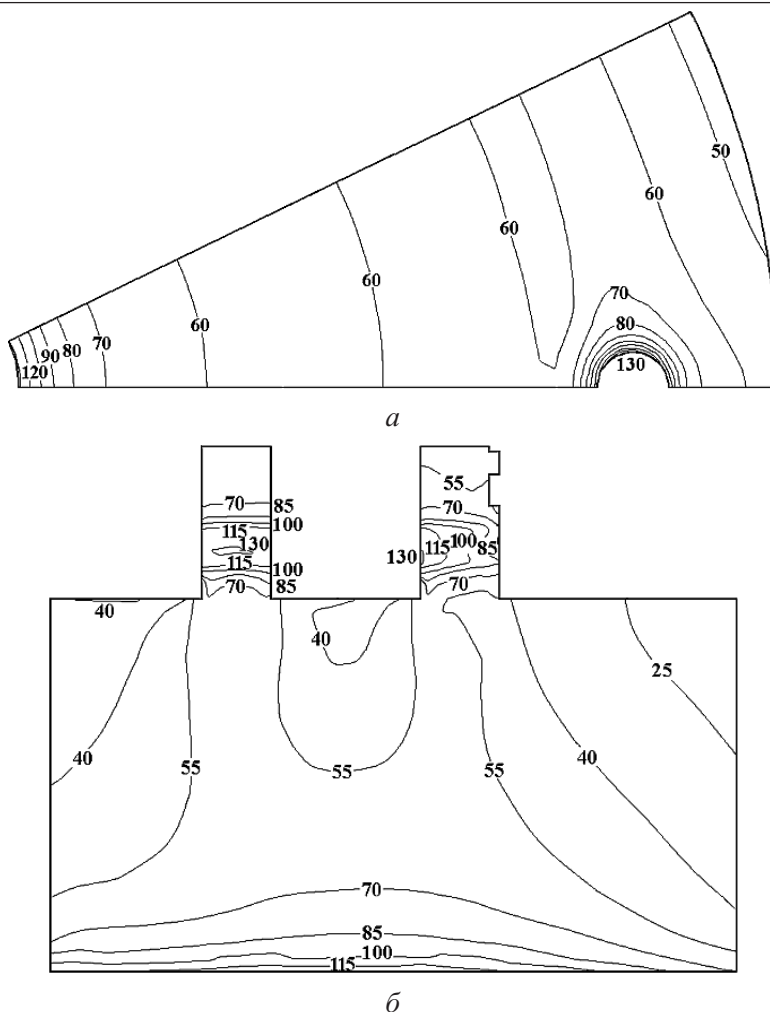


Рис. 4. Изолинии интенсивности напряжений σ_i , МПа, в начальный момент времени.

Со временем зоны разгрузочных отверстий становятся менее напряженными. После 400 тыс. ч эксплуатации максимальные значения интенсивности напряжений $\sigma_{i\max}$ уменьшаются с 131 до 91 МПа (30,5%), на расточке – с 121 до 86 МПа (29%). На рис. 5 показано изменение во времени σ_i , ψ , ω в исследуемых зонах ротора.

Из полученных результатов следует, что процесс релаксации напряжений протекает интенсивнее в первые 10 тыс. ч работы на стационарном режиме. За это время значения $\sigma_{i\max}$ уменьшается на 27%, а распределение интенсивности напряжений в рассматриваемых сечениях подобно распределению в начальный момент времени (рис. 4), однако вблизи поверхности разгрузочных отверстий распределение σ_i отличается от такового в начальный момент времени (рис. 6). Наблюдаются две области с максимальными значениями σ_i , близкими к 93 МПа. Сдвиг максимума σ_i из т. А (рис. 2) вдоль окружности происходит в первые 5 тыс. ч работы и объясняется интенсивной релаксацией максимальных напряжений.

