



9. *Лычев С.А., Сайфутдинов Ю.Н.* Уравнения движения трехслойной вязкоупругой сферической оболочки // Вест. Самар. гос. ун-та. Естественно-научная сер. 2005. № 6(40). С. 70–88.
10. *Gurtin M.E.* Variational principles for linear initial-value problems // *Quart. Appl. Math.* 1964. № 22. P. 252–256.
11. *Gurtin M.E.* Variational principles for linear elastodynamics // *Archive for Rational Mechanics and Analysis.* 1964. V. 16, № 1. P. 34–50.
12. *Tonti E.* On the variational formulation for linear initial value problems // *Annali di Matematica Pura ed Applicata.* 1973. V. 95, № 1. P. 231–259.
13. *Belli G., Morosi C.* A variational principle for the dynamic problem of linear coupled thermoelasticity // *Meccanica.* 1974. V. 9, № 4. P. 239–243.
14. *Manzhurov A.V., Lychev S.A.* Mathematical modeling of growth processes in nature and engineering: A variational approach // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2009. V. 181, 012018. 8 pp.
15. *Михлин С.Г.* Вариационные методы в математической физике. М.: Наука, 1970. 512 с.
16. *Микушинский Я.* Операторное исчисление. М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1956. 366 с.
17. *Пелех Б.Л.* Теория оболочек с конечной сдвиговой жесткостью. Киев: Наукова думка, 1973. 248 с.
18. *Кильчевский Н.А.* Основы аналитической механики оболочек. Киев: Изд-во АН УССР, 1963. 253 с.
19. *Григолюк Э.И., Селезов И.Т.* Неклассические теории колебаний стержней, пластин и оболочек (Механика твердых деформируемых тел, т. 5). М.: ВИНТИ, 1973. 272 с.
20. *Kovalev V.A., Lychev S.A.* Nonstationary vibrations of 3-layered thermoviscoelastic thin-walled structures // *Proceedings of the XXXVII Summer School-Conference «Advanced Problems in Mechanics».* St.Peterburg, 2009. P. 380–388.
21. *Kovalev V., Lychev S.* Nonsymmetric finite integral transformations and their application in thermoviscoelasticity // *Proceedings MATHMOD-09, Vienna. ARGESIM Reports № 35.* Vienna, 2009. P. 2604–2607.

УДК 621.165:539.4

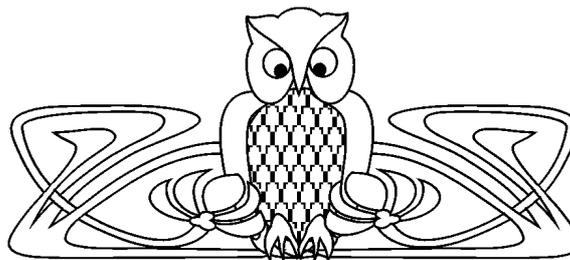
ОБОСНОВАНИЕ ВАРИАНТОВ РЕМОНТНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НАСАДНЫХ ДИСКОВ ТУРБИНЫ ПО ПАРАМЕТРАМ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

В.Н. Шлянников, Р.Р. Яруллин

Исследовательский центр проблем энергетики Казанского
научного центра РАН
E-mail: shlyannikov@mail.ru, yarullin_r@mail.ru

Рассмотрено напряженно-деформированное состояние (НДС) насадного диска ротора турбины ВТ-50 для эксплуатационных условий нагружения при воздействии контурной нагрузки и натяга от посадки диска на вал. В результате численного расчета в трехмерной упруго-пластической постановке определены основные высоконагруженные зоны диска. По параметрам НДС дана сравнительная оценка вариантов изменения геометрии диска за счет удаления поврежденного материала в области продольного шпоночного паз.

Ключевые слова: диск турбины, шпоночный паз, ремонтные технологии, напряженно-деформированное состояние, остаточная долговечность.



