

ХАРАКТЕР ИЗМЕНЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАМКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТИПА «ЛАСТОЧКИН ХВОСТ» С УЧЁТОМ НЕЛИНЕЙНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ

© 2022

В. С. Жернаков доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов; Уфимский государственный авиационный технический университет; zhvs@mail.rb.ru

Т. Н. Мардимасова кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов; Уфимский государственный авиационный технический университет; toma_mard@mail.ru

К. В. Конева аспирант; инженер кафедры сопротивления материалов; Уфимский государственный авиационный технический университет; kseniakoneva95@gmail.com

Приведён общий алгоритм расчёта остаточных напряжений, построенный на методе последовательных нагружений. Выполнено моделирование процесса формирования остаточных напряжений и деформаций в замковых соединениях типа «ласточкин хвост» при нагружении его центробежными силами и последующей разгрузке. Задача решена в нелинейной постановке с учётом деформаций упругости, пластичности и ползучести. Получены поля остаточных напряжений и деформаций в пазах диска. Численное решение задачи выполнено методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS. Проведён анализ влияния угла раствора α на характер распределения зоны пластических деформаций. Угол раствора α меняли в пределах от 45 до 70°. Установлено, что с развитием деформаций ползучести происходит изменение зоны нелинейных деформаций и характера распределения остаточных напряжений в зоне концентратора. Получены зависимости значения наибольших остаточных напряжений от угла раствора α , а также их изменение во времени.

Концентрация напряжений; остаточные напряжения; замковые соединения лопаток компрессора; титановый сплав; пластичность; ползучесть; теория старения

Цитирование: Жернаков В.С., Мардимасова Т.Н., Конева К.В. Характер изменения остаточного напряжённно-деформированного состояния замковых соединений типа «ласточкин хвост» с учётом нелинейных деформаций // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 1. С. 57-66. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-57-66

Введение

Наиболее распространённым видом соединения рабочих лопаток компрессора с дисками является соединение типа «ласточкин хвост», обеспечивающее простую и надёжную сборку изделия. Замковые соединения работают в сложных силовых и температурных условиях и относятся к числу наиболее нагруженных и ответственных элементов газотурбинных двигателей (ГТД). На максимальных режимах работы ГТД в зонах концентрации напряжений замковых соединений могут возникать пластические деформации и как следствие – остаточные напряжения, играющие существенную роль в обеспечении их прочности и надёжности [1].

В данной работе выполнено исследование остаточного напряжённного состояния в пазах диска замковых соединений типа «ласточкин хвост». Для решения такого класса задач применён алгоритм, позволяющий анализировать и моделировать весь процесс нагружения и деформирования, предшествующий рассматриваемому моменту времени. Моделирование процесса упругопластического деформирования и образования остаточных напряжений выполнено с применением теорий пластичности и их модификаций, а также специальных алгоритмов, обеспечивающих удовлетворительное описание процессов сложного нагружения.

Теоретические сведения

Общий алгоритм расчёта остаточных напряжений базируется на методе последовательных нагружений [2], основная идея которого состоит в разбиении «истории» нагружения деформируемого тела на этапы по параметру нагружения (или времени) и в предположении, что в пределах каждого достаточно малого этапа нагружение является простым. Решая последовательно краевые упругопластические или упругие задачи для каждого этапа нагружения, можно проследить кинетику напряжённо-деформированного состояния, а расчёт завершающего этапа даст значения остаточных напряжений. Это даёт возможность рассчитывать и прогнозировать работоспособность конструкции с учётом технологической наследственности.

Рассмотрим построение отдельных расчётных этапов нагружения. В качестве исходных данных для расчёта некоторого n -го этапа принимают параметры напряжённо-деформированного состояния, найденные из расчёта предыдущего этапа ($n-1$). Для первого этапа они соответствуют исходному состоянию тела.

