

УДК 62-253:539.4:539.214

doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-58-67

Учет остаточных напряжений при расчетах прочности элементов замковых соединений. Часть 2. Влияние остаточных напряжений на напряженно-деформированное состояние хвостовика лопатки турбины

Б.Е. Васильев^{1,2}, И.А. Киселёв¹, Н.А. Жуков¹, А.Н. Селиванов^{1,2}

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ЦИАМ им. П.А. Баранова

Modeling of Residual Stresses when Calculating the Strength of Lock Joint Elements. Part 2. The Effect of Residual Stresses on the Stress-Strain State of the Turbine Blade Root

B.E. Vasilyev^{1,2}, I.A. Kiselev¹, N.A. Zhukov¹, A.N. Selivanov^{1,2}

¹ Bauman Moscow State Technical University

² Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM

Для увеличения ресурса основных и ответственных деталей современных газотурбинных двигателей и установок наземного применения используют упрочняющую дробеструйную обработку. В настоящее время выбор рациональных режимов дробеструйной обработки осуществляется на основе эмпирических методов. В связи с этим предложен расчетный метод оценки влияния режима дробеструйного упрочнения на напряженно-деформированное состояние элементов замковых соединений при эксплуатации. Приведены результаты расчетов напряженно-деформированного состояния и циклической долговечности хвостовика лопатки турбины. Выполнен расчет модельного рабочего колеса турбины, нагруженного неравномерным температурным полем и центробежными силами, с учетом покомпонентных эпюр остаточных напряжений, полученных способом, описанным в первой части статьи. Для формирования эпюр остаточных напряжений проведено моделирование обдува участка обрабатываемой детали дробью согласно технологическому процессу, применяемому на предприятии авиадвигателестроительной отрасли. Оценено влияние вида эпюр остаточных напряжений, рассчитанных при различных параметрах дробеструйной обработки, на напряженно-деформированное состояние и циклическую долговечность хвостовика лопатки турбины. Использование разработанного метода моделирования упрочнения позволит конструкторам выбирать наиболее благоприятную эпюру остаточных напряжений и назначать параметры режима упрочнения хвостовика лопатки исходя из условий работы рабочих колес турбин.

Ключевые слова: остаточные напряжения, дробеструйная обработка, замковое соединение, хвостовик лопатки турбины, напряженно-деформированное состояние

Shot peening is used to increase the life of crucial parts of modern gas turbine engines and ground-based industrial engines. Currently, rational shot peening parameters are selected

based on empiric methods. In this work, a computational technique for evaluating the influence of shot peening parameters on the stress-strain state of lock joint elements is presented. The results of calculations of the stress-strain state and cyclic durability of the turbine blade root are presented. A model of the turbine working wheel loaded with a nonuniform temperature field and centrifugal forces is calculated taking into account component-by-component graphs of residual stresses obtained using the technique described in Part 1 of this paper. To generate residual stress graphs, modeling of the shot peened area of the part is performed according to the manufacturing process used in the aircraft engine industry. The influence of the type of the residual stress graphs calculated at various shot peening parameters on the stress-strain state and cyclic durability of the turbine blade root is estimated. The application of the developed modeling technique will allow designers to choose the most favorable plot of the residual stresses and assign parameters of the turbine blade root strengthening based on the operating conditions of the working wheel.

Keywords: residual stresses, shot peening, lock joint, turbine blade root, stress-strain state

Для обеспечения прочностной надежности деталей газотурбинных двигателей (ГТД), в частности рабочих лопаток турбин, используют технологические методы повышения сопротивления усталости и малоциклового усталости. Широкое распространение в производстве деталей роторов компрессоров и турбин получили различные технологические методы поверхностного упрочнения, применение которых приводит к формированию в пластически деформированном поверхностном слое детали остаточных напряжений (ОН) сжатия [1].

Элементы замковых соединений рабочих колес турбомашин часто упрочняют с помощью поверхностного пластического деформирования металлической или стеклянной дробью [2–4]. Образованное начальное напряженно-деформированное состояние (НДС) поверхностного слоя обработанного объекта способствует предотвращению появления усталостных трещин и замедлению их роста, а следовательно, увеличению долговечности детали [4].

В настоящее время параметры режима упрочнения подбирают эмпирическим путем. Контроль эффективности выбранного режима наклепа проводят по значению стрелы прогиба контрольной пластины из углеродистой стали с односторонним наклепом поверхности [5], а также по уровню микротвердости, измеряемому на дне паза хвостовика лопатки турбины [6].

Согласно требованиям нормативных технических документов [7], при анализе прочности деталей ГТД влияние ОН должно быть учтено. В современных литературных источниках представлены два основных подхода к учету ОН при анализе прочности деталей, подвергаемых дробеструйной обработке (ДБО). Первый предполагает предварительное получение эпюр

компонент ОН вдоль глубины поверхностного обрабатываемого слоя на основе моделирования ДБО для малого участка поверхности и последующей интерполяции результатов расчета на весь объем детали для задания начального НДС [8–11]. При втором подходе моделирование ДБО проводят для полноразмерной конечно-элементной модели (КЭМ) детали [12, 13].

Цель работы — создание метода моделирования НДС узлов ГТД с учетом действия ОН, сформированных в процессе ДБО.

Применение такого подхода к моделированию НДС позволит повысить точность расчетов и назначать параметры режима ДБО хвостовика исходя из условия обеспечения прочности элементов замковых соединений с учетом эксплуатационных нагрузок и ОН.

