

СЕКЦИЯ № 4

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И СИСТЕМЫ

*Председатели: к.т.н., профессор А.С. Букатый
д.ф.-м.н., профессор А.В. Дорошин*

УДК 621.787:539.319

*О.Ю. Семёнова, Е.А. Денискина, С.А. Михалкина,
А.Ю. Морозов, В.А. Кузнецов*

АНАЛИЗ ВЫЧИСЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КРИТЕРИЯ СРЕДНЕИНТЕГРАЛЬНЫХ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ

Влияние поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей с концентраторами напряжений обычно оценивается с помощью одного из двух критериев [1, 2]. Первый критерий – это остаточные напряжения на поверхности опасного сечения детали. Многочисленные исследования [2] показали, что использование этого критерия приводит к большой погрешности при прогнозировании предела выносливости, а, следовательно, делает его весьма неудобным для практического применения. Второй критерий – это среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$ [1], который учитывает влияние на предел выносливости распределения остаточных напряжений по всей толщине упрочнённого поверхностного слоя опасного сечения детали, приводит к существенно меньшей погрешности при прогнозировании предела выносливости. Это делает использование второго критерия наиболее целесообразным для прогнозирования приращения предела выносливости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений.

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [1] чаще всего задаётся в виде равенства $\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi$, где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении детали с концентратором, $\xi = y/t_{кр}$ – расстояние от дна впадины концентратора

до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$, $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе поверхностно упрочнённой детали на пределе выносливости.

В работах [2 – 4] было экспериментально установлено, что значение $t_{кр}$ зависит только от размеров наименьшего (опасного) поперечного сечения детали и не зависит от вида поверхностного упрочнения, материала, последовательности изготовления и упрочнения концентратора, степени наклёпа, типа и размера концентратора, величины сжимающих остаточных напряжений, типа деформации и асимметрии цикла напряжений.

На основании большого числа испытаний [2,3] для сплошных цилиндрических деталей для вычисления значения $t_{кр}$ была получена формула

$$t_{кр} = 0,0216 D, \quad (1)$$

где D – диаметр наименьшего (опасного) поперечного сечения детали (рис. 1).

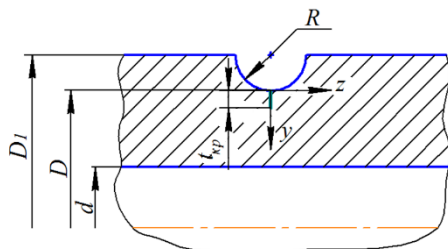


Рис. 1. Цилиндрическая деталь с концентратором и нераспространяющаяся трещина усталости

Для полых цилиндрических деталей формула для вычисления значения $t_{кр}$ имеет вид [2, 4]

$$t_{кр} = 0,0216 D \cdot \left[1 - 0,04 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right], \quad (2)$$

где d – внутренний диаметр полой детали (рис. 1).

Достоинство формул (1) и (2) состоит в том, что они позволяют определять значение $t_{кр}$ без проведения испытаний на усталость, которые являются затратными и по времени, и по средствам. Это делает критиче-

скую глубину нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ удобной характеристикой для толщины поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями, которые отвечают за повышение сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей.

В результате проведения многочисленных усталостных испытаний упрочнённых образцов и деталей из различных материалов с различными размерами и типами концентраторов возник закономерный вопрос о том, насколько точными являются эмпирически полученные аппроксимирующие зависимости (1) и (2). Поэтому одной из задач данного исследования является анализ погрешностей этих формул. Были проанализированы результаты испытаний на усталость при изгибе и растяжении-сжатии сплошных образцов диаметром D_1 и полых образцов диаметром D_1/d из различных сталей (20, 45, 30ХГСА, 12Х18Н10Т, 40Х, ЭИ961) и сплавов (В95, Д16Т, 1953Т1), упрочнённых пневмо- и гидродробеструйной обработкой, обкаткой роликом на различных режимах и алмазным выглаживанием. После упрочняющей обработки на образцы наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиусов $R = 0,3$ мм, $R = 0,5$ мм и $R = 1,0$ мм.

