

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЛОПАТКА-ДИСК ТИПА «ЁЛКА»

©2011 А. С. Букатый¹, С. А. Букатый², И. Б. Андреев³

¹Ярославский государственный технический университет

²Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьёва

³ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск

Приведены результаты оптимизации замкового соединения лопаток с дисками типа «ёлка» методом крутого восхождения с помощью модели, позволяющей автоматизировать процесс изменения её параметров, а также в автоматическом режиме осуществлять разметку модели и задание граничных условий для расчёта.

Замковое соединение, напряжение, жёсткость напряженного состояния, оптимизация параметров, многофакторный эксперимент.

Замковое соединение (ЗС) лопатки с диском типа «ёлка» является сложным и ответственным элементом конструкции лопатка–диск с концентрацией напряжений. В настоящее время не существует общих методик проектирования и выбора параметров ЗС типа «ёлка». За основу, как правило, принимают существующие конструкции и рекомендации в соответствии с [1]. При определении конкретных размеров руководствуются результатами моделирования и расчётов в системе ANSYS, точность которых в значительной мере зависит от точности построения модели и метода разбиения её на элементы. Следует отметить, что в настоящее время в зарубежных конструкциях наметилась тенденция к уменьшению числа зубьев в ЗС.

Поскольку ЗС отличается большой концентрацией напряжений, то точность расчётов существенно зависит от типа и размеров элементов, а также способов разбиения модели на элементы. Известно, что при исследовании распределения напряжений можно использовать гидродинамическую аналогию (ГДА). Поэтому в данной работе в основу макроса, осуществляющего автоматическое построение конечно-элементной модели в ANSYS, наряду с автоматическим (машинным) разбиением (рис. 1, а) применялось разбиение, основанное на принципах ГДА. Данный способ разметки модели обеспечивает плавное обтекание контура замка элементами (рис. 1, б) и, как показали сравнительные расчёты, минимизирует погрешности расчё-

тов за счёт рационального разбиения впадин замкового соединения, являющихся основными концентраторами напряжений. При этом направление систем координат элементов во впадинах максимально приближено к направлению распределения окружных, осевых и радиальных напряжений, а форма элементов на контактных площадках и в концентраторах напряжений подвержена минимальному искажению. Выбор оптимального числа элементов и типа разметки модели проводился путем сравнения регулярного и автоматического разбиения по таким параметрам как число элементов, время расчёта, величины напряжений.

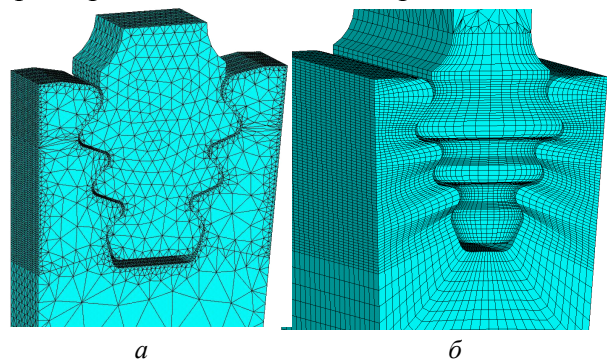


Рис. 1. Схемы разметки модели элементами

В расчёте задавалась угловая скорость вращения модели диска, а также использовались следующие граничные условия: СР-связи узлов на торцевых поверхностях сектора диска, ограничение перемещений ступицы в осевом и окружном направлениях, контактные пары на соприкасающихся поверхностях замкового соединения. Сравни-

тельные расчёты показали (табл. 1), что наилучшие результаты по точности, трудоёмкости и времени расчёта были при разметке элементов на основе ГДА, которое было принято для дальнейших КЭ-расчётов.