Метод исследования. Метод расчета НДС деталей турбин с учетом ОН включает в себя следующие этапы (рис. 1):

- 1) моделирование процесса множественного соударения микрошариков дроби и пластины в соответствии с технологическим процессом упрочнения; расчет эпюр компонент поля ОН по глубине поверхностного слоя [14];

- 2) приложение эпюр ОН к узлам КЭМ, расположенным в поверхностном слое, примыкающем к обрабатываемым поверхностям;

- 3) решение задачи о нахождении НДС элементов замкового соединения под действием эксплуатационных нагрузок с учетом заданного начального НДС.

Моделирование НДС деталей турбин с учетом ОН проводили при допущении о том, что эпюры ОН, наведенных в процессе ДБО, прикладываются к КЭМ объекта исследования без учета технологической наследственности от предыдущих этапов механической обработки.

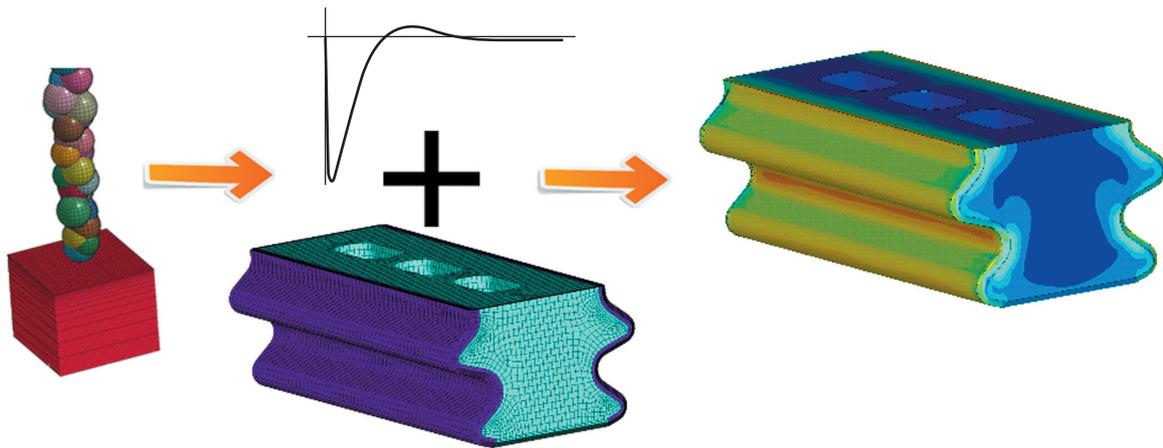


Рис. 1. Этапы расчета НДС деталей турбин с учетом ОН

Также не учитывали следующие факторы: шероховатость обрабатываемых поверхностей; неоднородность локальных технологических параметров ДБО (угол падения и скорость дроби) по области, подвергаемой упрочнению; релаксацию ОН; возможное влияние на НДС объекта исследования отпечатков микрошариков на обработанных поверхностях.

На первом этапе (см. рис. 1) в качестве технологических параметров, определяющих режим ДБО детали, использовали радиус микрошариков R и скорость их истечения v . Рассматривали только нормальное падение частиц дроби на обрабатываемую поверхность. Влияние угла падения дроби на получаемое НДС детали не исследовали. При проведении поверхностного пластического деформирования применяемые микрошарики предварительно подвергаются рассею на ситах с ячейками разного размера, поэтому в разработан-

ной модели размер дроби задавали усеченным нормальным распределением между минимальным и максимальным значениями радиусов микрошариков.

Параметры обработки выбрали в соответствии с действующей на предприятии отрасли инструкцией, согласно которой упрочнение деталей микрошариками проводится на специальных дробеметных установках, обеспечивающих равномерный поток дроби со скоростью $v = 60 \dots 80$ м/с. Максимальный радиус микрошариков определяется минимальными радиусами перехода на упрочняемых поверхностях деталей. Для большинства деталей ГТД размер микрошариков дроби $R = 0,08 \dots 0,18$ мм.

На рис. 2 приведены эпюры двух компонент ОН (σ_{xx} в направлении поверхности и σ_{zz} в направлении нормали к поверхности детали) и эквивалентной пластической деформации $\varepsilon_{\text{ЭКВ}}$ (характеризующей наклеп), рассчитанных с по-

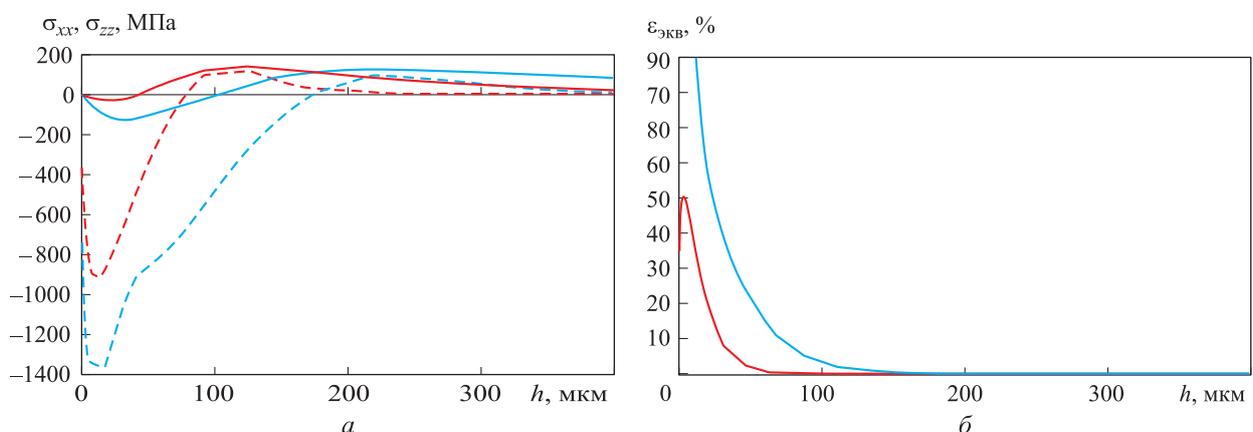


Рис. 2. Эпюры компонент ОН σ_{xx} (---, ---), σ_{zz} (—, —) (а) и эквивалентной пластической деформации $\varepsilon_{\text{ЭКВ}}$ (б) по глубине h при поверхностного слоя детали для двух режимов упрочнения:

---, — — $R = 0,08 \dots 0,10$ мм, $v = 60$ м/с; ---, — — $R = 0,16 \dots 0,22$ мм, $v = 60$ м/с

мощью модели, предложенной в работе [14], для двух режимов упрочнения:

- 1) $R = 0,16 \dots 0,22$ мм, $v = 60$ м/с;
- 2) $R = 0,08 \dots 0,10$ мм, $v = 60$ м/с.

На втором этапе (см. рис. 1) для приложения эпюр ОН и их учета при расчете НДС деталей ГТД использовали следующий алгоритм:

- выбор объемной области КЭМ, в которой необходимо задать начальное НДС; назначение поверхностей выбранного объема, подвергаемых ДБО;
- задание эпюр компонент ОН и накопленных пластических деформаций по глубине обрабатываемой поверхности в соответствии подходом, предложенным в работе [14], расчет нормали к ближайшей упрочненной поверхности для всех поверхностных и внутренних узлов в выбранном объеме КЭМ;
- расчет глубины центров конечных элементов в выбранном объеме КЭМ по нормали к обработанной поверхности;
- аппроксимация компонент ОН по их эпюрам в зависимости от глубины;
- преобразование поворота компонент заданного НДС к глобальной системе координат КЭМ для каждого конечного элемента;
- приложение начального НДС с помощью функции INISTATE [15] для каждого конечного элемента.

Для реализации описанного алгоритма с учетом сложной геометрической формы поверхности хвостовика (см. рис. 1) разработана специализированная процедура на языке ANSYS APDL [15]. Согласно сделанным допущениям, распределение технологических пара-

метров обработки по упрочняемой поверхности детали сложной формы принято однородным, а эпюры компонент ОН по глубине, прикладываемые к КЭМ, — постоянными для всей области, подвергаемой ДБО.

На третьем этапе (см. рис. 1) с помощью метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS выполнялся расчет НДС рассматриваемой детали под действием эксплуатационных нагрузок с учетом заданного начального НДС. Прочность объекта исследования оценивалась по значениям местных запасов циклической долговечности.

Расчет проводился в два шага: при приложении нагрузки (расчетный режим) и при ее снятии. После чего для каждого узла КЭМ покомпонентно вычислялись размахи деформаций и средние значения напряжений [16]. Ввиду сравнительного характера исследования и отсутствия кривых малоциклового усталости материала лопатки циклическую долговечность определялась по формуле Мэнсона [16].

Объект исследования и описание его КЭМ.

В качестве объекта исследования выбрано рабочее колесо турбины высокого давления. Материалы диска и лопатки — поликристаллические жаропрочные никелевые сплавы. Для снижения размерности задачи на основании конструкции прототипа построена идеализированная упрощенная модель сектора колеса.

КЭМ создана с использованием линейных восьмиузловых твердотельных элементов типа SOLID185. Общее количество твердотельных

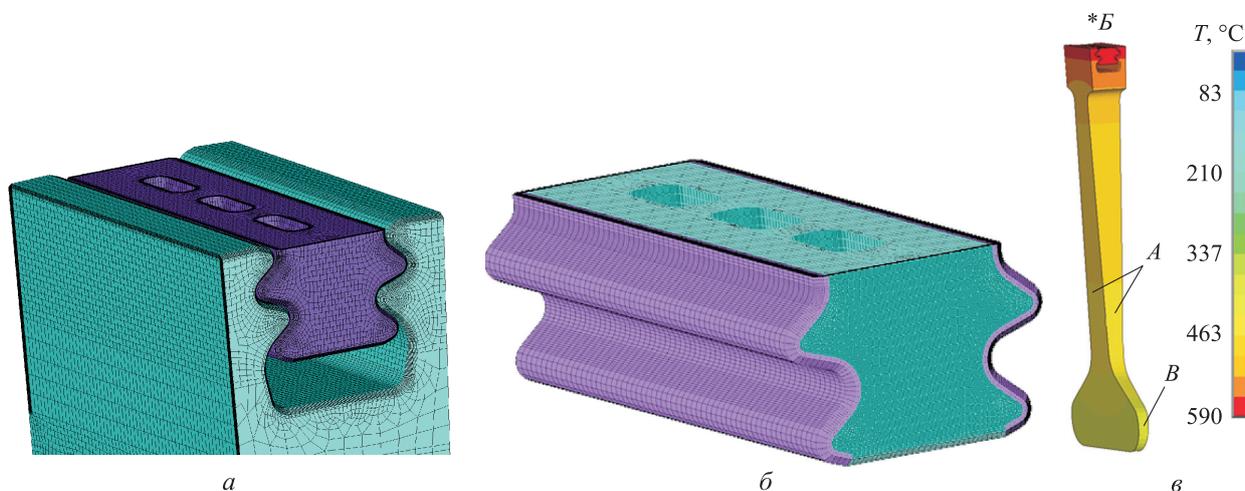


Рис. 3. Результаты моделирования:
а, б — КЭМ; в — модель с граничными условиями

элементов в модели — 492682, узлов — 504452. Для обеспечения ортогональности сетки КЭМ в твердотельной модели хвостовика лопатки выделен поверхностный слой, который разбит упорядоченной сеткой конечных элементов (рис. 3, *a*). Применение ортогональной сетки в поверхностном слое позволило упростить процедуру вычисления нормалей к обрабатываемой поверхности.

