

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 539

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ СТЕРЖНЯ С ВЫТОЧКОЙ ПРИ СИММЕТРИЧНОМ ЦИКЛИЧЕСКОМ ИЗГИБЕ

В. Р. АКБАШЕВ¹, К. В. КОНЕВА²¹ vadj92@mail.ru, ² kseniakoneva95@gmail.com

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Аннотация. Рассмотрена методика численного расчета усталостной прочности элементов конструкции. Данная методика применена для определения предела выносливости стержней с выточкой при симметричном циклическом изгибе.

Ключевые слова: многоцикловая усталостная прочность; концентрация напряжений; титановый сплав.

Важным требованием для ответственных деталей в авиации и двигателестроении является высокая усталостная прочность. Современные методы аналитического расчета усталостной прочности конструкций сложной формы характеризуются высокой трудоемкостью. Одним из решений данного вопроса является применение численного расчета, что позволяет уменьшить трудоемкость и повысить производительность проектных работ.

В данной работе рассмотрена методика численного расчета усталостной прочности элементов конструкции. Данная методика применена для определения предела выносливости стержней с выточкой при симметричном циклическом изгибе.

Методика расчета усталостной прочности элементов конструкций при многоцикловом нагружении представляет собой ряд последовательных этапов.

1. Произведен расчет статической задачи при максимальных значениях внешних нагрузок для определения НДС конструкции и коэффициента концентрации напряжения. Результатом решения задачи является определение полей напряжений и деформаций в каждой точке конструкции при заданных значениях внешних нагрузок.

2. Приведение объемного напряженного состояния к эквивалентному одноосному.

Для оценки усталостной прочности конструкции требуется привести рассчитанное объемное напряженное состояние к эквивалентному одноосному. Существуют гипотезы, применяемые для приведения амплитудных и средних напряжений цикла нагружения:

– гипотеза пластичности – наибольших касательных напряжений Треска–Сен-Венана:

$$\begin{cases} \sigma_a^{np} = \sigma_{1a} - \sigma_{3a} \\ \sigma_m^{np} = \sigma_{1m} - \sigma_{3m} \end{cases} \quad (1)$$

– гипотеза пластичности Губера–Мизеса–Генки – потенциальной энергии формоизменения:

$$\begin{cases} \sigma_a^{np} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2} \\ \sigma_m^{np} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1m} - \sigma_{2m})^2 + (\sigma_{2m} - \sigma_{3m})^2 + (\sigma_{3m} - \sigma_{1m})^2} \end{cases} \quad (2)$$

где σ_{1a} , σ_{2a} , σ_{3a} и σ_{1m} , σ_{2m} , σ_{3m} – главные напряжения тензоров амплитудных и средних значений напряжений [1].

3. Сведение ассиметричного цикла к симметричному. По требованиям ГОСТ 25.502-79 [2] определение характеристик усталостной прочности материала проводят в условиях одноосного напряженного состояния, изменяющегося по симметричному циклу.

Если изменение напряженного состояния в теле конструкции происходит по асимметричному циклу, то возникает необходимость приведения полученных усталостных характеристик к эквивалентным по повреждаемости характеристикам в условиях симметричного цикла нагружения. Для выполнения данного преобразования используют выражение для амплитуды эквивалентного симметричного цикла напряжений $\sigma_a^{эKB}$ на основании гипотезы Гудмана:

$$\sigma_a^{эKB} = \begin{cases} \frac{\sigma_a^{np}}{\sigma_m^{np}}, \sigma_m^{np} \geq 0 \\ 1 - \frac{\sigma_m^{np}}{\sigma_{nc}}, \sigma_m^{np} < 0 \\ 0, \sigma_m^{np} \leq 0 \end{cases}. \quad (3)$$