На основании анализа данных работ [2 – 4] были вычислены относительные погрешности ε формул (1) и (2) и предложены зависимости для значения $t_{кр}$ с учётом рассеивания:

$$\begin{aligned} & - \text{для сплошных цилиндрических деталей } t_{кр} = 0,0216D \pm C_1 \cdot D, \\ & - \text{для полых } t_{кр} = 0,0216D \cdot \left[1 - 0,04 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] \pm C_2 \cdot \left(\frac{d}{D} \right), \end{aligned}$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, значения которых приведены в табл. 1 и 2.

Из данных, приведённых в табл. 1 и 2, видно, что погрешность ε вычисления значений $t_{кр}$ для сплошных деталей (образцов) по формуле (1) меньше, чем для полых цилиндрических деталей (образцов) по формуле (2), что следует учитывать при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений.

Аналогичные исследования были проведены и для прямоугольных образцов, цилиндрических образцов с V-образным надрезом и галтелью при изгибе и кручении. Для прямоугольных образцов погрешность ε составляла 3,4-3,9 %, коэффициент C_1 менялся в пределах от $8,41 \cdot 10^{-4}$ до $7,6 \cdot 10^{-2}$.

Табл. 1. Анализ погрешности формулы (1) при вычислении $t_{кр}$ для сплошных цилиндрических деталей

$D_1, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	$\varepsilon, \%$	$C_1, \text{мм}$
7,5	0,3	7,38	$1,59 \cdot 10^{-4}$
10	0,3	3,91	$8,45 \cdot 10^{-4}$
10	0,5	4,12	$9 \cdot 10^{-4}$
15	0,3	1,93	$4,17 \cdot 10^{-4}$
15	0,5	0,66	$2,3 \cdot 10^{-4}$
25	0,3	3,60	$7,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
25	0,5	2,24	$4,84 \cdot 10^{-4}$
25	1,0	2,60	$5,62 \cdot 10^{-4}$
40	0,3	1,06	$2,3 \cdot 10^{-4}$
50	0,3	0,28	$0,6 \cdot 10^{-4}$

Табл. 2. Анализ погрешности формулы (2) при вычислении $t_{кр}$ для полых цилиндрических деталей

$D_1, \text{мм}$	$d, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	$\varepsilon, \%$	C_2
15	5	0,3	5,96	$5,18 \cdot 10^{-2}$
15	5	0,5	9,07	$7,45 \cdot 10^{-2}$
15	10	0,3	2,89	$1,04 \cdot 10^{-2}$
15	8	0,3	0,72	$3,6 \cdot 10^{-3}$
15	12,4	0,3	5,4	$1,22 \cdot 10^{-2}$
25	15	0,3	5,32	$3,92 \cdot 10^{-2}$
25	15	0,5	0,9	$6,4 \cdot 10^{-3}$
25	15	1,0	1,45	$9,2 \cdot 10^{-3}$
25	10	0,3	3,17	$3,9 \cdot 10^{-2}$
25	10	1,0	8,28	$8,98 \cdot 10^{-2}$
25	19	0,3	5,24	$2,56 \cdot 10^{-2}$
25	19	1,0	2,4	$9,7 \cdot 10^{-3}$
50	40	0,3	4,09	$3,71 \cdot 10^{-2}$
50	40	0,5	1,31	$1,15 \cdot 10^{-2}$
50	40	1,0	0,88	$7,2 \cdot 10^{-3}$

Результаты анализа формулы (1) для образцов с V-образным надрезом и галтелью, а также для цилиндрических деталей и образцов с различными видами надрезов, испытанных при кручении, представлены в табл. 3.

Приращение предела выносливости поверхностно упрочнённой детали при изгибе в случае симметричного цикла $\Delta\sigma_{-1}$ определяется по формуле $\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ост}|$, где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений. Проанализировав результаты испытаний более чем ста партий деталей и образцов, было получено среднее значение коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$, равное 0,358.

Табл. 3. Анализ погрешности формулы (1) для вычисления $t_{кр}$ для сплошных цилиндрических деталей

Деформация	D , мм	Концентратор	R , мм	ε , %	C_1
Изгиб	15	V- образный надрез	0,5	3,7	$8 \cdot 10^{-4}$
	10		0,5	4,6	$1,0 \cdot 10^{-3}$
			2,5		
	10		0,125	6,2	$1,33 \cdot 10^{-3}$
	10		0,15	4,8	$1,03 \cdot 10^{-3}$
	10		0,08	3,3	$7,1 \cdot 10^{-4}$
Кручение	12	полукруглый	0,35	3,7	$7,96 \cdot 10^{-4}$
	12		0,5	7,4	$1,6 \cdot 10^{-3}$
	12		0,3	2,4	$7,6 \cdot 10^{-3}$
	12	прямоугольный одиночный	0,1	3,2	$6,91 \cdot 10^{-4}$
	12	прямоугольный групповой	0,1		

Для сплошных и полых образцов с диаметрами $D_1 = 10 - 50$ мм для значений коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ с помощью статистики Стьюдента [5] были построены доверительные интервалы при доверительных вероятностях $p = 0,9$, $p = 0,95$ и $p = 0,99$ (табл.4 и 5).