Repair Technology Basis of Turbine Disks by Using Stress-Strain State Parameters

V.N. Shlyannikov, R.R. Yarullin

Research Center of Power Engineering Problems of the Kazan
Science Center RAS
E-mail: shlyannikov@mail.ru, yarullin_r@mail.ru

Stress-strain state of power steam turbine disks under operation conditions including both contour and tighten loadings is considered. Full-size elastic-plastic stress-strain state analysis of turbine disk for different variants of considering key geometries is represented. As a result of numerical calculations three critical zones of turbine disk are defined. Proposed design modifications and repair technology to existing in-service power steam turbine disks by removing of damaged material volume are analyzed and substantiated on a stress state parameters basis.

Key words: turbine disk, key slot, repair technology, stress-strain state, lifetime.

Насадные диски сборного ротора паровой турбины являются сложными объемными телами, имеющими конструктивные концентраторы напряжений в виде шпоночных пазов, разгрузочных и крепежных отверстий, радиусных сопряжений и по своему назначению и условиям эксплуатации являются наиболее напряженными и ответственными элементами теплогенерирующего оборудования [1, 2]. В настоящее время значительная часть роторов паровых турбин близка к исчерпанию паркового ре-



сурса либо полностью его выработала и эксплуатируется на основании индивидуальных решений по фактическому техническому состоянию. Практика эксплуатации роторов большого ресурса показала, что в зонах конструктивной концентрации напряжения появляются и накапливаются повреждения, приводящие к образованию и развитию микро- и макротрещин. В связи с этим актуальной является задача определения сверх паркового ресурса роторов паровых турбин по критериям прочности, безопасности и экономической целесообразности. Особое значение в сложившейся экономической ситуации приобретают ремонтно-восстановительные технологии.

Объектом исследования являлся насадной диск 22-й ступени паровой турбины ВТ-50 с номинальной частотой вращения 3000 об/мин. Сборный ротор, или ротор с насадными дисками, представляет собой конструкцию [3], состоящую из вала и посаженных на него дисков с рабочими лопатками. Цилиндрическая контактная поверхность посадки диска на вал прерывается осевой шпоночной канавкой, в радиусных сопряжениях которой при определенной наработке в эксплуатации появляются несквозные уголкового трещины. Настоящая работа направлена на численное обоснование по параметрам напряженно-деформированного состояния (НДС) вариантов ремонта насадного диска за счет удаления слоя поврежденного материала в зоне накопления повреждений у осевого шпоночного паза. Параметры НДС насадного диска определялись с привлечением метода конечных элементов (МКЭ) для действующих эксплуатационных нагрузок.

Во время эксплуатации на диск действуют следующие силовые факторы, которые необходимо воспроизвести в расчетной схеме МКЭ: центробежная сила от собственной массы диска; контурная нагрузка от воздействия рабочих лопаток на обод диска, которая передается через замковое соединение; контактное давление на расточку диска, вызванное натягом при посадке диска на вал.

Контурная нагрузка в вильчатом типе замкового соединения лопатки с диском (рис. 1) для верхнего σ_K (с учетом изгиба части обода) и нижнего σ_P^H ряда заклепочных отверстий рассчитывалась по методике [4]:

$$\sigma_K = \sigma_P^B + \sigma_{и} = \frac{C_{Л}}{(t - 0,5d) 3b_2} + \frac{2aC_{Л}}{b_2(t - 0,5d)^2}, \quad (1)$$

$$\sigma_P^H = \frac{3z_2C_{Л} + 2C_{ОБ}}{3(2\pi r_2 - id) \cdot (b_3 - 3b_2)}, \quad (2)$$

где d — диаметр заклепки, b_2 — толщина одной проушины вилки, t — шаг заклепок, a — эксцентриситет центра тяжести пера лопатки, i — число заклепок в одном ряду по окружности колеса, b_3 — ширина всей вилки, r_2 — средний радиус части обода, $C_{Л}$ — центробежная сила лопатки с хвостовиком, $C_{ОБ}$ — центробежная сила части обода. В результате расчетов для рассматриваемой геометрии диска получено, что $\sigma_K = 151.1$ МПа, $\sigma_P^H = 162.2$ МПа.