Для учета взаимодействия диска с лопаткой в области замкового соединения использованы контактные элементы (Conta173). В качестве контактного алгоритма применен расширенный метод Лагранжа со стандартными настройками, трение при контактном взаимодействии не принималось во внимание. При расчетах учитывалась как физическая, так и геометрическая нелинейность. Характеристики материалов задавались в виде табличной зависимости от температуры.

Моделирование нагрузки от исключенной из рассмотрения части лопатки (расположенной выше хвостовика) проведено с помощью сосредоточенной массы (массового элемента типа MASS21 — *B* (рис. 3, *b*)), связанной с поверхностью хвостовика лопатки, с использованием метода Multi-point constraint. Это позволило учесть неравномерно приложенную центробежную силу и возникающие моменты, а также снизить размерность задачи.

Рабочее колесо нагружено центробежной силой и тепловой нагрузкой (рис. 3, *b*, *в*). На боковые грани *A* наложены условия циклической симметрии, на зону *B* — условия закрепления в осевом направлении. Ко всем узлам КЭМ приложена радиальная эпюра поля температур.

Результаты исследования. На рис. 4–8 приведены результаты расчета НДС хвостовика лопатки без учета ОН и с учетом ОН (с приложением эпюры ОН, соответствующей режиму упрочнения № 1). Для наглядности представления результатов показаны поля условных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{усл}}$. По абсолютному значению они равны эквивалентным напряжениям по Мизесу, знак определяется знаком суммы главных напряжений.

На рис. 9 показано распределение в хвостовике лопатки циклической долговечности, рассчитанной по формуле Мэнсона [16].

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что учет ОН приводит к существенному изменению НДС и циклической долговечности хвостовика лопатки. При этом влияние ОН может быть как положительным, так и отрицательным.

На рис. 10 показаны поля действующих в хвостовике лопатки эквивалентных напряжений по Мизесу для эпюр, соответствующих режимам упрочнения (см. рис. 2).

В таблице приведены результаты расчета НДС и прочности хвостовика лопатки без учета ОН и с приложением двух эпюр ОН. Эпюра 1 соответствует режиму упрочнения № 1, эпюра 2 — режиму упрочнения № 2.

Сравнение НДС и значений запаса циклической долговечности в точке *A* (см. рис. 7, *a*), полученных с использованием различных эпюр, показало, что более благоприятной по циклической долговечности является эпюра, соответствующая режиму упрочнения № 1 (см. таблицу). Следует отметить, что исчерпание долговечности хвостовика лопатки происходит как при статическом, так и при динамическом

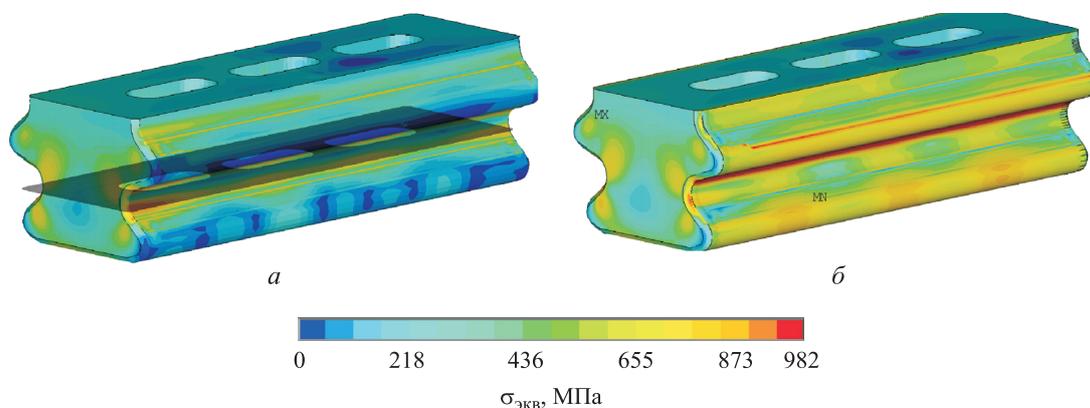


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\text{эkv}}$ в хвостовике лопатки при приложении нагрузки:

a — без учета ОН; *b* — с учетом ОН (режим упрочнения № 1)