Табл. 4. Доверительные интервалы для коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ для сплошных цилиндрических деталей и образцов

D ₁ , мм	R, мм	Доверительные интервалы		
		p = 0,9	p = 0,95	p = 0,99
10	0,3	(0,3470; 0,3585)	(0,3458; 0,3597)	(0,3434; 0,3621)
	0,5	(0,3569; 0,3991)	(0,3469; 0,4091)	(0,3062; 0,4498)
15	0,3	(0,3491; 0,3754)	(0,3461; 0,3784)	(0,3393; 0,3852)
25	0,3	(0,3375; 0,3735)	(0,3325; 0,3785)	(0,3195; 0,3915)
	0,5	(0,3263; 0,3604)	(0,3182; 0,3685)	(0,2854; 0,4013)
	1,0	(0,3517; 0,3843)	(0,3459; 0,3901)	(0,3275; 0,4085)
50	0,3	(0,3047; 0,3860)	(0,2854; 0,4053)	(0,2071; 0,4836)
	0,5	(0,3331; 0,3899)	(0,3044; 0,4186)	(0,0752; 0,6478)
	1,0	(0,3178; 0,4252)	(0,2035; 0,4795)	(0,1695; 0,9126)

Табл. 5. Доверительные интервалы для коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ для полых цилиндрических образцов

D ₁ , мм	d, мм	R, мм	Доверительные интервалы		
			p = 0,9	p = 0,95	p = 0,99
15	5	0,3	(0,3547; 0,3773)	(0,3519; 0,3801)	(0,3455; 0,3865)
		0,5	(0,3199; 0,3927)	(0,3028; 0,4099)	(0,2328; 0,4867)
15	10	0,3	(0,3430; 0,3763)	(0,3385; 0,3809)	(0,3264; 0,3929)
25	15	0,3	(0,3259; 0,3706)	(0,3180; 0,3785)	(0,2928; 0,4037)
		0,5	(0,3073; 0,3841)	(0,2890; 0,4023)	(0,2150; 0,4764)
		1,0	(0,3491; 0,3963)	(0,3379; 0,4075)	(0,2928; 0,4530)

Из данных, приведённых в табл. 4 и 5, видно, что для сплошных образцов доверительные интервалы для значений коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ меньше, чем для полых образцов. Этот факт следует учитывать при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений.

Список использованных источников

1. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.

2. Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

3. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С. 22-26.

4. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №12. – С. 37-40.

5. Денискина, Е.А. Статистический анализ данных / Е.А. Денискина, П.Э. Коломиец. – Самара: Издательство СГАУ, 2005. – 64 с.

УДК 539.3

*С.А. Анисимов, В.П. Сазанов, В.Ф. Павлов, А.С. Бахарев,
С.В. Евтушенко*

УЧЁТ НАЧАЛЬНЫХ НЕСОВЕРШЕНСТВ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ УСТОЙЧИВОСТИ ВАФЕЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК В НЕЛИНЕЙНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Введение. Вафельные цилиндрические оболочки, изготовленные из алюминиевых сплавов, являются ключевыми конструктивными элементами в ракетно-космической технике, широко применяясь в качестве отсеков ракет-носителей и разгонных блоков. В условиях эксплуатации данные оболочки подвергаются значительным осевым сжимающим нагрузкам, что выдвигает на первый план задачу обеспечения их устойчивости. Оптимизация конструкции, включая подбор толщины обшивки и геометрических параметров рёбер жёсткости, позволяет достичь требуемой несущей способности при соблюдении жёстких массогабаритных ограничений [1]. Ключевым этапом такого проектирования является расчёт критического значения осевой сжимающей нагрузки, соответствующего моменту потери устойчивости оболочки.