На каждом n -м этапе нагружения внешние нагрузки и температура получают приращения и решение упругопластической задачи сводят к расчёту упругого неоднородного тела с переменными параметрами упругости или с дополнительными деформациями [2]. Приращения напряжений, деформаций и перемещений должны удовлетворять всем условиям краевой задачи, сформулированной в приращениях:

– уравнениям равновесия:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} \Delta_n \sigma_x + \frac{\partial}{\partial y} \Delta_n \tau_{xy} + \frac{\partial}{\partial z} \Delta_n \tau_{xz} + \Delta_n P_{Vx} = 0, \\ \frac{\partial}{\partial x} \Delta_n \tau_{yx} + \frac{\partial}{\partial y} \Delta_n \sigma_y + \frac{\partial}{\partial z} \Delta_n \tau_{yz} + \Delta_n P_{Vy} = 0, \\ \frac{\partial}{\partial x} \Delta_n \tau_{zx} + \frac{\partial}{\partial y} \Delta_n \tau_{zy} + \frac{\partial}{\partial z} \Delta_n \sigma_z + \Delta_n P_{Vz} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $\Delta_n \sigma_x, \Delta_n \sigma_y, \Delta_n \sigma_z$ – приращения напряжений на n -м этапе нагружения;
 $\Delta_n P_{Vx}, \Delta_n P_{Vy}, \Delta_n P_{Vz}$ – приращения компонентов массовых сил;

– статическим граничным условиям на поверхности S_σ :

$$\begin{cases} \Delta_n \sigma_x l + \Delta_n \tau_{xy} m + \Delta_n \tau_{xz} n = \Delta_n P_{Sx}, \\ \Delta_n \tau_{yx} l + \Delta_n \sigma_y m + \Delta_n \tau_{yz} n = \Delta_n P_{Sy}, \\ \Delta_n \tau_{zx} l + \Delta_n \tau_{zy} m + \Delta_n \sigma_z n = \Delta_n P_{Sz}, \end{cases} \quad (2)$$

где l, m, n – направляющие косинусы нормали к поверхности в рассматриваемой точке;
 $\Delta_n P_{Sx}, \Delta_n P_{Sy}, \Delta_n P_{Sz}$ – приращения компонентов поверхностной нагрузки;

– геометрическим соотношениям:

$$\begin{aligned} \Delta_n \varepsilon_x &= \frac{\partial}{\partial x} \Delta_n u, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial}{\partial y} \Delta_n v, \quad \Delta_n \varepsilon_z = \frac{\partial}{\partial z} \Delta_n w, \\ \Delta_n \gamma_{xy} &= \frac{\partial}{\partial y} \Delta_n u + \frac{\partial}{\partial x} \Delta_n v, \quad \Delta_n \gamma_{yz} = \frac{\partial}{\partial y} \Delta_n w + \frac{\partial}{\partial z} \Delta_n v, \quad \Delta_n \gamma_{zx} = \frac{\partial}{\partial z} \Delta_n u + \frac{\partial}{\partial x} \Delta_n w; \end{aligned} \quad (3)$$

– кинетическим граничным условиям на S_u :

$$\Delta_n u = \varphi_u, \quad \Delta_n v = \varphi_v, \quad \Delta_n w = \varphi_w, \quad (4)$$

где $\varphi_u, \varphi_v, \varphi_w$ – заданные величины.

Соотношения (1) – (4) дополняют физическими уравнениями выбранной теории пластичности [5], которые замыкают систему уравнений краевой упругопластической задачи. Решив её выбранным способом, находят приращения компонентов деформаций $\{\Delta_n \varepsilon\}$ и напряжений $\{\Delta_n \sigma\}$ на рассматриваемом этапе нагружения. Затем вычисляют их полные значения в конце расчётного этапа нагружения:

$$\begin{aligned} \{\sigma\}^n &= \{\sigma\}^{(n-1)} + \{\Delta_n \sigma\}, \\ \{\varepsilon\}^n &= \{\varepsilon\}^{(n-1)} + \{\Delta_n \varepsilon\}. \end{aligned} \quad (5)$$