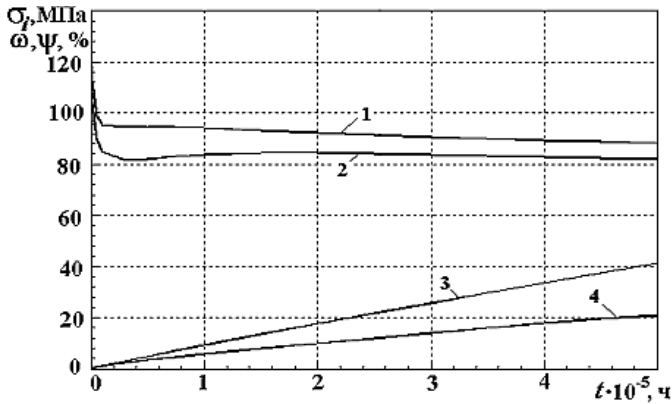


Рис. 5. Изменение во времени величин σ_i в т. А (1) и т. В (2), а также ψ в т. А (3) и ω в т. А (4) (рис. 2).

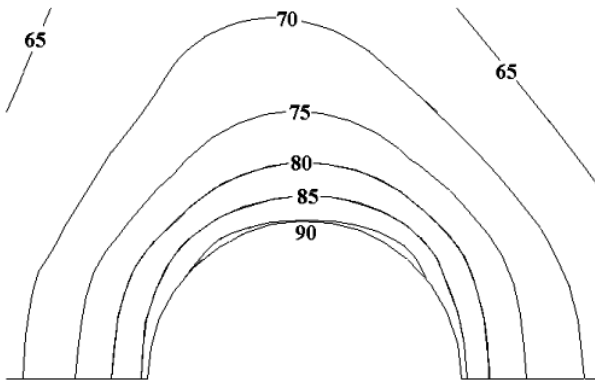


Рис. 6. Изолинии σ_i , МПа, в зоне разгрузочных отверстий после 400 тыс. ч эксплуатации.

Для оценки длительной прочности исследуемых зон ротора воспользуемся рекомендованными [3] коэффициентами запаса по длительной прочности, пределом длительной прочности $\sigma_{д.п}$ стали Р2МА при 525°С [11, 13] и полученными максимальными значениями интенсивности напряжений. Определим текущий коэффициент запаса n как отношение $\sigma_{д.п}$ к $\sigma_{i \max}$. Принимая при 400 тыс. ч $\sigma_{д.п} = 135$ МПа [11], получаем для зоны разгрузочных отверстий $\sigma_{i \max} = 93$ МПа, $n = 1,45$ ($n_{д.п} = 1,35$), для расточки вала — $\sigma_{i \max} = 86$ МПа, $n = 1,57$ ($n_{д.п} = 1,5$). Таким образом, для обеих зон требования [3] выполняются.

Зона разгрузочных отверстий в течение всего рассматриваемого периода времени остается более напряженной и в ней активнее протекают процессы ползучести и повреждаемости материала, чем в зоне осевого канала.

На рис. 7 показано распределение интенсивности деформаций ползучести ε_i^c в рассматриваемых сечениях ротора после 400 тыс. ч работы. Изолинии ε_i^c и σ_i (рис. 4) в начальный момент времени подобны. Наиболее интенсивно материал ползет в зоне разгрузочных отверстий диска II ступени. В т. А (рис. 2) интенсивность деформаций ползучести ε_i^c достигает максимума (0,6%), а на расточке ротора в т. В она равна 0,5% или меньше.