Крутящий момент с диска на вал в нормальных условиях передается трением, создаваемым контактным давлением, возникающим за счет натяга. Для заданного натяга $\Delta=0.054$ см и номинальной частоты вращения диска $n=3000$ об/мин величины нормальных окружных и радиальных напряжений на поверхности контакта, возникающих от посадки диска на вал, рассчитывались, согласно [4], по итерационной процедуре по уравнениям:

$$\begin{cases} \sigma_{r1} = \kappa'' \sigma_{r1}'' \\ \sigma_{t1} = \kappa'' \sigma_{t1}'' \end{cases}, \quad \Delta = \frac{2r_1}{E} \left[\sigma_{t1} - \frac{1 + (r_0/r_1)^2}{1 - (r_0/r_1)^2} \sigma_{r1} \right], \quad \kappa'' = \frac{E\Delta}{2r_1 \left[\sigma_{t1}'' - \frac{1 + (r_0/r_1)^2}{1 - (r_0/r_1)^2} \sigma_{r1}'' \right]}, \quad (3)$$

где r_1 — радиус вала после посадки диска, r_0 — радиус расточки вала, σ_{t1} — окружные напряжения на радиусе r_1 , σ_{r1}'' , σ_{t1}'' — соответственно радиальные и окружные напряжения на внутренней поверхности диска, E — модуль упругости. Расчетное значение контактного давления составило $\sigma_{r1} = -50$ МПа.

Анализ распределений напряжений и деформаций в насадном диске паровой турбины предполагалось провести на основе метода конечных элементов. В связи с этим по чертежам завода-изготовителя была сформирована объемная модель (рис. 2), которая полностью воспроизводит геометрию диска

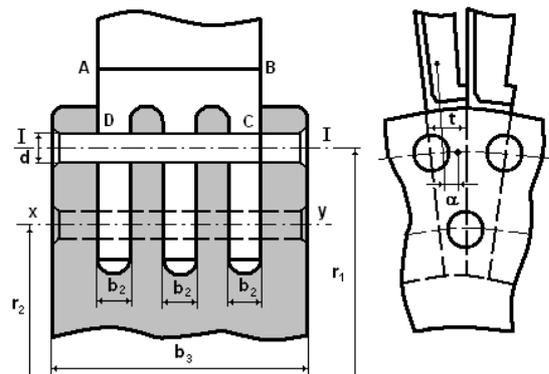


Рис. 1. Схема вильчатого замкового соединения лопатки с диском

с использованием 20-узловых конечных элементов. В трехмерных расчетных схемах МКЭ, как правило, используются конечные элементы высоких порядков, которые содержат промежуточные узлы на гранях. Тогда, согласно функциям формы подобных элементов, эквивалентное узловое распределение усилий при приложении единичного вектора в центре тяжести по нормали к поверхности одного изолированного элемента можно представить в виде проекций плюс-минус нагрузки. В том случае если поверхность приложения нагрузки состоит из совокупности нескольких элементов, то проекции

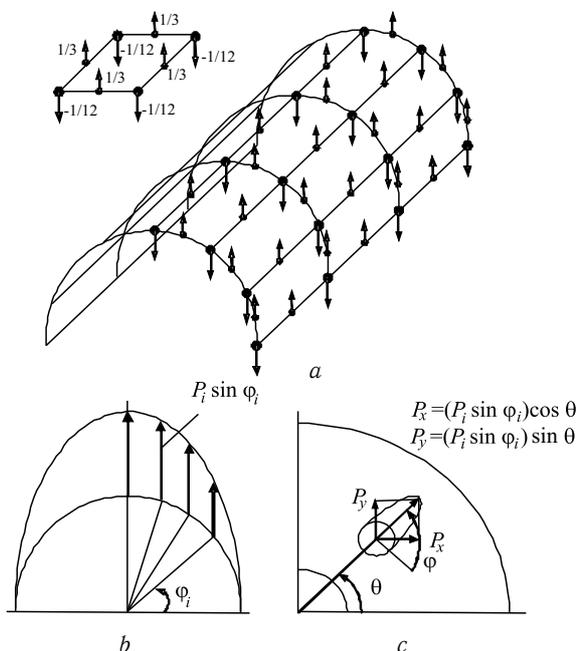


Рис. 2. Схема разнесения нагрузки по узлам конечного элемента

узловых усилий суммируются для общего узла по количеству примыкающих к нему конечных элементов (рис. 2).
 В вильчатом типе замкового соединения суммарное центробежное усилие, приходящееся на одну лопатку, должно быть разнесено по цилиндрическим поверхностям верхнего и нижнего ряда крепежных отверстий в проушинах обода диска (см. рис. 1). При этом необходимо иметь в виду, что следует суммировать нагрузку отдельных конечных элементов, имеющих общий узел. Суммарное центробежное усилие от пера, бандажа и хвостовика лопатки должно быть распределено пропорционально ширине каждой из проушин по отношению к общей ширине вилки обода диска.
 В верхнем ряду крепежных отверстий суммарное усилие равно