Таблица 1. Результаты сравнительных расчётов

Разбиение	Количество элементов/узлов	Длительность расчёта, минуты	Сходимость по напряжениям
Машинное	41364 / 10538	0,5	0,810
	73488 / 16155	3	0,896
	794196 / 155537	145	0,980
На основе ГДА	14940 / 17017	0,5	0,885
	46480 / 51909	7	0,960
	220480 / 244772	104	0,990

В работе [2] показано, что очаги истощения пластичности и зарождения усталостных трещин располагаются в зонах с повышенной жёсткостью напряжённого состояния (НС), которая наилучшим образом оценивается критерием А.М. Агоджино [3]:

$$K_A = \frac{3\sigma_0}{\sigma_i} = \frac{\sqrt{2}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}}, \quad (1)$$

где σ_0 – среднее напряжение, σ_i – интенсивность нормальных напряжений.

Следовательно, оптимизация ЗС может быть основана на снижении концентрации напряжений и жёсткости НС с использованием критерия K_A . Поскольку НС замкового соединения является объёмным, снижение концентрации напряжений можно оценить с помощью удельной энергии упругих и пластических деформаций

$$U_0 = U_0^e + U_0^p, \quad (2)$$

где

$$U_0^e = \frac{E}{2(1-\mu-2\mu)} \left[(1-\mu)(\varepsilon_1^{e2} + \varepsilon_2^{e2} + \varepsilon_3^{e2}) + 2\mu(\varepsilon_1^e \varepsilon_2^e + \varepsilon_2^e \varepsilon_3^e + \varepsilon_3^e \varepsilon_1^e) \right], \quad (3)$$

$$U_0^p = \frac{E}{(1-\mu-2\mu)} \left[(1-\mu)(\varepsilon_1^{p2} + \varepsilon_2^{p2} + \varepsilon_3^{p2}) + 2\mu(\varepsilon_1^p \varepsilon_2^p + \varepsilon_2^p \varepsilon_3^p + \varepsilon_3^p \varepsilon_1^p) \right]. \quad (4)$$

Однако на первом этапе достаточно рассмотреть задачу в упругой постановке, т.к. появление пластических деформаций начинается в местах с максимальной концентрацией упругих напряжений. Поэтому с целью обес-

печения упругого НС в расчётах задавалась скорость вращения $\omega = 165 \text{ с}^{-1}$. В этом случае удельную энергию упругих деформаций можно определять по формуле

$$U_0 = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]. \quad (5)$$

Оптимизация замкового соединения осуществлялась с помощью модели, позволяющей автоматизировать процесс изменения её параметров, а также в автоматическом режиме осуществлять разметку модели и задание граничных условий для расчёта. В системе Unigraphics была создана параметрическая модель замкового соединения (рис. 2), позволяющая в меню «Tools»

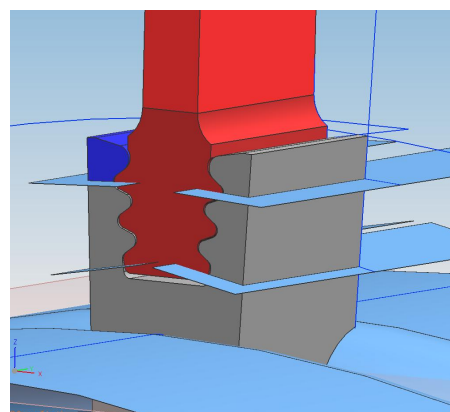
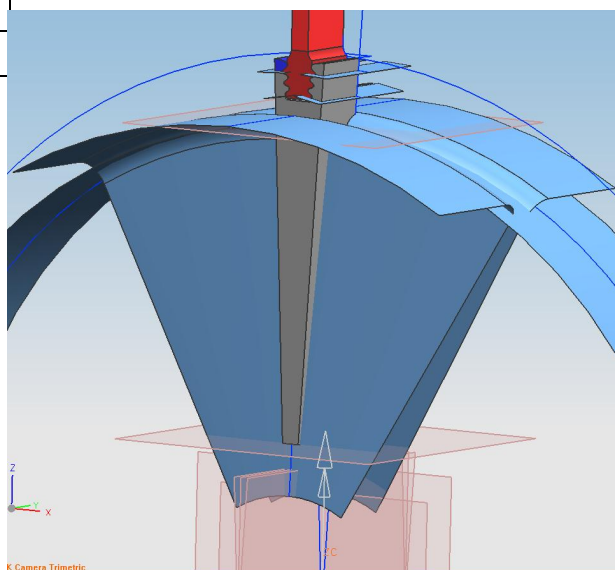