4. Корректировка амплитудных эквивалентных напряжений с учетом конструктивно-технологических факторов. Предел выносливости является чувствительным к ряду частных факторов, поэтому вводят специальные поправочные коэффициенты. Для учета этих факторов применяют коэффициент пересчета предела выносливости K_f . Коэффициент пересчета предела выносливости K_f – это отношение предела выносливости детали σ_{-1D} к пределу выносливости стандартного образца σ_{-1} при одинаковом коэффициенте асимметрии цикла. Предел выносливости детали определяется по формуле:

$$\sigma_{-1D} = K_f \sigma_{-1}. \quad (4)$$

Учет конструктивно-технологических факторов определяют корректировкой значений эквивалентных амплитудных напряжений. Конструктивные особенности не уменьшают прочностные характеристики материала, а увеличивают уровень внешней нагрузки. Выражение для амплитуды цикла напряжений при симметричном цикле с учетом конструктивно-технологических особенностей имеет вид:

$$\sigma_{aD} = \frac{\sigma_a}{K_f}. \quad (5)$$

По требованиям ГОСТ 25.504-82 [2] коэффициент снижения предела выносливости определяется по формуле:

$$K_f = \frac{K_v}{\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)}, \quad (6)$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$ – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения; $K_{F\sigma}$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности; K_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

Результатом данных преобразований являются следующие характеристики:

$$\sigma_{\max D}^{эKB} = \left| \sigma_{\min D}^{эKB} \right|, \sigma_{aD}^{эKB}, \sigma_{mD}^{эKB} = 0, R = -1.$$

5. Расчет в каждой точке тела числа циклов N , при которых происходит усталостное разрушение и определение предела выносливости. Следующим этапом расчета является вычисление в каждой точке тела значение числа циклов N , при которых происходит усталостное разрушение. Значение N определяют в соответствии с заданной кривой усталости для симметричного цикла изменения нагружения, которая должна быть введена в исходных данных.

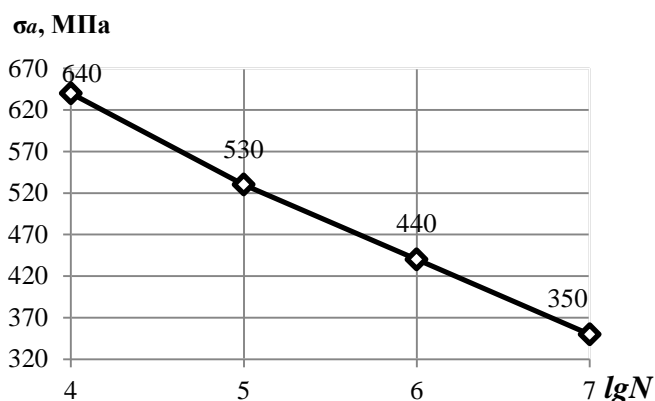


Рис. 1. Кривая усталости для титанового сплава

В том случае если $\sigma_a < \sigma_{a1}$ принимают, что долговечность $N = N_0$, где N_0 – база испытания [1].

Проведен расчет усталостной прочности стержней с выточкой при симметричном циклическом изгибе. Стержни выполнены из материала ВТ6 (модуль упругости $E = 1,15 \cdot 10^6$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,32$, предел текучести $\sigma_T = 830$ МПа, предел прочности $\sigma_{пч} = 1150$ МПа).

Расчет был выполнен с помощью метода конечных элементов, реализованного с использованием программно-вычислительного комплекса ANSYS 16.

Исследованы стержни диаметром $D = 3$ мм, с выточками глубиной $t = (0,15 \dots 0,45)$ мм, углом раствора $\alpha = 60^\circ$ и радиусом впадины $R = (0,1 \dots 0,3)$ мм. Геометрические размеры стержня с выточкой представлены на рис. 2.