$$P_B = \sum C + C'_X = 2P_1^B + P_2^B = 506.98 \text{ кН},$$

а в нижнем ряду отверстий —

$$P_H = C_{л} + \frac{2}{3} \cdot C_{об} = 2P_1^H + P_2^H = 673.44 \text{ кН},$$

где (P_1^H) , P_1^B — суммарное центробежное усилие, приходящееся на одно отверстие верхнего (нижнего) ряда в узкой (боковой) проушине, (P_2^H) , P_2^B — суммарное центробежное усилие, приходящееся на одно отверстие верхнего (нижнего) ряда в широкой (средней) проушине. Все узловые нагрузки спроецированы на направление вертикальной оси с учетом знака, определяемого функцией формы конечного элемента. В том случае, если центр отверстия не совпадает ни с одной из координатных осей компоненты узловых усилий, найденные в локальной системе координат раскладывались на составляющие в глобальной системе координат, центрированной на ось вращения диска (см. рис. 2). Подобные распределения узловых усилий были обеспечены в каждом из сечений цилиндрической поверхности, образующих расчетную схему.

Центробежные силы от собственной массы диска, контурная нагрузка в элементах вильчатого замкового соединения лопатки с диском и контактное давление от посадки диска на вал турбины были должным образом приложены к сформированной трехмерной конечно-элементной расчетной схеме (рис. 3). Диск изготовлен из стали 34ХНЗМ, со следующими характеристиками: модуль упругости $E = 206000 \text{ МПа}$; коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$; удельный вес $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$; коэффициент деформационного упрочнения $n = 5.89$; предел текучести $\sigma_0 = 853 \text{ МПа}$.

На первом этапе был проведен расчет штатной геометрии диска в упругой и упруго-пласт-

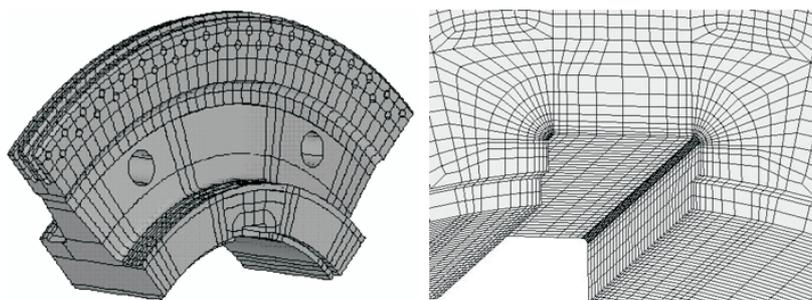


Рис. 3. Трехмерная МКЭ-модель диска с детализацией области шпоночного паза

тической постановке. Путем вариации размерности конечно-элементной модели за счет сгущения сетки конечных элементов в зонах концентрации напряжений в рамках упругих расчетов было определено устойчивое решение для размерности конечно-элементной модели в 1.5 млн неизвестных. Далее все расчеты проводились в упруго-пластической постановке с использованием конечно-элементного комплекса ANSYS [5].

Для оценки объемного упруго-пластического напряженного состояния различных вариантов геометрии диска использовались эквивалентные напряжения или интенсивность напряжений в форме

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{zx}^2)}. \quad (4)$$

На рис. 4 представлено общее напряженное состояние всего диска. Как следует из результатов выполненных расчетов, НДС диска имеет существенно трехмерный характер и основными высоконагруженными зонами диска являются осевой шпоночный паз, разгрузочные отверстия в полотне и крепежные отверстия в ободе диска. При этом максимальные значения напряжений возникают на доньшке шпоночного паза. На рис. 5 показано более детальное распределение нормированных на предел текучести $\bar{\sigma} = \sigma_{\theta\theta}/\sigma_0$ окружных напряжений по периметру радиусного сопряжения между стенкой и доньшком $\bar{l} = x/l$ и по толщине шпоночного паза $\bar{b} = z/b$. Принятая система координат показана на рис. 5, а. Представленные на рис. 5, b