Рис. 2. Параметрическая модель ЗС

– «Expressions» задавать все необходимые параметры замкового соединения, между которыми установлены привязки (рис. 3), автоматически изменяющие параметры всех прочих элементов модели, взаимосвязанных с оптимизируемыми. С помощью функции

«Export» – «Parasolid» модель импортировалась в ANSYS.

Автоматизация построения конечно-элементной модели в ANSYS была выполнена с помощью предварительно написанного макроса, который в автоматическом режиме осуществлял разметку модели и задание граничных условий. При разметке модели использовались элементы Solid 45, а также загружены свойства материала ЭИ698-ВД. В качестве граничных условий задавались: частота вращения, контактные пары по контактирующим поверхностям замкового соединения, заделка по ступице в осевом и окружном направлениях, равенство перемещений (offset nodes) по торцевым поверхностям сектора. В результате построение моделей и ряд расчётов по оптимизации замкового соединения выполнялись в автоматическом режиме. Для обработки результатов расчетов также был написан макрос, автоматизирующий выборку элементов и узлов, принадлежащих элементам в зонах концентрации напряжений.

Построение уравнений-моделей напряжённого состояния ЗС осуществлялось на основе многофакторного планирования численных экспериментов с использованием пакета Statistica. На основе предварительного анализа характеристик ЗС были выбраны геометрические параметры, показанные на рис. 4:

φ – угол между средними линиями гребёнок; γ – угол между рабочей и нерабочей поверхностью зуба; β – угол между средней линией гребенки и рабочей поверхностью зуба; r_b – радиус впадины зубьев; q – число пар зубьев.

Поскольку число пар зубьев не может быть дробным, было принято решение строить модели для каждого значения q по отдельности. С целью уменьшения количества численных экспериментов, а также для осуществления возможности сравнения оптимальных параметров с параметрами существующих ЗС, в первом приближении использовались неполные квадратичные модели при $q = 3$, для построения которых применяли планы 2^{4-1} . Кодовые обозначения и уровни варьирования параметров оптимизации представлены в табл. 2.

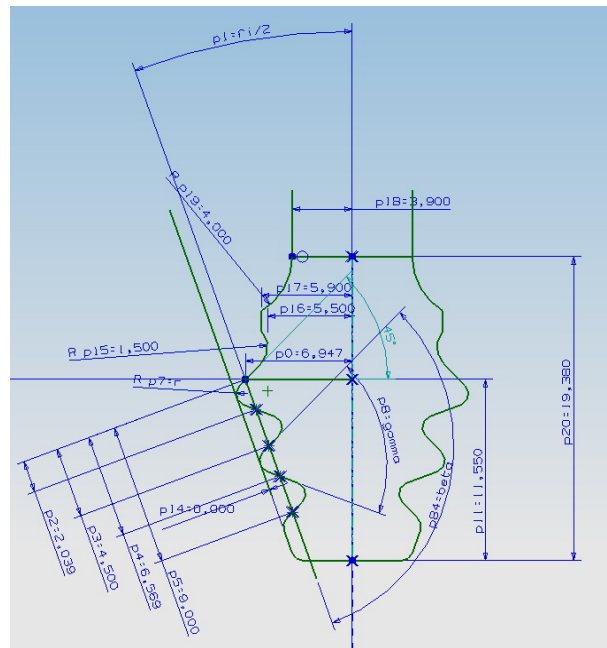


Рис. 3. Характеристические размеры параметрической модели замка

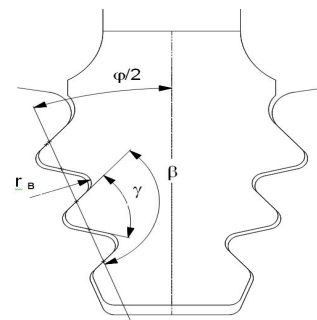


Рис. 4. Геометрические параметры оптимизации ЗС

Таблица 2. Кодовые обозначения и уровни варьирования параметров оптимизации при $q = 3$

