

А.А.Чураков, В.М.Дуплякин

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ
В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ УСКОРЕННЫХ
ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ

В статье предлагается методика оценки условий эксплуатации и величины остаточного ресурса элементов конструкций по условию усталостного разрушения, а именно, по условию появления первой макротрещины усталости. В качестве носителя информации о повреждении, накопленном за время работы, используется образец, вырезанный в наиболее напряженном месте конструкции после того, как она получила определенную наработку в реальных условиях. Метод основан на различии кривых усталости образцов, имеющих наработку, и кривых усталости таких же образцов, но без наработки. Это различие обусловлено повреждением, накопленным за время эксплуатации.

Реализация предлагаемой методики в лабораторных условиях не вызывает затруднений, так как в основе её лежат испытания образцов. Для анализа же точности методики в процессе её отработки нужно проводить испытания натуральных деталей с размерами, позволяющими вырезать из них образцы. Такие испытания требуют мощного испытательного оборудования, которым мы не располагаем.

В связи с этим предлагается несколько иной подход, не нарушающий общности метода. Проиллюстрируем его на примере оценки остаточной долговечности $T_{ост}$ фитингов из материала IX18NIOT (рис.1а) имеющих наработку $t_{нар}$ в лабораторных условиях при случайном нагружении с различными уровнями среднеквадратичного отклонения (СКО). Случайное нагружение имитирует здесь реальные условия эксплуатации, а различные уровни СКО соответствуют расположению элементов данного типа в различных местах конструкции.

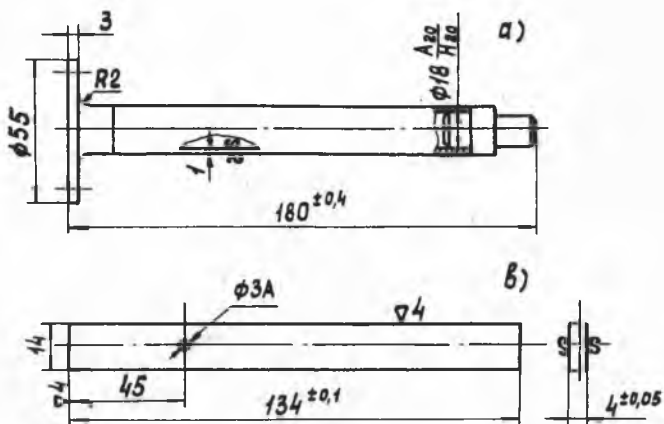


Рис. 1

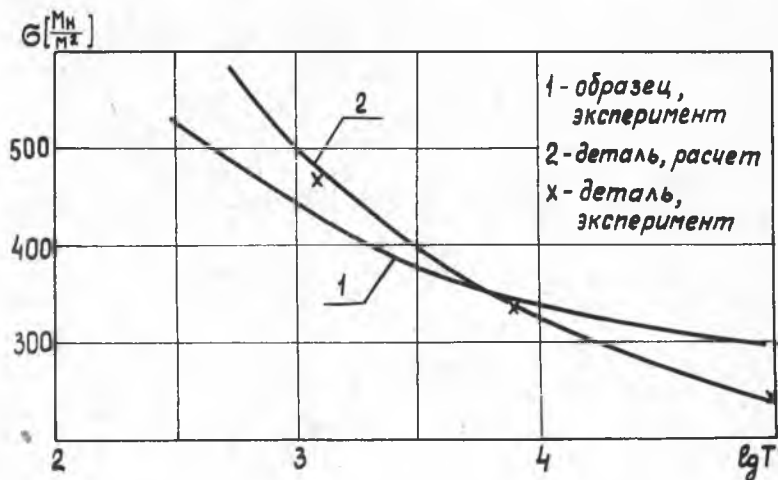


Рис. 2

Рассмотрим плоские образцы (рис. 1б), подвергнутые случайному нагружению таким образом, чтобы истинные напряжения $[I]$ в наиболее напряженной точке поверхности образца изменились во времени по такому же закону, как и в детали (фитинге).

Будем считать, что деталь и образец за время $t_{нар}$ показывают при этом равные повреждения.

Время наработки при случайной нагрузке $t_{нар}$ примем равным 600 сек. Дальнейшее испытание образцов проводим в соответствии с методикой, изложенной в [2] при гармонических нагрузках с уровнем максимальных напряжений $\sigma_{огт} = 440 \frac{MN}{M^2}$. В графе 2 таблицы I приводятся полученные из эксперимента относительные значения остаточной долговечности образцов $T_{огт}^{обп} = \frac{T_{огт}^{обп}}{T_{огт}^{обп}}$, где $T_{огт}^{обп}$ - остаточная долговечность образцов, имеющих предварительную наработку $t_{нар}$, а $T_{огт}^{обп}$ - долговечность образцов при том же уровне нагружения, но без наработки ($T_{огт}^{обп} = 1,56 \cdot 10^3$ сек.).

На рисунке 2 представлена кривая усталости образцов при гармоническом нагружении без предварительной наработки (кривая I). Она используется для построения кривой усталости детали без наработки. Для этого воспользуемся статистической теорией усталостной прочности [3], согласно которой вероятность $P(\sigma)$ разрушения образца при напряжениях, не превышающих σ , описывается уравнением

$$P(\sigma) = 1 - \exp \left[- \int_F \left(\frac{\sigma - \sigma'}{\sigma_0'} \right)^m dF \right] \quad (1)$$

Здесь F - часть поперечного сечения, где $\sigma > \sigma'$, σ' - нижняя граница рассеивания, σ_0' , m - параметры.