Расчёт последнего N -го этапа нагружения даёт значения остаточных напряжений и деформаций:

$$\begin{aligned} \{\sigma^*\} &\equiv \{\sigma\}^N = \{\sigma\}^{(N-1)} + \{\Delta_N \sigma\}, \\ \{\varepsilon^*\} &\equiv \{\varepsilon\}^N = \{\varepsilon\}^{(N-1)} + \{\Delta_N \varepsilon\}. \end{aligned} \quad (6)$$

Отметим, что во многих случаях последний этап нагружения представляет собой разгрузку и охлаждение конструкции.

Существенно, что на каждом этапе формируется итерационный процесс установления характера нагружения в расчётных точках тела. В исходном приближении принимают, что на n -м этапе нагружения он сохраняется таким же, что и на предыдущем $(n-1)$ -м этапе. Затем решают упругопластическую задачу, находят приращения компонентов напряжений $\{\Delta_n \sigma\}$ и деформаций $\{\Delta_n \varepsilon\}$ на n -м этапе в первом приближении. Далее расчёт сводят к установлению истинного характера нагружения в каждой точке тела. С этой целью предварительно определяют приращение интенсивности напряжений в связи с приращением их компонентов:

$$d\sigma_i = \frac{\partial \sigma_i}{\partial \sigma_x} d\sigma_x + \frac{\partial \sigma_i}{\partial \sigma_y} d\sigma_y + \frac{\partial \sigma_i}{\partial \sigma_z} d\sigma_z + \frac{\partial \sigma_i}{\partial \tau_{xy}} d\tau_{xy} + \frac{\partial \sigma_i}{\partial \tau_{yz}} d\tau_{yz} + \frac{\partial \sigma_i}{\partial \tau_{xz}} d\tau_{xz}, \quad (7)$$

где σ_i – интенсивность напряжений, определяемая зависимостью

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}. \quad (8)$$

С учётом (8) соотношение (7) в конечных приращениях приобретает вид:

$$\Delta \sigma_i = \frac{3}{2\sigma_i} \left[(\sigma_x - \sigma) \Delta \sigma_x + (\sigma_y - \sigma) \Delta \sigma_y + (\sigma_z - \sigma) \Delta \sigma_z + 2(\tau_{xy} \Delta \tau_{xy} + \tau_{yz} \Delta \tau_{yz} + \tau_{xz} \Delta \tau_{xz}) \right], \quad (9)$$

где $\sigma = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$ – среднее напряжение.

Если приращение интенсивности напряжений $\Delta\sigma_i > 0$, то в исследуемой точке будет нагружение, если $\Delta\sigma_i < 0$, то – разгрузка. В отличие от разгрузки, нагружение может быть упругим или упругопластическим. Условие возникновения пластических деформаций имеет вид

$$\sigma_i = \sigma_T, \quad d\sigma_i > \frac{\partial\sigma_T}{\partial T} \partial T, \quad (10)$$

где σ_T – мгновенный предел текучести; T – температура. Невыполнение условий (10) означает упругое нагружение.

Численное моделирование и анализ напряжённо-деформированного состояния замкового соединения

На рис. 1 представлена конструкция замкового соединения, состоящего из диска с пазом 1 и хвостовика лопатки 2. Основные геометрические размеры соединения показаны на рис. 1, где параметры α , h , R , b , l выбраны в соответствии с ОСТ 111031-81 [4].

В данной работе был выбран вариант с $\alpha = 70^\circ$, $h = 4,5$ мм, $R = 1$ мм, $l = 19$ мм, $b = 9$ мм.