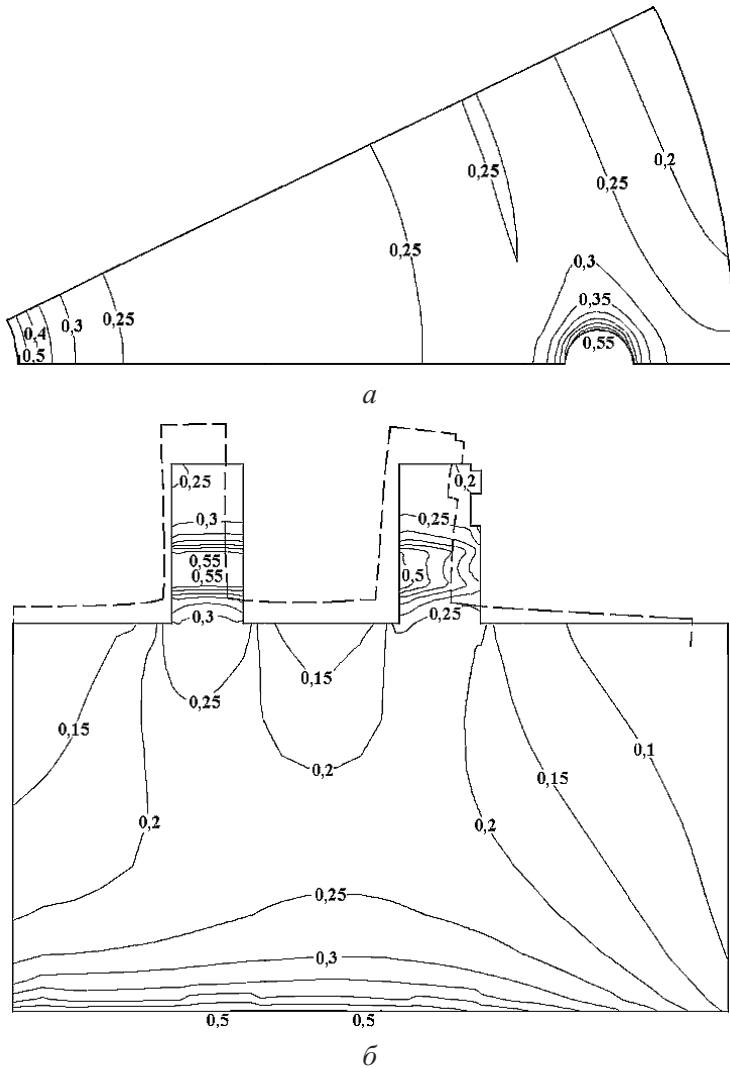


Рис. 7. Изолинии интенсивности деформаций ползучести ε_i^c , %, после 400 тыс. ч эксплуатации. (Штрихом отмечены перемещения меридионального сечения фрагмента ротора, увеличенные в 50 раз.)

Окружная деформация ползучести на расточке не превышает 0,5%, что удовлетворяет требованиям [3]. Согласно [3], в этой зоне не должно нарушаться условие $\varepsilon_\theta^c \leq 0,8\%$ для роторов из стали ЭИ415 при длительности эксплуатации больше 200 тыс. ч.

Накапливаемые повреждения ротора вследствие ползучести незначительны. Скалярный параметр ω на расточке ротора достигает 0,16 (на рис. 2 т. В), у отверстий диска II ступени (т. А) – 0,19, а векторный параметр ψ принимает значения соответственно 0,3 и 0,33. Изолинии параметров повреждаемости ω и ψ в зоне разгрузочных отверстий диска II ступени приведены на рис. 8. Видно, что изолинии ω подобны изолиниям ε_i^c (рис. 7), поскольку скорость накопления межзеренных повреждений определяется интенсивнос-

тью процесса ползучести материала. Векторный параметр ψ у отверстий диска II ступени имеет, как и интенсивность напряжений, максимальные значения (0,36), смещенные от т. А в обе стороны, и в этих местах следует ожидать зарождение трещин отрыва.

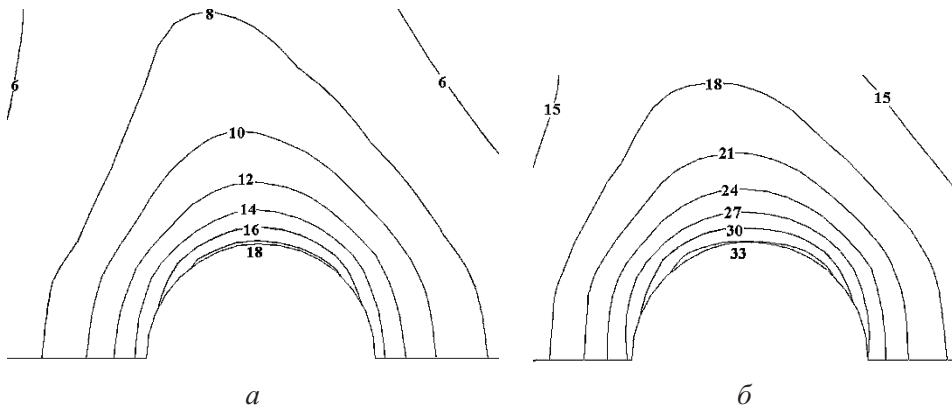


Рис. 8. Изолинии параметров повреждаемости ω (а) и ψ (б) в зоне разгрузочных отверстий диска II ступени.