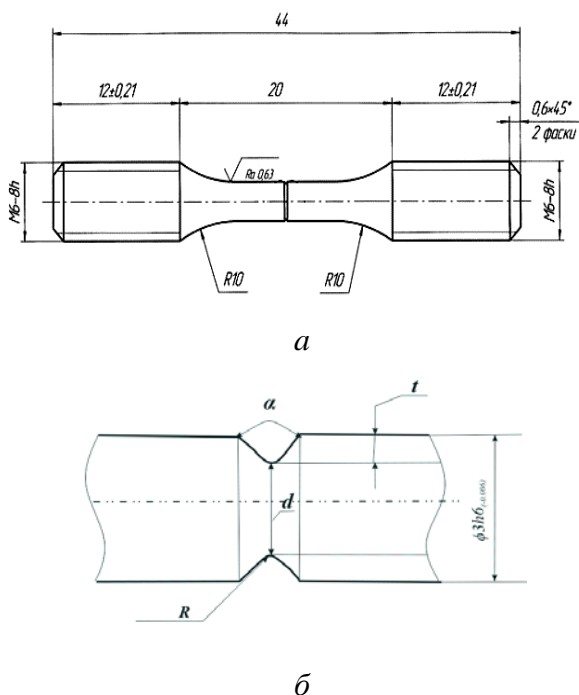


Рис. 2. Геометрические размеры стержня (а) и выточки (б)

Расчетная схема, показанная на рис. 3, представляет собой жестко закрепленный стержень. Жесткое закрепление находится в точке А. В точке В прикладывают нагрузку F.

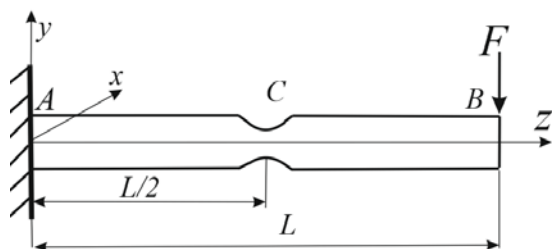


Рис. 3. Расчетная схема для стержня с выточкой при изгибе

Приведение объемного напряженного состояния к эквивалентному одноосному. Для приведения рассчитанного объемного напряженного состояния к эквивалентному

одноосному использовалась гипотеза пластичности Губера–Мизеса–Генки – потенциальной энергии формоизменения: (*Equivalent (VonMises)*).

Сведение асимметричного цикла напряжений к эквивалентному симметричному. Так как значение нагрузки изменялось по симметричному циклу, то учет асимметрии цикла не требовался.

Корректировка значений эквивалентных амплитудных напряжений для учета конструктивно-технологических факторов. Учет конструктивно-технологических факторов проводился при помощи коэффициента пересчета предела выносливости K_f , определенным по следующей формуле (6).

Чувствительность материала к масштабному фактору и местным напряжениям вычисляли при помощи выражения (7):

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{2\alpha_\sigma}{1 + \left(88,3 \frac{\bar{G}}{L'}\right)^{\nu_\sigma}}, \quad (7)$$

где \bar{G} – градиент напряжений; α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений; L' – длина концентратора напряжений; ν_σ – коэффициент вариации [1].

По завершению подготовки исходных данных и решения статической задачи проводился расчет усталостной прочности.

В качестве примера на рис. 4 показаны поля напряжений σ_y в стержне с размерами $R = 0,1$ мм, $t = 0,15$ мм, $\alpha = 60^\circ$, возникающих при изгибе силой $F_{\max} = 20,5$ Н.

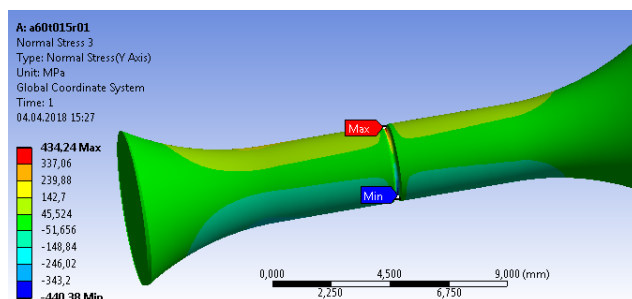


Рис. 4. Поля осевых напряжений в рабочей части стержня с полукруглым концентратором, возникающих при изгибе

Наибольшие растягивающие напряжения возникают на внешних волокнах в зоне концентратора $\sigma_y = 432,24$ МПа, а макси-

мальные сжимающие – на внутренних и равны $\sigma_y = 440,38$ МПа.