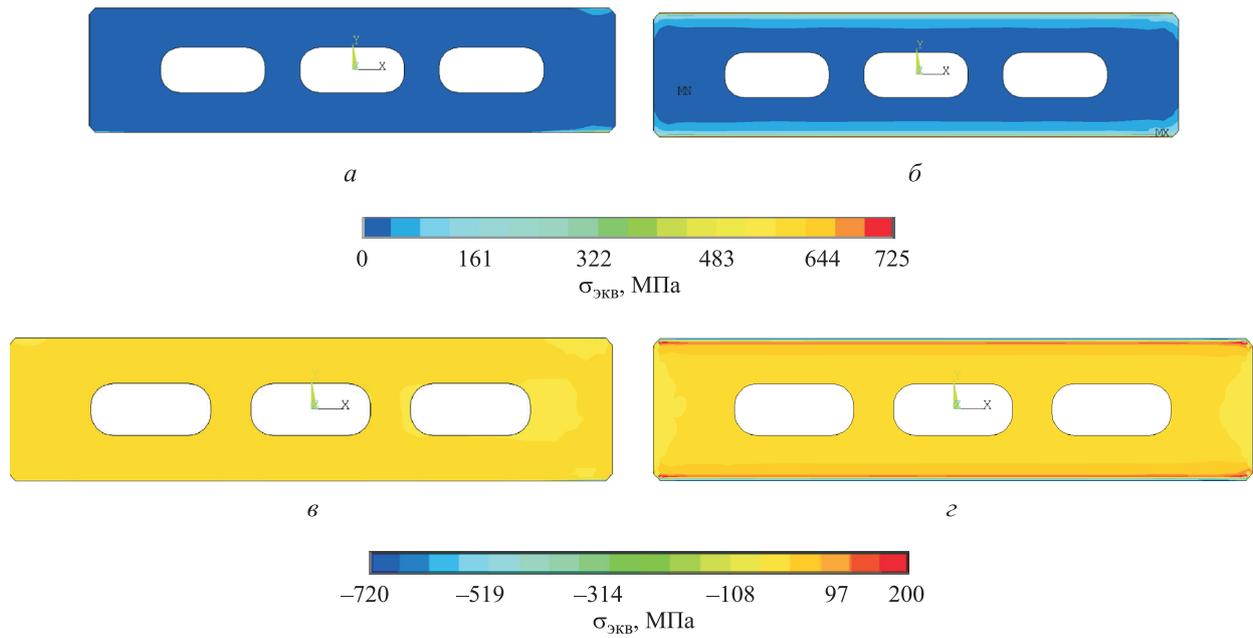


Рис. 5. Поля остаточных эквивалентных по Мизесу $\sigma_{\text{экв}}$ (а, б) и условных эквивалентных $\sigma_{\text{усл}}$ (в, з) напряжений в сечении хвостовика лопатки при снятии нагрузки: а, в — без учета ОН; б, з — с учетом ОН (режим упрочнения № 1)

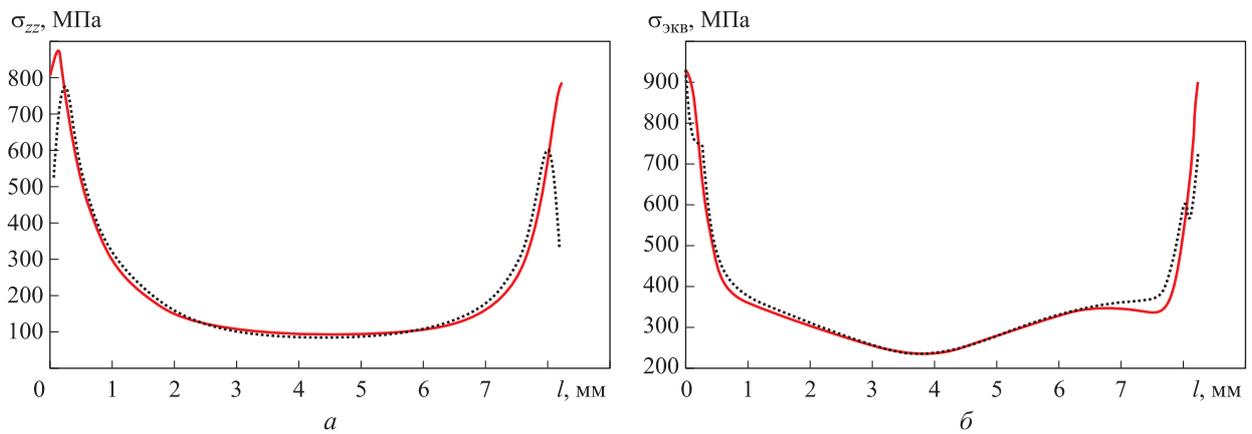


Рис. 6. Эпюры радиальных σ_{zz} (а) и эквивалентных по Мизесу $\sigma_{\text{экв}}$ (б) напряжений по длине l хвостовика лопатки: — без учета ОН; — с учетом ОН (режим упрочнения № 1)

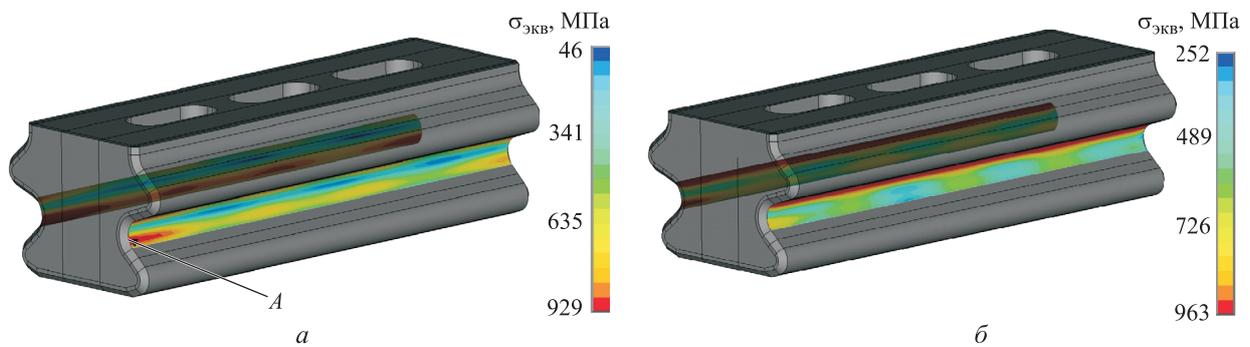


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\text{экв}}$ во впадине хвостовика лопатки: а — учета ОН; б — с учетом ОН (режим упрочнения № 1)