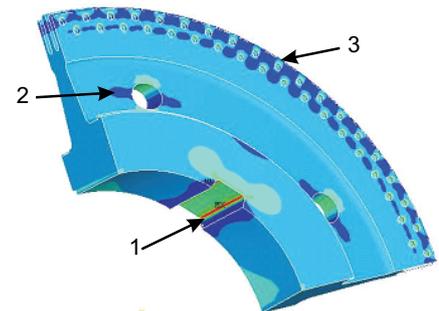


Рис. 4. Зоны концентрации напряжений в насадном диске

распределения относятся к различным расстояниям от контура паза на боковой поверхности ступицы диска при $\bar{b} = 0$ со стороны паровпуска в турбину. При этом $r = 0$ соответствует контуру паза. Как следует из рис. 5, b область максимальных напряжений локализована в зоне радиусного сопряжения между стенкой и доньшком паза. Данные рис. 5, c свидетельствуют о том, что на расстояниях менее 0.7 мм почти по всей толщине ступицы диска, ослабленной продольным шпоночным пазом, возникают зоны пластических деформаций. Очевидно, что наличие пластических деформаций в совокупности с коррозионной средой приводит к накоплению и развитию наблюдаемых в эксплуатации повреждений в виде поверхностных угольковых трещин глубиной до 10 мм.

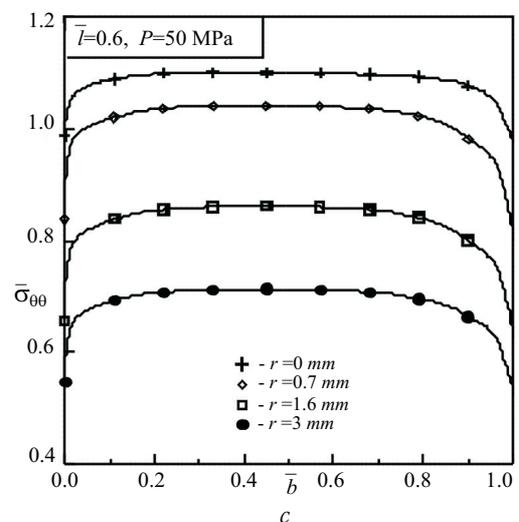
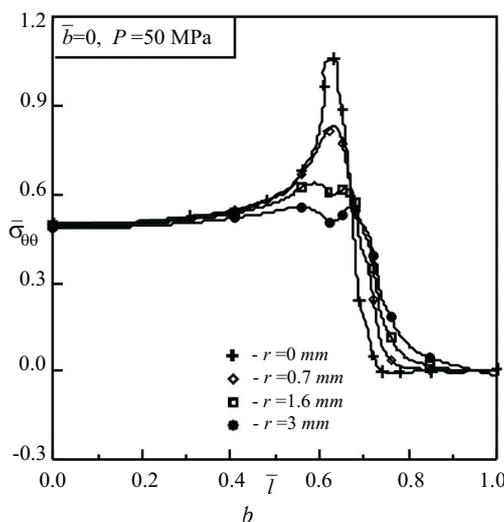
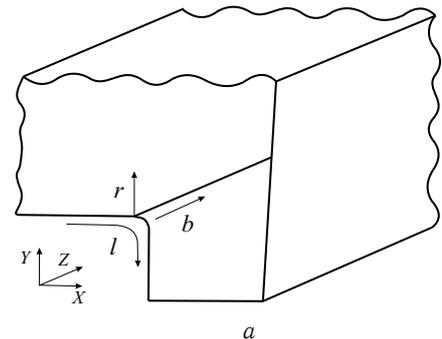
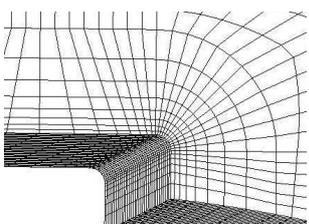
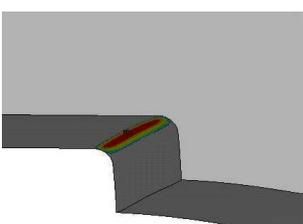
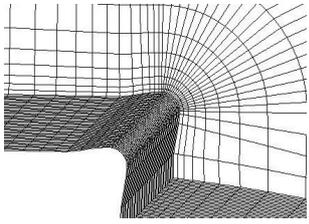
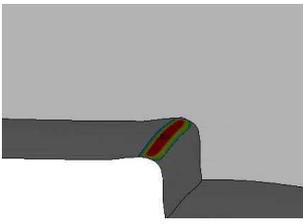
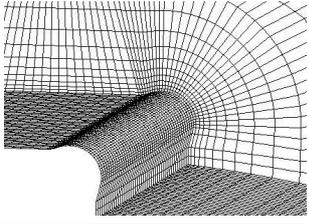
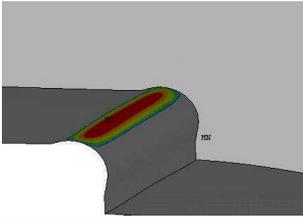
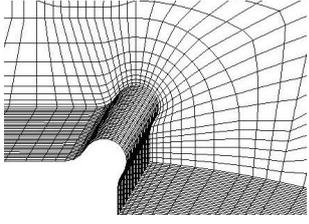
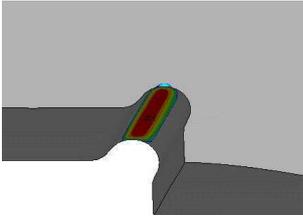
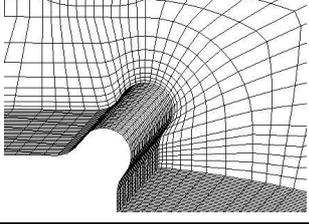
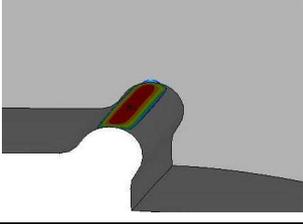
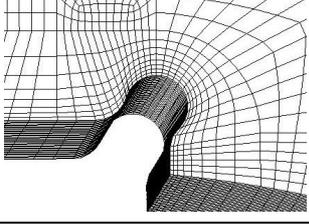
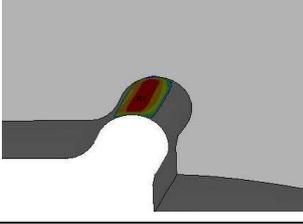