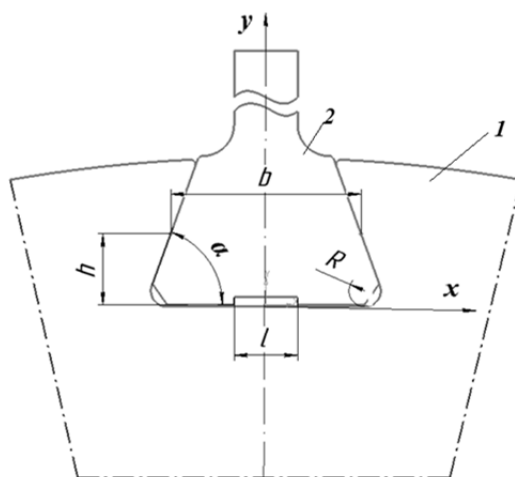


Рис. 1. Геометрическая модель замкового соединения

В качестве модели напряжённого состояния конструкции принимаем модель плоского напряжённого состояния [2]. Контактные давления от действия на лопатку центробежной силы, представленной распределённой нагрузкой σ_0 на рабочих гранях (рис. 2), считаем равномерно распределёнными и равными:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_0 d_0 \cos \alpha}{l_k}, \quad (11)$$

где σ_0 – распределённая нагрузка от действия на лопатку центробежной силы; d_0 – ширина ножки; l_k – зона контакта, где происходит контактное взаимодействие лопатки с диском.

Диск выполнен из титанового сплава ВТЗ-1 (модуль упругости $E = 120$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, предел текучести $\sigma_T = 560$ МПа, касательный модуль $E_k = 760$ МПа [3]).

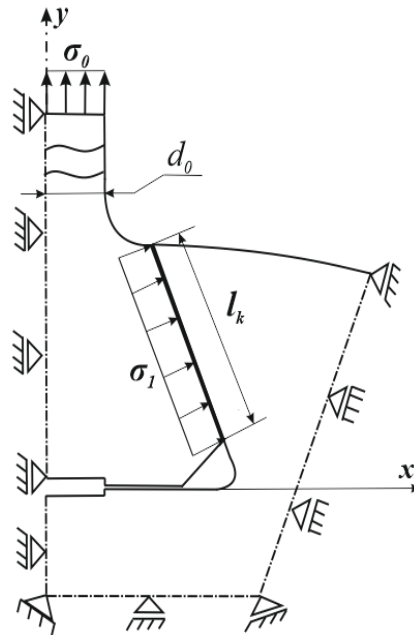


Рис. 2. Расчётная схема замкового соединения

Численное решение задачи формирования полей остаточных напряжений, полученных в ходе эксплуатации, выполнено методом конечных элементов с применением программного комплекса ANSYS.

На рис. 3 показаны эпюры контурных напряжений σ_θ и деформаций ε_θ в галтельном переходе при $\alpha = 70^\circ$. Наибольшие контурные напряжения σ_θ^e и деформации ε_θ^e при упругом деформировании (пунктирные линии) возникают в точке A , смещённой от середины галтели на 26° к рабочей грани замка и достигают значений 1038 МПа и $9,27 \cdot 10^{-3}$ соответственно (рис. 3).

При упругопластическом деформировании (сплошные линии) величина контурных напряжений σ_θ^p снижается. Так в точке A напряжения $\sigma_\theta^p = 824$ МПа, что на 21% ниже, чем при той же нагрузке без учёта деформаций пластичности. Необходимо отметить, что значение контурных деформаций ε_θ^p в окрестности опасной точки A выше, чем при упругом решении, значение ε_θ^p больше на 5% и достигает $9,77 \cdot 10^{-3}$. Зона распространения пластических деформаций заштрихована (рис. 3, а) и имеет дугообразную форму.