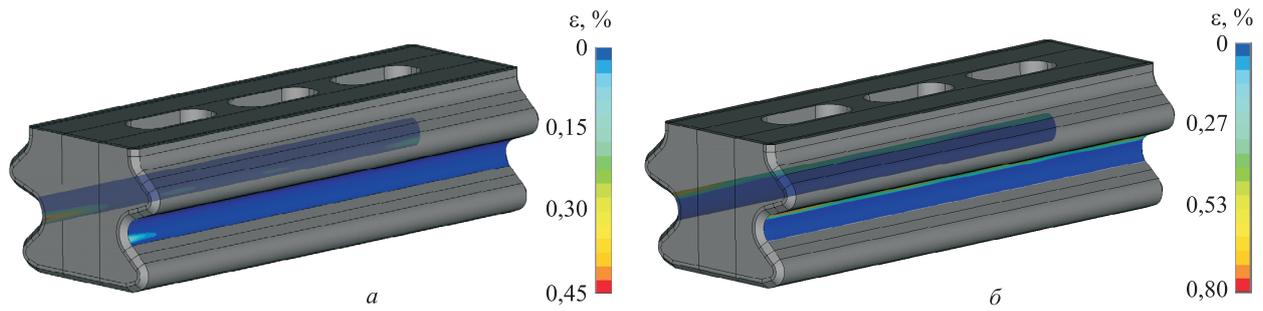


Рис. 8. Поля накопленных пластических деформаций по Мизесу ε во впадине хвостовика лопатки: *a* — без учета ОН; *б* — с учетом ОН (режим упрочнения № 1)

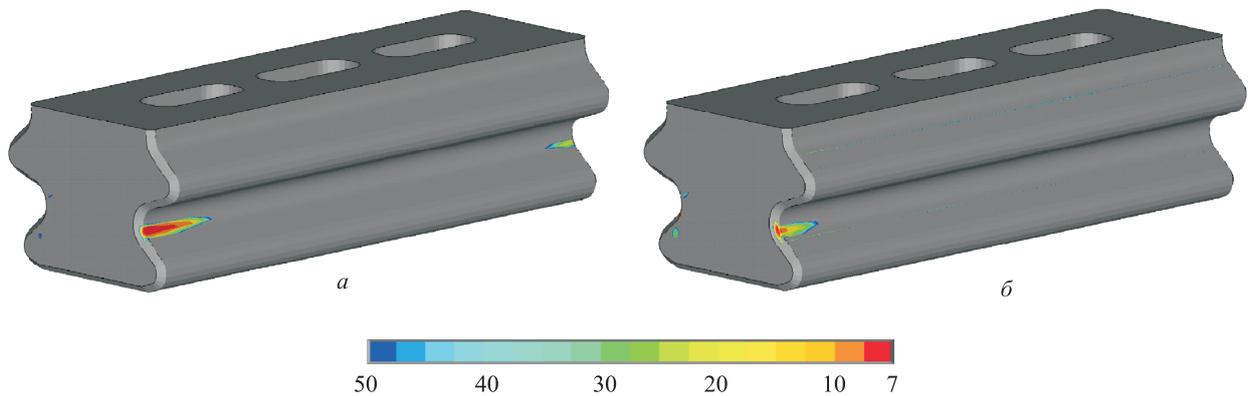


Рис. 9. Распределение циклической долговечности в хвостовике лопатки: *a* — без учета ОН; *б* — с учетом ОН (режим упрочнения № 1)

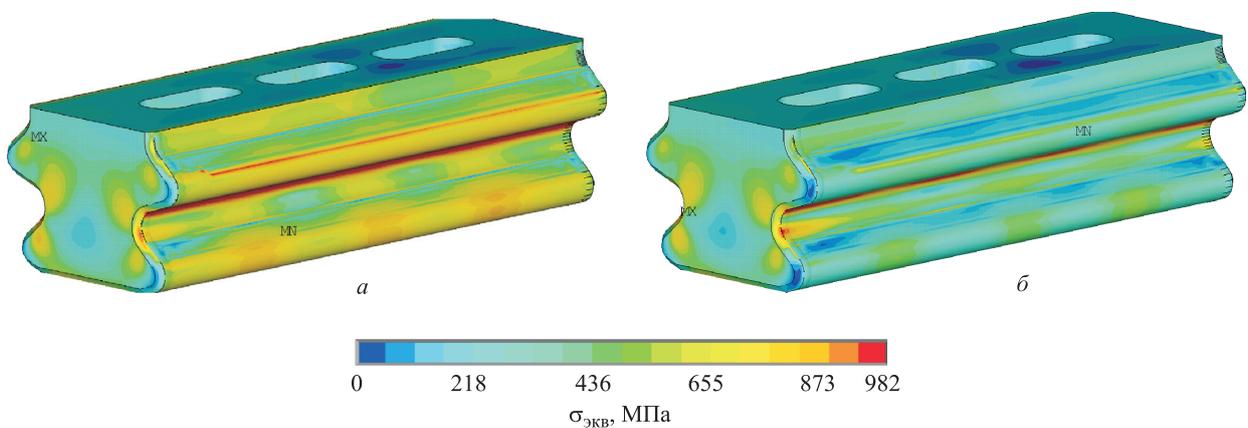


Рис. 10. Поля действующих в хвостовике лопатки эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\text{экв}}$ для эпюр ОН, соответствующих режимам упрочнения № 1 (*a*) и № 2 (*б*)

Результаты расчета НДС и прочности хвостовика лопатки

Параметр	Без учета ОН	Эпюра 1	Эпюра 2
Напряжение $\sigma_{\text{экв}}$ в рабочем режиме, МПа	919	835	958
Напряжение $\sigma_{\text{усл}}$ при снятии нагрузки, МПа	-207	-403	-242
Размах деформаций, %	0,94	0,98	0,97
Запас циклической долговечности	9,00	11,60	6,90

нагрузении (взаимное влияние оценивается, как правило, с помощью диаграммы Гудмана [16]), поэтому уменьшение статических напряжений в критических местах конструкции благоприятно скажется и на значениях запаса усталостного сопротивления.