Рис. 5. Распределения окружных напряжений по поверхности и доньшку для исходной геометрии шпоночного паза



Нормативными документами, принятыми в энергетике [6], допускается возможность удаления слоя поврежденного микро- и макротрещинами материала из зоны концентрации напряжений. В этой связи на втором этапе выполненной серии расчетов рассмотрены 5 вариантов изменения геометрии шпоночного паза, приведенные в таблице. Практика эксплуатации насадных дисков 22-й ступени паровой турбины ВТ-50 показала, что размеры уголкового трещины в зоне радиусного сопряжения могут достигать до $x = 10$ мм на боковой поверхности и до $z = 20$ мм по глубине шпоночного паза.

Варианты ремонтных технологий шпоночного паза

Вариант	Геометрия шпоночного паза		$\sigma_{i(max)}$, МПа
1. Исходная геометрия шпоночного паза			971
2. Дополнительная обработка в углах паза на глубину 0.8 мм			970
3. Дополнительная обработка в углах паза на глубину 2 мм, $R = 5$ мм			956
4. Выборка трещины глубиной 5 мм			971
5. Выборка трещины глубиной 5 мм с углублением разделки на 1 мм			965
6. Выборка трещины глубиной 10 мм			962

Поэтому в качестве ремонтных вариантов рассматривались ситуации от удаления только коррозионно-поврежденного поверхностного слоя глубиной до 1 мм при отсутствии макротрещины (вариант 2) до глубокой сквозной выборки на всю толщину паза с удалением трещины длиной до 10 мм (вариант 6).