Факторы	Кодовое обозначение	Уровни варьирования			
		верхний	основной	нижний	интервал варьирования
φ°	X ₁	+1	0	-1	15
β°	X ₂	120	110	100	10
γ°	X ₃	65	55	45	10
$r_{b, \text{ мм}}$	X ₄	1,0	0,75	0,5	0,25

Поскольку наиболее опасным является сочетание наибольших значений жёсткости НС и удельной энергии упругих деформаций, то на основе выражений (1) и (5) в качестве параметра оптимизации – функции

отклика использовали максимальную величину

$$Y = (K_A \cdot U_0)_{\max}, \quad (6)$$

определяемую в выделенных объёмах зон концентрации напряжений А и В (рис. 5). Выделенные объёмы представляют собой сегменты с размеченными узлами элементов (рис. 6), в которых определялась величина Y .

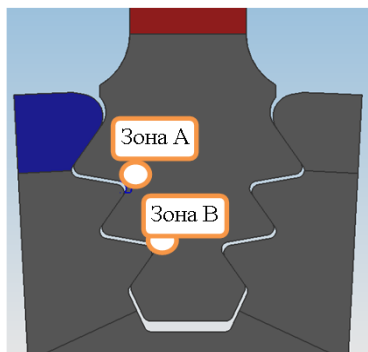


Рис. 5. Расположение расчётных зон и выделенных объёмов с максимальной концентрацией напряжений

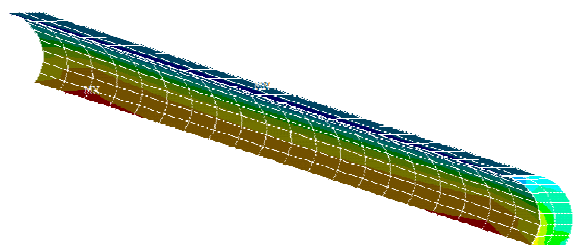


Рис. 6. Выделенный объём в зоне с максимальной концентрацией напряжений

Расчёты показали, что наиболее нагруженной является зона А. В результате расчётов была получена следующая модель напряжённости в наиболее опасном узле:

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_4 X_4 + b_{12} X_1 X_2 + b_{14} X_1 X_4 + b_{23} X_2 X_3, \quad (7)$$

где коэффициенты имеют значения:

b_0	9.75944E-02	b_1	-1.71459E-03
b_2	-2.35874E-02	b_3	4.78044E-04
b_4	-3.75349E-02	b_{12}	1.04949E-02
b_{14}	1.03574E-02	b_{23}	1.35657E-02

Оптимизация параметров осуществлялась методом крутого восхождения. При этом условием оптимальности является

$$Y = (K_A \cdot U_0)_{\max} \rightarrow \min.$$

В результате были получены следующие значения оптимизированных параметров замка, приведённые в табл. 3.

Таблица 3. Значения параметров ЗС

Параметр	Оптимальное	Существующее
φ	20°	40°
β	100°	105°
γ	45°	55°
r_B , мм	0,75	1,0
Y , МПа	0,079517	0,119660

Значения параметра оптимизации Y , приведённые в табл. 3, свидетельствуют о неоптимальности существующих параметров реальных замков 2-й степени турбины наземного ГТД. Профили оптимального и реального ЗС показаны на рис.7.