Выводы

1. Разработан метод оценки НДС хвостовика лопатки турбины с учетом полей ОН в поверхностном слое детали, зависящих от технологических параметров упрочняющей ДБО.

2. Анализ результатов моделирования НДС хвостовика лопатки турбины при различных режимах ДБО, соответствующих применяемым в промышленности технологическим процессам, показал возможность повышения

циклической долговечности замкового соединения.

3. Предложенный метод расчета НДС деталей, подвергаемых ДБО, позволяет конструкторам назначать технологические режимы упрочнения элементов замкового соединения исходя из условий прочности рабочего колеса турбины при эксплуатационных нагрузках.

4. Дальнейшее развитие описанного направления работ может заключаться в применении созданного метода для расчета монокристаллических лопаток высокотемпературных турбин и исследования процессов релаксации ОН, сформированных благодаря ДБО, а также для разработки методов учета влияния неоднородности локальных технологических параметров ДБО по поверхности деталей сложной формы на результаты расчета НДС.

Литература

- [1] Биргер И.А. *Остаточные напряжения*. Москва, Машгиз, 1963. 233 с.
- [2] Малащенко И.С., Ровков В.А., Куренкова В.В., Белявин А.Ф., Федотов Д.А., Сычев В.К. Увеличение циклической долговечности монокристаллических лопаток из сплава ЖС36ВИ путем дробеструйной обработки их хвостовиков микрошариками. *Современная электрометаллургия*, 2011, № 3(104), с. 34–42.
- [3] Захарова Т.П., Розанов М.А., Теплова С.В. Влияние условий эксплуатации на релаксацию остаточных напряжений сжатия в наклепанных пазах хвостовиков лопаток ТВД из жаропрочных монокристаллических никелевых сплавов. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*, 2015, т. 19, № 3(69), с. 21–27.
- [4] Ножницкий Ю.А., Фишгойт А.В., Ткаченко Р.И., Теплова С.В. Разработка и применение новых методов упрочнения деталей ГТД, основанных на пластическом деформировании поверхностных слоев (обзор). *Вестник двигателестроения. Запорожский национальный технический университет*, 2006, № 2, с. 8–16.
- [5] Almen J.O., Black P.H. *Residual stresses and fatigue in metals*. New York, McGraw-Hill, 1963. 12 p.
- [6] Куренкова В.В. Особенности микроструктуры поверхности «елочного» замка монокристаллических рабочих лопаток из сплава ЖС36ВИ. *Современная электрометаллургия*, 2010, № 3, с. 38–46.
- [7] *Авиационные правила. Часть 33 (АП-33). Нормы летной годности двигателей воздушных судов*. Межгосударственный авиационный комитет, 2012, 43 с.
- [8] Miao H.Y., Larose S., Perron C., Lévesque M. Numerical simulation of the stress peen forming process and experimental validation. *Advances in Engineering Software*, 2011, vol. 42, no. 11, pp. 963–975, doi: 10.1016/j.advengsoft.2011.05.025
- [9] Levers A., Prior A. Finite element analysis of shot peening. *Journal of Materials Processing Technology*, 1998, vol. 80–81, pp. 304–308, doi: 10.1016/S0924-0136(98)00188-5
- [10] Букатый А.С., Сургутанов Н.А., Злобин А.С., Кочерова Е.Е. Применение моделирования дробеструйной обработки при прогнозировании долговечности в малоцикловой области. *Десятая Всерос. науч. конф. с междунар. участием. Сб. тр., В 3 т. Т. 1. Математическое моделирование и краевые задачи*, 25–27 мая 2016, Самара, Самарский государственный технический университет, с. 42–44.
- [11] Gallitelli D., Boyer V., Gelineau M., Colaitis Y., Rouhaud E., Retraint D., Kubler R., Desvignes M., Barrallier L. Simulation of shot peening: From process parameters to residual stress fields in a structure. *Comptes Rendus Mécanique*, 2016, vol. 344, no. 4–5, pp. 355–374, doi: 10.1016/j.crme.2016.02.006

- [12] Meguid S.A., Shagal G., Stranart J.C., Liew K.M., Ong L.S. Relaxation of Peening Residual Stresses Due to Cyclic Thermo-Mechanical Overload. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2005, vol. 127, no. 2, pp. 170–178, doi: 10.1115/1.1867986
- [13] Meguid S.A., Maricic L.A. Finite Element Modeling of Shot Peening Residual Stress Relaxation in Turbine Disk Assemblies. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2015, vol. 137, is. 3, no. articles 031003, doi: 10.1115/1.4030066
- [14] Киселёв И.А., Жуков Н.А., Васильев Б.Е., Селиванов А.Н. Учет остаточных напряжений при расчетах прочности элементов замковых соединений. Часть 1. Моделирование дробеструйной обработки. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 11, с. 49–59, doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-49-59
- [15] ANSYS help guide, version 17.2. ANSYS Inc., 2017.
- [16] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин: справочник*. Москва, Машиностроение, 1993. 640 с.