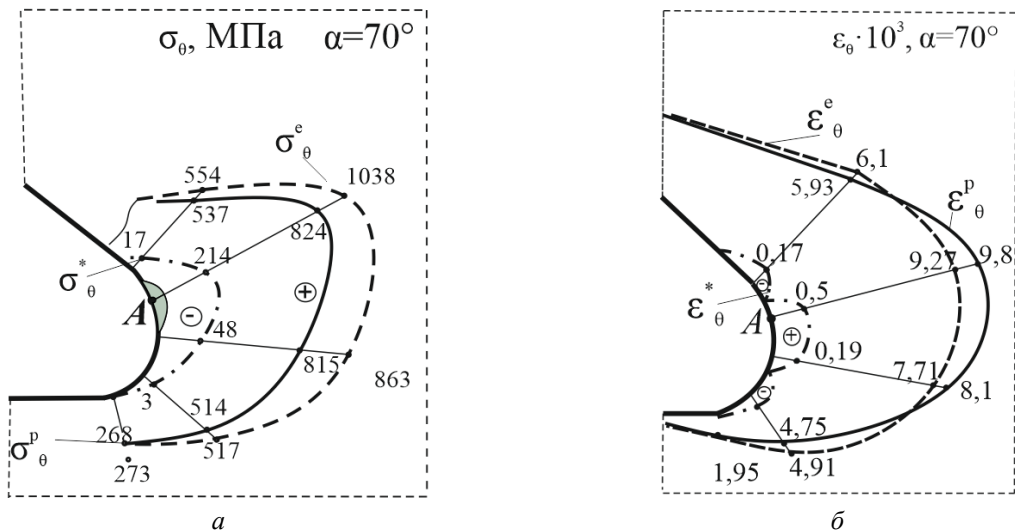


Рис. 3. Распределение контурных напряжений σ_θ (а) и деформаций ϵ_θ (б) в галтельном переходе для $\alpha = 70^\circ$

При разгрузке по контуру диска возникают сжимающие контурные остаточные напряжения σ_θ^* (пунктирные линии). Максимальное значение сжимающих контурных остаточных напряжений σ_θ^* достигает 214 МПа. Характер контурных деформаций ϵ_θ носит знакопеременный характер по всей галтели (рис. 3, б).

Закон распределения осевых напряжений σ_y и деформаций ϵ_y в опасном сечении показан на рис. 4. Установлено, что с развитием пластических деформаций максимум осевых напряжений $\sigma_{y,max} = 826$ МПа возникает на границе упругой и пластической зон на глубине $f = 0,22$ мм от контура галтели. Сжимающие остаточные напряжения σ_y^* в опасной точке равны – 212 МПа, а растягивающие остаточные напряжения по величине значительно ниже сжимающих и распространены на глубину до 2,4 мм.

Исследован характер распределения зон пластических деформаций в зоне концентрации напряжений при $\alpha = 45...70^\circ$ (рис. 5). Выявлено, что с уменьшением угла раствора α зона пластичности растёт, а опасная точка смещается к зоне контакта (точка 1 соответствует $\alpha = 70^\circ$, 2 – $\alpha = 60^\circ$, 3 – $\alpha = 45^\circ$).

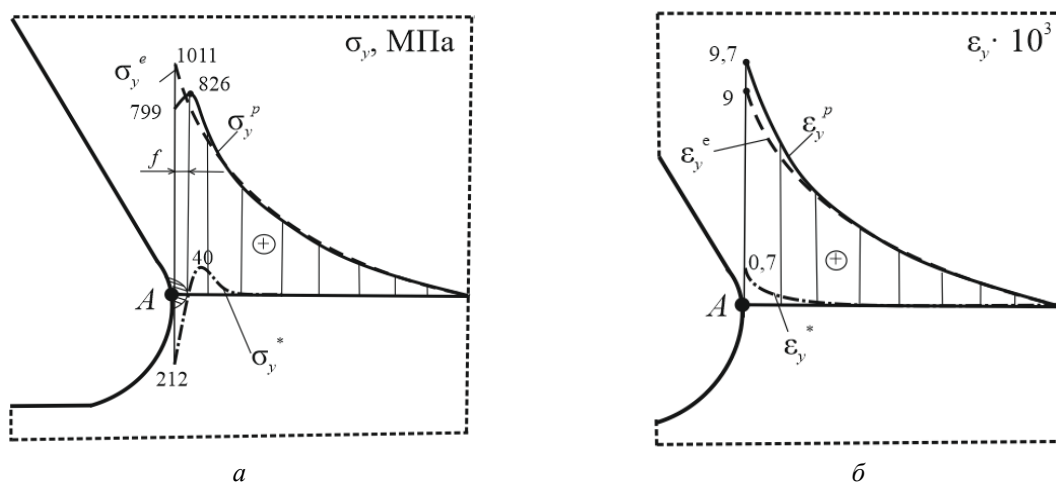


Рис. 4. Эюра распределения осевых напряжений σ_y и деформаций ϵ_y в опасном сечении для $\alpha = 70^\circ$