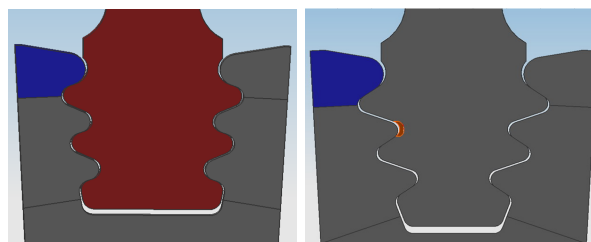


Рис. 7. Профили замковых соединений а – оптимальный; б – реальный

Результаты сравнительных расчётов НС (рис. 8 – 10), подтверждают полное преимущество по всем расчётным характеристикам замковых соединений с оптимальными параметрами.

Распределение по ширине замка параметров K_A и $(K_A \cdot U_0)_{\max}$, показанные на рис. 11 - 15, свидетельствуют о том, что наиболее нагруженные участки располагаются на поверхности в зоне А. Как следует из рис. 9, самые опасные участки, на которых следует ожидать появление трещин, находятся на расстоянии 1,5 мм от торцов замка. Эти выводы полностью подтверждаются статистикой разрушения замков лопаток от малоциклового усталости, в которых очаг зарождения трещин располагался на расстоянии ~ 1,5 мм от торцевых поверхностей замка на первой впадине.

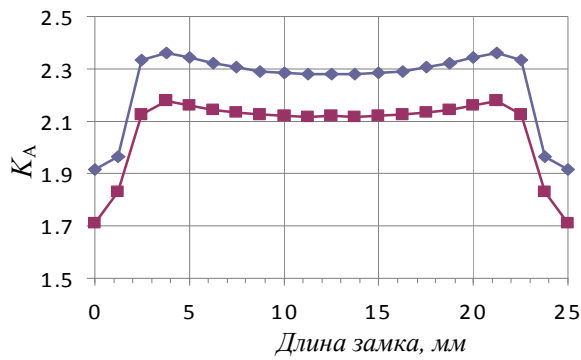


Рис. 8. Распределение критерия жёсткости НС:

— K_A по длине замка;
— для реального замка

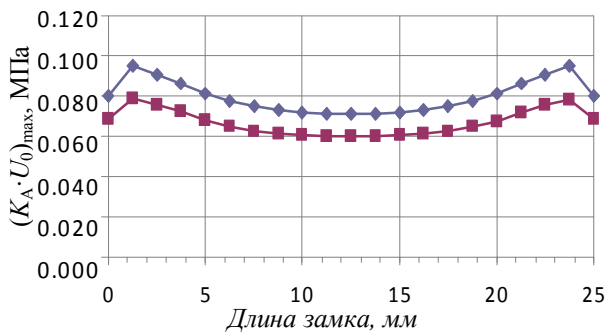


Рис. 9. Распределение параметра оптимизации НС $(K_A \cdot U_0)_{\max}$ по длине замка

— для реального замка;
— для оптимального замка

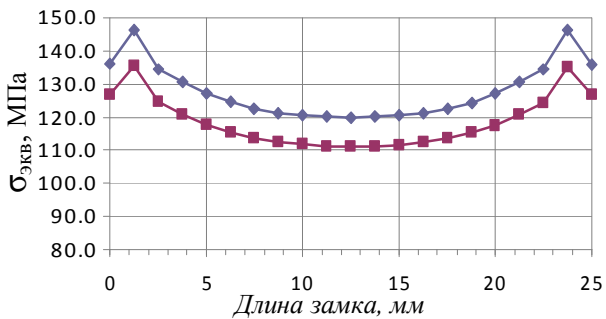


Рис. 10. Распределение максимальных эквивалентных по Мизесу напряжений по длине замка:

— для реального замка;
— для оптимального замка

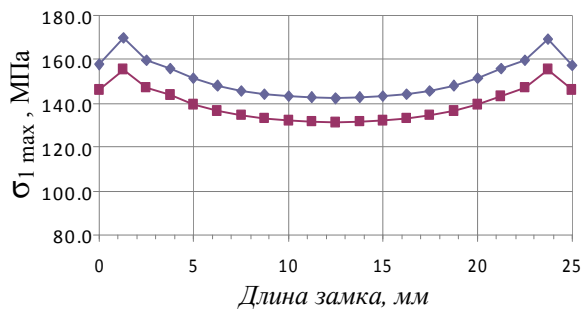


Рис. 11. Распределение главных напряжений $\sigma_{1 \max}$ по длине замка:

— для реального замка;
— для оптимального замка

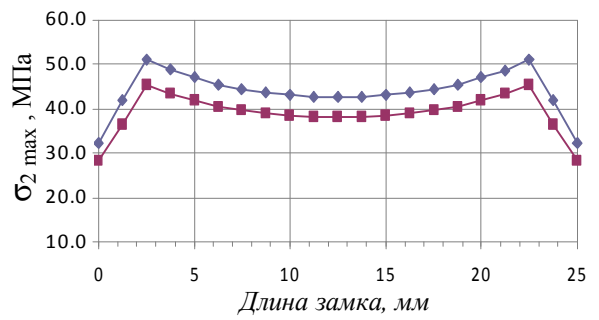


Рис. 12. Распределение главных напряжений $\sigma_{2 \max}$ по длине замка:

— для реального замка;
— для оптимального замка

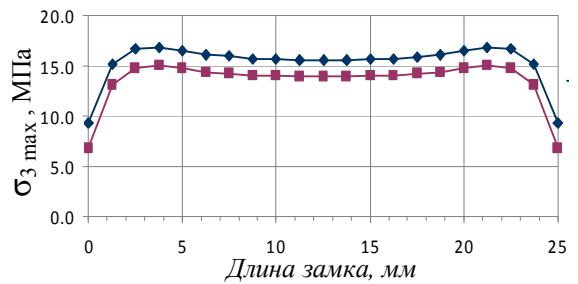


Рис. 13. Распределение главных напряжений $\sigma_{3 \max}$ по длине замка

— для реального замка;
— для оптимального замка

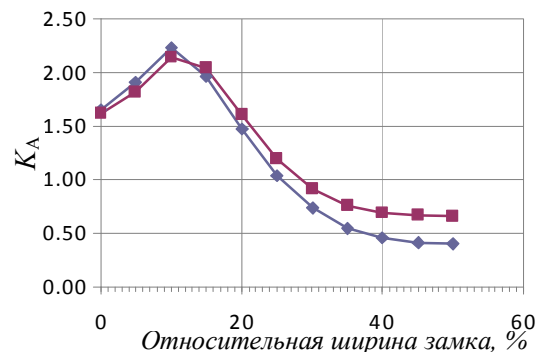


Рис. 14. Распределение критерия жёсткости НС:

— K_A по ширине замка;
— для реального замка



Рис. 15. Распределение параметра оптимизации $(K_A \cdot U_0)_{\max}$ НС:

— по ширине замка;
— для реального замка

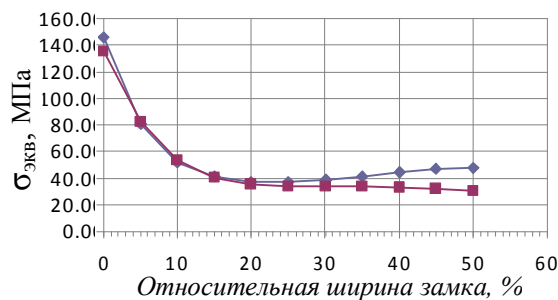


Рис. 16. Распределение максимальных эквивалентных по Мизесу напряжений по ширине замка
 — для реального замка;
 — для оптимального замка

Чтобы выяснить влияние пятого параметра q – числа пар зубьев на НС замкового соединения, необходимо построить соответствующие параметрические модели (2-, 4-зубые и т.д.) и провести аналогичные исследования.