В случае плоского изгиба фитинга уравнение (1) приобретает вид [4]

$$-\ln(1-P) = 2hd \int_{\sigma_0' \sin(\frac{\sigma'}{\sigma_{max}})}^{\pi/2} \left(\frac{\sigma_{max} \sin \alpha - \sigma'}{\sigma_0'} \right)^m d\alpha \quad (2)$$

Здесь h , d - толщина стенки и средний диаметр фитинга в опасном сечении. В данном случае это место перехода от цилиндрической части к фланцу (рис. 1а). $\sigma_{max} = \sigma_{max}^{ном} \cdot \alpha_{\sigma}$ - максимальное фиктивное напряжение в опасном сечении, равное произведению максимального номинального напряжения $\sigma_{max}^{ном}$ на теоретический (упругий) коэффициент концентрации напряжений α_{σ} .

Уравнение (2) получено без учета изменения напряжений по толщине стенки h .

Имея кривую усталости для изгиба плоского образца с отверстием, можно определить значения параметров m , σ_0' и σ' , необхо-

димых для решения уравнения (2) [4]:

$$m = \left[\left(\ln \frac{J_1 \sigma_{\max 1}^2}{J_2 \sigma_{\max 2}^2} \right) \left(\ln \frac{\sigma_{\max 1} - \sigma'}{\sigma_{\max 2} - \sigma'} \right)^{-1} \right] - 2,$$

$$\sigma_0 = \left[\frac{2h(\sigma_{\max 1} - \sigma')^{m+2}}{\bar{\sigma} J_1 \sigma_{\max 1}^2 (m+1)(m+2)} \right]^{1/m}, \quad (3)$$

$$\sigma' = \left[81,17 \int_{0,5}^{1,0} (2z-1)^m (1-z)^{1/2} dz \right]^{-1/m} \sigma_0.$$

Здесь $J_i = -\ln(1 - P_i)$, $i = 1, 2$; P_1, P_2 - произвольно взятые вероятности, h - толщина образца, $\bar{\sigma} = \frac{d\sigma}{dx} \frac{1}{\sigma_{\max}}$ - относительный градиент напряжений.

Кривая усталости фитинга без наработки, полученная для вероятности $P = 50\%$ из решения уравнения (2) после определения соответствующих параметров на основании решения системы (3), представлена в истинных напряжениях на рис. 2 (кривая 2). Там же для сравнения нанесены экспериментальные точки.

Следующим этапом расчета является определение напряжений гармонической нагрузки, эквивалентных по долговечности случайной, имитирующей реальное нагружение образцов в условиях эксплуатации. Значения эквивалентных напряжений находятся путем подстановки полученной остаточной долговечности образцов с наработкой $\bar{T}_{ост}^{OBR}$ в уравнение [2]

$$\bar{\sigma} = 1,133 - 0,305 \bar{T}_{ост}^{OBR}.$$

Здесь $\bar{\sigma} = \frac{\sigma_{эKB}}{\sigma_0}$, где $\sigma_{эKB}$ - максимальное напряжение на поверхности образца, при котором в случае гармонического нагружения накапливается за время $t_{нор}$ такое же повреждение, как и в реальных условиях эксплуатации.

В графе 3 таблицы I приводятся значения полученных эквивалентных напряжений для трех уровней СКО случайной нагрузки (графа I).

Таблица I

S [$\frac{MN}{mm^2}$]	$\bar{T}_{ост}^{OBR}$	$\sigma_{эKB}$ [$\frac{MN}{mm^2}$]	$T_{расч}$ [сек]	$T_{экс}$ [сек]	Δ %
I	2	3	4	5	6
226	1,01	338	$7,6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	5,0
237	0,8	363	$5 \cdot 10^3$	$5,2 \cdot 10^3$	3,9
285	0,11	453	$1,6 \cdot 10^3$	$1,7 \cdot 10^3$	6,2

Так как значение $\sigma_{экв}$ определяется величиной повреждения, получаемого образцом за время $t_{нар}$, то, согласно вышепринятому условию, это же значение будет иметь эквивалентное напряжение и для детали (фитинга). Используя далее полученные значения $\sigma_{экв}$ находим по кривой 2 рис. 2 долговечность T для гармонического нагружения детали без наработки при реальном (эксплуатационном) режиме нагружения (графа 4 таблицы I). Тогда величина остаточной долговечности детали определится как разность

$$T_{ост} = T - t_{нар}.$$

и будет характеризовать ресурс детали после соответствующей наработки.

Для сравнения в графе 5 таблицы I приведены экспериментально полученные значения долговечности $T_{экс}$ детали при случайном нагружении на соответствующих уровнях СКО. Погрешность расчетного определения долговечности, приведенная в графе 6, оценивалась из соотношения

$$\Delta = \frac{T_{экс} - T_{расч}}{T_{экс}} \cdot 100\%.$$

Удовлетворительное совпадение расчета с экспериментом свидетельствует о правомерности допущений, положенных в основу рекомендуемой методики.

Л и т е р а т у р а

1. Нейбер Г. Теория концентрации напряжений в призматических стержнях, работающих в условиях сдвига, для любого нелинейного закона, связывающего напряжения и деформации. Периодический сборник переводов иностранных статей, "Механика", № 4 (68), 1961.
2. Чураков А.А. К определению эквивалентных режимов нагружения. "Вопросы прочности элементов авиационных конструкций". Межвузовский сборник, вып. 2, Куйбышев, 1975.
3. Weibull W. Proc. Swed. Inst. Eng. Research, N 151, 1939.
4. Дуплякин В.М., Мостовой А.С. К вероятностному расчету кривых усталости детали по результатам испытаний образцов. "Вопросы прочности элементов авиационных конструкций" Межвузовский сборник, вып. I, Куйбышев, 1974.