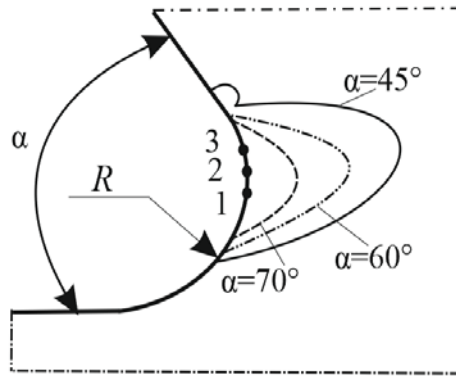


Рис. 5. Распределение зон пластических деформаций в моделях с различным углом α :
 1 – $\alpha = 70^\circ$, 2 – $\alpha = 60^\circ$, 3 – $\alpha = 45^\circ$

Анализ напряжённо-деформированного состояния и остаточных напряжений с учётом ползучести

Замковые соединения работают в зонах высоких температур. Это способствует возникновению деформаций ползучести. Расчёт напряжённо-деформированного состояния диска с учётом деформаций ползучести произведён по теории старения [5] при нагрузке $\sigma_0 = 300$ МПа и $t = 300^\circ\text{C}$. В зоне концентрации напряжений возникают деформации ползучести, в результате появления которых происходит перераспределение полей напряжений и деформаций.

На рис. 6 показаны эпюры осевых напряжений σ_y в опасном сечении при отсутствии наработки (сплошные линии), при наработке 40 ч (пунктирные линии) и 100 ч (штрих-пунктирные линии).

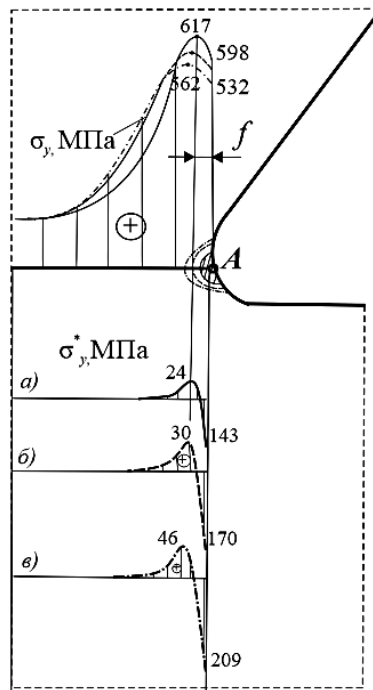


Рис. 6. Распределение осевых напряжений в опасном сечении при $\sigma_0 = 300$ МПа и $t = 300^\circ\text{C}$ и осевых остаточных напряжений σ_y^* : а – 0 ч; б – 40 ч; в – 100 ч

Пластические деформации распространяются в тело диска на глубину $f = 0,138$ мм, а осевые максимальные напряжения $\sigma_{y\max}$ на границе упругой и неупругой зон достигают значения 617 МПа при 0 ч. В процессе наработки зона распространения нелинейных деформаций увеличивается. Через 40 ч глубина f увеличивается до 0,26 мм, а при 100 ч – до 0,32 мм. При этом значение максимальных осевых напряжений снижается, так при 100 ч значение $\sigma_{y\max}$ достигает 562 МПа. На рис. 6 показаны эпюры максимальных осевых остаточных напряжений $\sigma_{y\max}^*$ в опасном сечении. Анализ результатов показывает, что развивающиеся деформации ползучести приводят к увеличению сжимающих осевых остаточных напряжений $\sigma_{y\max}^*$ в опасном сечении. Так при 0 ч (а) величина остаточных напряжений достигает 143 МПа, после 40 ч (б) значение $\sigma_{y\max}^*$ увеличивается на 18%, а после 100 ч (в) – на 31%.