References

- [1] Birger I.A. *Ostatochnyye napryazheniya* [Residual stress]. Moscow, Mashgiz publ., 1963. 233 p.
- [2] Malashenko I.S., Rovkov V.A., Kurenkova V.V., Belyavin A.F., Fedotov D.A., Sychev V.K. Increase the cyclic durability of monocrystalline blades of alloy ZhS36VI by blasting their shanks glass microspheres. *Sovremennaya elektrometallurgiya*, 2011, no. 3(104), pp. 34–42 (in Russ.).
- [3] Zakharova T.P., Rozanov M.A., Teplova S.V. Influence of operation conditions at the residual stress relaxation in turbine root slots of HPT, made of monocrystal nickel super alloys. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2015, vol. 19, no. 3(69), pp. 21–27 (in Russ.).
- [4] Nozhnitskiy Yu.A., Fishgoyt A.V., Tkachenko R.I., Teplova S.V. Development and application of new methods for hardening GTE parts based on plastic deformation of surface layers (review). *Vestnik dvigatelestroyeniya. Zaporozhskiy natsional'nyy tekhnicheskii universitet*, 2006, no. 2, pp. 8–16 (in Russ.).
- [5] Almen J.O., Black P.H. *Residual stresses and fatigue in metals*. New York, McGraw-Hill, 1963. 12 p.
- [6] Kurenkova V.V. Peculiarities of microstructure of surface of fir-tree locking piece of single-crystal blades of ZhS36VI alloy. *Sovremennaya elektrometallurgiya*, 2010, no. 3, pp. 38–46 (in Russ.).
- [7] *Aviatsionnye pravila, chast' 33. Normy letnoi godnosti dvigatelei vozdushnykh sudov* [Aviation rules, part 33. Norms of airworthiness of aircraft engines]. Mezhhgosudarstvennyi aviatsionnyi komitet publ., 2012. 43 p.
- [8] Miao H.Y., Larose S., Perron C., Lévesque M. Numerical simulation of the stress peen forming process and experimental validation. *Advances in Engineering Software*, 2011, vol. 42, no. 11, pp. 963–975, doi: 10.1016/j.advengsoft.2011.05.025
- [9] Levers A., Prior A. Finite element analysis of shot peening. *Journal of Materials Processing Technology*, 1998, vol. 80–81, pp. 304–308, doi: 10.1016/S0924-0136(98)00188-5
- [10] Bukatyy A.S., Surgutanov N.A., Zlobin A.S., Kocherova E.E. The use of simulation of blasting when forecasting durability in low cycle region. *Desyataya Vseros. nauch. konf. s mezhdunar. uchastiem. Sb. tr., V 3 t. T. 1. Matematicheskoe modelirovanie i kraevye zadachi* [Tenth All-Russian scientific conference with international participation. Collected works. In 3 vol. Vol. 1. Mathematical modeling and boundary value problems]. 25–27 May 2016, Samara, SSTU publ., pp. 42–44.
- [11] Gallitelli D., Boyer V., Gelineau M., Colaitis Y., Rouhaud E., Retraint D., Kubler R., Desvignes M., Barrallier L. Simulation of shot peening: From process parameters to residual stress fields in a structure. *Comptes Rendus Mécanique*, 2016, vol. 344, no. 4–5, pp. 355–374, doi: 10.1016/j.crme.2016.02.006
- [12] Meguid S.A., Shagal G., Stranart J.C., Liew K.M., Ong L.S. Relaxation of Peening Residual Stresses Due to Cyclic Thermo-Mechanical Overload. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2005, vol. 127, no. 2, pp. 170–178, doi: 10.1115/1.1867986

- [13] Meguid S.A., Maricic L.A. Finite Element Modeling of Shot Peening Residual Stress Relaxation in Turbine Disk Assemblies. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2015, vol. 137, is. 3, no. articles 031003, doi: 10.1115/1.4030066
- [14] Kiselev I.A., Zhukov N.A., Vasil'yev B.E., Selivanov A.N. Modeling of Residual Stresses when Calculating Strength of Lock Joint Elements. Part 1. Modeling of the Shot Peening Process. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 11, pp. 49–59 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-49-59
- [15] ANSYS help guide, version 17.2. ANSYS Inc., 2017.
- [16] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin: spravochnik* [Calculation on durability of details of machines: reference book]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1993. 640 p.

Статья поступила в редакцию 06.08.2018

Информация об авторах

ВАСИЛЬЕВ Борис Евгеньевич — кандидат технических наук, начальник отдела. ЦИАМ им. П.А. Баранова; доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, ул. 2-я Бауманская, д. 5, e-mail: b_vasilyev@ciam.ru).

КИСЕЛЁВ Игорь Алексеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская, д. 5, e-mail: i.a.kiselev@bmstu.ru).

ЖУКОВ Никита Александрович — ассистент кафедры «Прикладная механика»; инженер НИИ АПП. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская, д. 5, e-mail: jukov.n@yandex.ru).

СЕЛИВАНОВ Александр Николаевич — инженер. ЦИАМ им. П.А. Баранова (111116, Москва, Российская Федерация, ул. Авиамоторная, д. 2, e-mail: anselivanov@ciam.ru).

Information about the authors

VASILYEV Boris Evgenievich — Candidate of Science (Eng.), Head of Department. Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM; Associate Professor, Department of Gas Turbine and Non-Conventional Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, e-mail: b_vasilyev@ciam.ru).

KISELEV Igor Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Applied Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, e-mail: i.a.kiselev@bmstu.ru).

ZHUKOV Nikita Aleksandrovich — Teaching Assistant, Department of Applied Mechanics; Engineer, Research Institute for Automation of Manufacturing Processes. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, e-mail: jukov.n@yandex.ru).

SELIVANOV Aleksandr Nikolaevich — Engineer. Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: anselivanov@ciam.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Васильев Б.Е., Киселёв И.А., Жуков Н.А., Селиванов А.Н. Учет остаточных напряжений при расчетах прочности элементов замковых соединений. Часть 2. Влияние остаточных напряжений на напряженно-деформированное состояние хвостовика лопатки турбины. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 12, с. 58–67, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-58-67

Please cite this article in English as:

Vasilyev B.E., Kiselev I.A., Zhukov N.A., Selivanov A.N. Modeling of Residual Stresses when Calculating the Strength of Lock Joint Elements. Part 2. The Effect of Residual Stresses on the Stress-Strain State of the Turbine Blade Root. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 12, pp. 58–67, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-58-67