Определяем теоретический коэффициент концентрации напряжений по формуле:

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{y \max}}{\sigma_{\text{ном}}}, \quad (8)$$

где $\sigma_{\text{ном}}$ – номинальное напряжение.

В результате исследования получены кривые, показывающие зависимость предела выносливости образца от отношения радиуса впадины к глубине выточки (R/t).

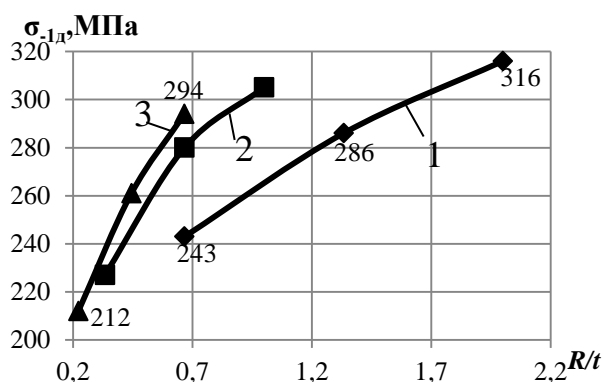


Рис. 5. Зависимость предела выносливости стержня с выточкой от R/t : 1 – $t = 0,15$ мм; 2 – $t = 0,3$ мм; 3 – $t = 0,45$ мм

Предел выносливости $\sigma_{-1д}$ достигает максимального значения 316 МПа при $R/t = 2$ в стержне, с глубиной выточки $t = 0,15$ мм. Наименьшее значение $\sigma_{-1д}$ выявлено у стержня, с глубиной выточки $t = 0,45$ мм и достигает минимального значения 212 МПа при $R/t = 0,22$. Увеличение радиуса приводит к увеличению предела выносливости в 1,3–1,5 раза.

ВЫВОДЫ

1. Представлена методика, численного расчета усталостной прочности элементов конструкции. На основании данной методики выполнен расчет предела выносливости стержня с выточкой при симметричном изгибе.

2. Исследования усталостной прочности стержня с выточкой при симметричном изгибе установили, что предел выносливости увеличивается с уменьшением глубины и увеличением радиуса впадины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Жернаков В. С.**, Мардимасова Т. Н., Акбашев В. Р. Прогнозирование усталостной прочности стержня с выточкой из наноструктурного титанового сплава при симметричном циклическом изгибе // Вестник УГАТУ. 2016. Т. 20, № 2 (72). С. 17-22. [V. S. Zhernakov, T.N. Mardimasova, V. R. Akbashev, «Prediction of fatigue strength of a rod with a recess of a nanostructured titanium alloy with symmetrical cyclic bending», (in Russian), in Vestnik UGATU, vol. 20, no. 2 (72), pp. 17-22, 2016.]

2. **ГОСТ 25.502-79.** Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытания на усталость. М.: Издательство стандартов, 1979. 25 с. [Calculations and strength tests in mechanical engineering. Methods of mechanical testing of metals. Fatigue test methods, (in Russian), Federal standart 25.502-79, Moscow, Standatrinform, 1979.]

ОБ АВТОРАХ

АКБАШЕВ Вадим Ринатович, аспирант. каф. СМ.

КОНЕВА Ксения Владимировна, аспирант. каф. СМ.

METADATA

Title: Prediction of the fatigue strength of a with a recess at symmetrical cycling bending

Authors: V. R. Akbashev¹, K. V. Koneva²

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹vadja92@mail.ru, ²kseniakoneva95@gmail.com

Language: Russian.

Source: Molodezhnyj Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), no. 2 (21), pp. 7-10, 2019. ISSN 2225-9309 (Print).

Abstract: In this paper, the method of numerical calculation of fatigue strength of structural elements is considered. This technique is used to determine the endurance limit of the rods with a recess with a symmetrical cyclic bending.

Key words: Multi-cycle fatigue strength, stress concentration, titanium alloy.

About authors:

AKBASHEV, Vadim Rinatovich., graduate student Department of Strength of Materials, Ufa state aviation technical University

KONEVA, Kseniya Vladimirovna., graduate student Department of Strength of Materials, Ufa state aviation technical University