Выполнена оценка влияния угла раствора α на величину остаточных напряжений в конструкциях, работающих при нагружении растягивающим усилием $\sigma_0 = 250$ МПа в течение 100 ч при $t = 300^\circ\text{C}$ (рис. 7).

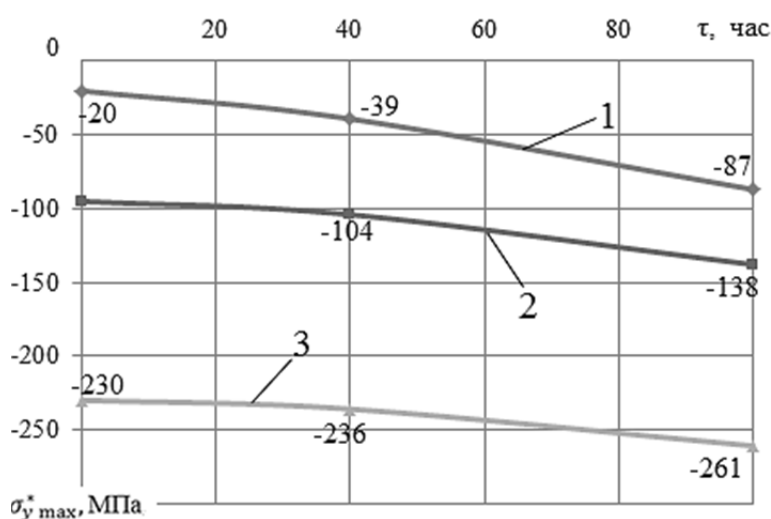


Рис. 7. Изменение осевых остаточных напряжений σ_y^* во времени в моделях с различным углом α :
 1 – $\alpha = 70^\circ$; 2 – $\alpha = 60^\circ$; 3 – $\alpha = 45^\circ$

Так при $\alpha = 70^\circ$ (кривая 1) величина сжимающих остаточных напряжений увеличилась на 67 МПа, для $\alpha = 60^\circ$ (кривая 2) – на 45%, а для $\alpha = 45^\circ$ (кривая 3) – на 14%. Уменьшение угла α от 70° до 45° приводит к увеличению осевых остаточных напряжений $\sigma_{y\max}^*$. Наименьшее значение $\sigma_{y\max}^* = 87$ МПа возникает в соединении с $\alpha = 70^\circ$. При снижении α до 45° происходит увеличение $\sigma_{y\max}^*$ до 261 МПа при наработке в 100 ч.

Заключение

Представлен общий алгоритм расчёта остаточных напряжений, построенный на методе последовательных нагружений. Выполнено моделирование процесса формирования остаточных напряжений и деформаций в замковых соединениях типа «ласточкин хвост» при нагружении его центробежными силами и последующей разгрузке.

Задача решена в нелинейной постановке с учётом деформаций упругости, пластичности и ползучести. Необходимо отметить, что возникающие пластические деформации снижают уровень напряжений в зоне концентрации. Максимум напряжений смещается на границу упругой и неупругой зон. Зона пластичности имеет дугообразную форму. При разгрузке возникают сжимающие остаточные напряжения, которые на границе пластических деформаций меняют свой знак и затем падают до нуля. Проведён анализ влияния угла раствора α на характер распределения зоны пластических деформаций. Угол раствора α изменялся в пределах от 45 до 70°.

Исследован характер изменения полей напряжений с учётом ползучести при $t = 300^\circ \text{C}$. Установлено, что с развитием деформаций ползучести происходит изменение зоны нелинейных деформаций и характера распределения остаточных напряжений в зоне концентратора.