Следующим этапом после определения оптимальных вышеуказанных параметров является уточнение по аналогичной методике длины замка l . При этом необходимо учесть особенности конструкции ЗС.

В качестве дополнительного параметра оптимизации, как показано в [2], можно использовать коэффициент интенсивности напряжений K_C , характеризующий трещиностойкость замкового соединения.

Библиографический список

1. ОСТ 1 10975-81. Отраслевой стандарт. Соединения лопаток с дисками ёлочного типа газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры.
2. Букатый, С.А. Оптимизация турбинных замковых соединений лопатка-диск типа «ёлка» [Текст] / С.А. Букатый, И.Б. Андреев // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. Ч. 2. №3(19). – С. 22–27.
3. Агоджино, А.М. Влияние надрезов, напряжённое состояние и пластичность [Текст] / А.М. Агоджино // Тр. Амер. о-ва инж.-мех; пер. с англ. – М.: Мир, 1978. №4. С. 12–19. (Теор. основы инж. расчётов).

THE DEVELOPMENT OF THE OPTIMIZATION METHODOLOGY OF THE TURBINE BLADE-DISK INTERLOCK OF THE TYPE “FIR TREE”

©2011 A. S. Bukaty¹, S. A. Bukaty², I. B. Andreev³

¹Yaroslavl state technical university

²Rybinsk state aviation technological academy in the name of P.A. Solovlev

³”NPO ”Saturn” Corporation, Rybinsk city

The methodology of the optimization of the interlock blade-disk of the type “fir tree” is examined within the bounds of this paper. The methodology is based on the method of the complex experiment. Agodjino criterion of the stress-state rigidity and the plasto-elastic deformation energy of the material are used as the optimization criteria.

Interlock, stress, stress state stiffness, parameter optimization, multifactor experiment.

Информация об авторах

Букатый Алексей Станиславович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения» Ярославского государственного технического университета. Тел.: (4852) 44-15-19, 216-504, 9206527001. E-mail: bukaty@inbox.ru. Область научных интересов: остаточные напряжения и деформации, упрочняющие технологии, компьютерное моделирование и расчёты на прочность.

Букатый Станислав Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева; директор ООО Научно-коммерческой фирмы «СБК». Тел.: (4855) 213-964, 216-504, 9108137542. E-mail: bukaty_sa@mail.ru. Область науч-

ных интересов: остаточные напряжения и деформации, упрочняющие технологии, малоцикловая усталость, механика разрушения.

Андреев Илья Борисович, начальник бригады ОАО «НПО «Сатурн». Тел.: (4855) 556-534, 9806521992. E-mail: andreev_ib@mail.ru. Область научных интересов: распределение напряжений в соединениях, упрочняющие технологии, механика разрушения.

Bukaty Alexey Stanislavovich, candidate of science, Lecturer of the chair “Manufacturing engineering” of Yaroslavl state technical university. Phone: (4852) 440-276, 216-504, 9206527001. E-mail: bukaty@inbox.ru. Area of research: residual stress and strains, strengthening technologies, model engineering and strength design.

Bukaty Stanislav Alekseevich, doctor of Science, professor of the chair "Theoretical mechanic and strength of materials" of Rybinsk state aviation technological academy named of P.A. Solovev; Research manager of "Engineering department of analysis and service life management" of "NPO "Saturn" Corporation. Phone: (4855) 213-964, 296-012, 216-504, 9108137542. E-mail: bukaty_sa@mail.ru. Area of research: residual stress and strains, strengthening technologies, low-cycle fatigue, fracture mechanics.

Андреев Илья Борисович, chief of brigade of "NPO "Saturn" Corporation. Phone: (4855) 296-255, 556-534, 9806521992. E-mail – andreev_ib@mail.ru. Area of research: in junction stress distribution, strengthening technologies, fracture mechanics.