Изменение во времени параметров ψ и ω в т. А показано на рис. 5 (кривые 3 и 4). Из полученных результатов видно, что расчетный ресурс длительной прочности ротора, определяемый хрупким разрушением, составляет 230 тыс. ч, а определяемый вязким разрушением – 460 тыс. ч при принятом коэффициенте запаса по поврежденности, равном пяти [3].

Таким образом, анализ кинетики пространственного напряженного состояния фрагмента ротора паровой турбины на основании разработанной методики и созданного программного обеспечения свидетельствует, что зона разгрузочных отверстий диска II ступени является наиболее напряженной в течение всего времени работы. Материал в этой зоне повреждается интенсивнее, чем у поверхности осевого канала под этой ступенью, а поврежденность носит преимущественно межзеренный характер, поэтому следует ожидать, что разрушение ротора будет хрупким.

Резюме

Наведено результати розрахунків у тривимірній постановці кінетики напруженого стану і накопичення розсіяних пошкоджень у зоні розвантажувальних отворів дисків ротора турбіни при повзучості протягом 400 тис. годин. Показано, що зони розвантажувальних отворів дисків перших двох ступенів є найбільш напруженими, і матеріал у цих місцях пошкоджується інтенсивніше, ніж біля поверхні осевого каналу.

1. Резинских В. Ф., Гладштейн В. И., Авруцкий Г. Д. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 296 с.

2. Резинских В. Ф., Гинзбург Э. С., Клынина А. М. и др. Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений проточной части турбин. – М.: ВТИ, 1993. – 131 с.
3. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М.: АООТ “ВТИ”, 1996. – 153 с.
4. ОСТ 108.020.109-82. Турбины паровые стационарные. Расчет на статическую прочность дисков и роторов. – М.: НПО ЦКТИ, 1983. – 22 с.
5. ОСТ 108.021.07.84. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток. – М.: НПО ЦКТИ, 1984. – 21 с.
6. Костюк А. Г., Трухний А. Д. Прочность цельнокованых роторов турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт производства ЛМЗ при длительном статическом нагружении // Теплоэнергетика. – 2004. – № 10. – С. 45 – 52.
7. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Матюхин Ю. И., Гармаи Н. Г. Моделирование кинетики трехмерных термомеханических полей в элементах турбомашин // Вібрації в техніці та технологіях. – 2004. – 38, № 6. – С. 26 – 30.
8. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Матюхин Ю. И. Оценка длительной прочности роторов паровых турбин на основе анализа рассеянных повреждений // Пробл. машиностроения. – 2007. – 10, № 4. – С. 71 – 81.
9. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Сопротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии. – Киев: Наук. думка, 1969. – 212 с.
10. Хажинский Г. М. О теории ползучести и длительной прочности металлов // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1971. – № 6. – С. 29 – 36.
11. Анализ и обобщение служебных характеристик роторной стали 25X1M1ФА (P2MA) в исходном состоянии. Работа № 510-1917 / ПО ЛМЗ, СКБ “Турбина.” – Л., 1986. – 102 с.
12. Гонтаровский П. П., Матюхин Ю. И., Морачковский О. К. Получение констант теории ползучести, учитывающей начальную и деформационную анизотропию. – Харьков, 1979. – 26 с. – (Препр. АН УССР, Ин-т пробл. машиностроения. – № 111).
13. Шульженко Н. Г., Матюхин Ю. И., Гонтаровский В. П. О длительной прочности высокотемпературной зоны осевого канала роторов паровых турбин // Пробл. машиностроения. – 2002. – 5, № 1. – С. 9 – 16.
14. Ланин А. А., Балина В. С. Жаропрочные металлы и сплавы: справочные материалы. – СПб.: Энерготех, 2006. – 224 с.

Поступила 12. 05. 2009