В процессе наработки происходит перераспределение полей напряжений за счёт развивающихся деформаций ползучести. Остаточные напряжения, обнаруживаемые после частичной наработки, увеличиваются при дальнейшей эксплуатации. Получены зависимости значения наибольших остаточных напряжений от угла раствора, а также их изменение во времени.

Библиографический список

1. Мавлютов Р.Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций. М.: Наука, 1981. 141 с.
2. Биргер И.А. Общие алгоритмы решения задач теорий упругости, пластичности и ползучести // В кн.: «Успехи механики деформируемых сред. К 100-летию со дня рождения академика Б.Г. Галеркина». М.: Наука, 1975. С. 51-73.
3. Куликов В.С., Мардимасова Т.Н. Моделирование процессов образования остаточных напряжений при сложном нагружении и упругопластической разгрузке // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2002. Т. 3, № 2 (6). С. 99-109.
4. ОСТ 111031-81. Соединения лопаток с дисками типа «ласточкин хвост» газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. М.: Стандартиформ, 1987. 18 с.
5. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.

THE NATURE OF CHANGE IN THE RESIDUAL STRESS-STRAIN STATE OF DOVETAIL LOCK JOINTS, TAKING INTO ACCOUNT NONLINEAR STRAINS

© 2022

V. S. Zhernakov

Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Strength of Materials;
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;
zhvs@mail.rb.ru

T. N. Mardimasova

Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Strength of Materials;
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;
toma_mard@mail.ru

K. V. Koneva

Postgraduate Student; Engineer, Department of Strength of Materials;
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;
kseniakoneva95@gmail.com

A general algorithm for calculating residual stresses based on the method of successive loadings is presented. The process of formation of residual stresses and strains in dovetail lock joints during its loading by centrifugal forces and subsequent unloading is simulated. The problem is solved in non-linear statement taking into account the elasticity, plasticity and creep strains. The fields of residual stresses and deformations in the grooves of the disk are obtained. The numerical solution of the problem was performed by the finite element method in the ANSYS software package. The influence of the opening angle α on the nature of plastic strain zoning is analyzed. The opening angle α was changed in the range from 45° to 70° . It was established that with the development of creep strain, there is a change in the zone of nonlinear deformations and the nature of the distribution of residual stresses in the zone of the concentrator. The dependences of the value of maximum residual stresses on the opening angle α , as well as their variation over time, are obtained.

Stress concentration; residual stresses; compressor blade lock joints; titanium alloy; plasticity; creep; aging theory

Citation: Zhernakov V.S., Mardimasova T.N., Koneva K.V. The nature of change in the residual stress-strain state of dovetail lock joints, taking into account nonlinear strains. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 1. P. 57-66. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-57-66

References

1. Mavlyutov R.R. *Kontsentratsiya napryazheniy v elementakh aviatsionnykh konstruktsiy* [Stress concentration in elements of aircraft structures]. Moscow: Nauka Publ., 1981. 141 p.
2. Birger I.A. Obshchie algoritmy resheniya zadach teorii uprugosti, plastichnosti i polzuchesti. *V kn.: «Uspekhi Mekhaniki Deformiruemykh Sred. K 100-letiyu so Dnya Rozhdeniya Akademika B.G. Galerkina»*. Moscow: Nauka Publ., 1975. P. 51-73. (In Russ.)
3. Kulikov V.S., Mardimasova T.N. Modeling of the processes of residual stress formation in the case of multi-axial loading and elastic-plastic load removal. *Vestnik UGATU*. 2002. V. 3, no. 2 (6). P. 99-109. (In Russ.)
4. OST 111031-81. Gas turbine engine blade-to-disk dovetail joints. Structure and dimensions. Moscow: Standartinform Publ., 1987. 18 p. (In Russ.)
5. Malinin N.N. *Prikladnaya teoriya plastichnosti i polzuchesti* [Applied theory of plasticity and creep]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 400 p.