На рис. 6 показаны распределения нормированной на предел текучести окружной компоненты напряжений $\bar{\sigma}_{\theta\theta}$ по периметру $\bar{l} = x/l$ и по толщине шпоночного паза $\bar{b} = z/b$ для всех анализируемых вариантов ремонтных технологий. Цифрами на рис. 6 обозначены номера вариантов геометрии паза, представленные в таблице. Следует отметить, что по отношению к штатной геометрии с острым пиком напряжений, ремонтные варианты обеспечивают более плавное изменение эпюр напряжений, что является благоприятным с точки зрения рассредоточения (делокализации) накапливаемых повреждений (рис. 6, а). В то же время уровень напряжений для всех вариантов геометрии остается незначительно выше предела текучести (рис. 6, б).

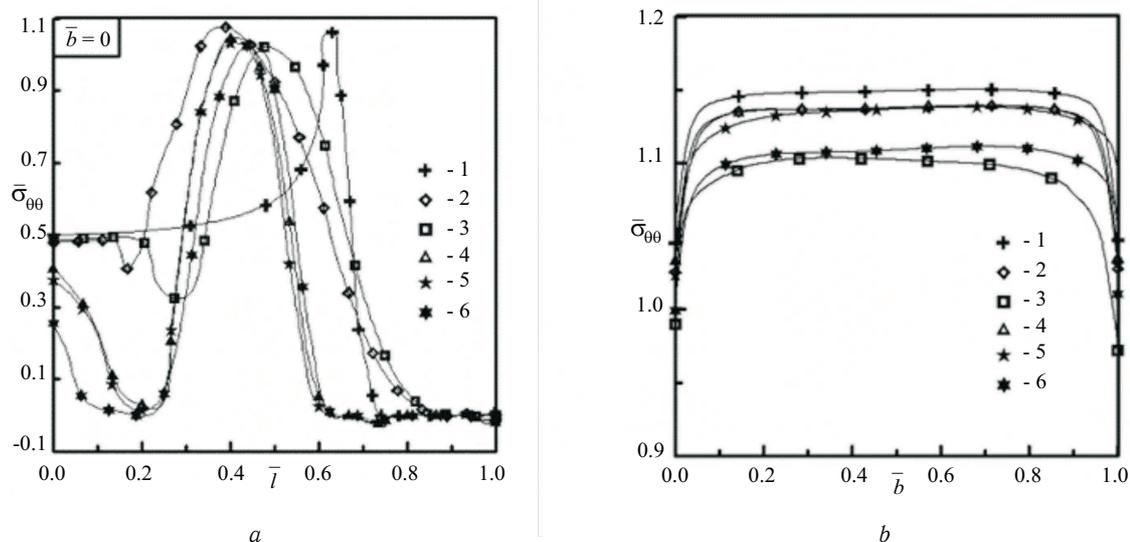


Рис. 6. Распределения окружных напряжений по поверхности и доньшку для ремонтных вариантов геометрии шпоночного паза

Обращает на себя внимание проявление эффектов трехмерности распределения напряжений, поскольку на боковых поверхностях ступицы диска при $\bar{b} = 0$ и $\bar{b} = 1$ напряжения на $\sim 15\%$ ниже, чем в середине толщины ступицы. Это обстоятельство необходимо учитывать при диагностике технического состояния насадного диска, когда основной контроль материала осуществляется только на боковых поверхностях.

Таким образом, рассмотренные варианты изменения геометрии шпоночной канавки на основании выполненных численных исследований можно рекомендовать в сочетании с результатами стендовых испытаний в качестве ремонтно-восстановительных технологий для удаления коррозионно-поврежденного материала в зоне конструктивной концентрации напряжений продольного шпоночного паза насадного диска паровой турбины.

Библиографический список

1. Трубилов М.А., Арсеньев Г.В., Фролов В.В. и др. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г.Костюка, В.В.Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985. 352 с.
2. Трухний А.Д., Лосев С.М. Стационарные паровые турбины / Под ред. Б.М.Троянского. М.: Энергоиздат, 1981. 456 с.
3. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Машиностроение, 1982. 264 с.
4. Жирицкий Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1955. 280 с.
5. ANSYS. Theory Reference. 001242. Eleventh Edition. SAS IP, Inc., 1999.
6. Методические указания по предотвращению коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата паровых турбин в зоне фазового перехода. РД 34.30.507 – 92. М.: Ротапринт ВТИ, 1992.