

*Семёнова О.Ю., Денискина Е.А., Михалкина С.А.,
Морозов А.Ю., Коваль И.Ю.*

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ВЛИЯНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ

Как показано в работах [1, 2] приращение предела выносливости поверхностно упрочнённой детали при изгибе в случае симметричного цикла $\Delta\sigma_{-1}$ определяется по формуле $\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_\sigma \cdot \left| \bar{\sigma}_{ост} \right|$,

где $\bar{\sigma}_{ост}$ – критерий среднеинтегральных остаточных напряжений, а $\bar{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости. Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [1] обычно задаётся в виде равенства

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \text{ где } \sigma_z(\xi) \text{ – осевые остаточные напряжения}$$

в наименьшем сечении детали с концентратором, $\xi = \frac{y}{t_{кр}}$ – 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.

Для сплошных цилиндрических деталей величина $t_{кр}$ вычисляется по формуле $t_{кр} = 0,0216D$, где D – диаметр наименьшего

(опасного) поперечного сечения детали, для полых цилиндрических деталей [2 – 4] – по формуле $t_{кр} = 0,0216 D \cdot \left[1 - 0,04 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right]$,

где d – внутренний диаметр полый детали.

Испытания на усталость при изгибе и растяжении-сжатии проводились на сплошных образцах диаметром D_I и полых образцах диаметром D_I/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. Во всех случаях после упрочняющей обработки на образцы наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиусов $R = 0,3$ мм, $R = 0,5$ мм и $R = 1,0$ мм. Проанализировав результаты испытаний более чем ста партий образцов, было получено среднее значение коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$, равное 0,358.

Для цилиндрических образцов диаметром $D_I = 10 - 50$ мм для значений коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ были построены доверительные интервалы при доверительных вероятностях $p = 0,9$, $p = 0,95$ и $p = 0,99$ (табл.1 и 2).

Таблица 1. Доверительные интервалы для коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$
для сплошных цилиндрических образцов

D_I , 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)

Таблица 2. 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. 1 и 2, видно, что для сплошных образцов доверительные интервалы для коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ меньше, чем для полых образцов. Это обстоятельство следует учитывать при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений.

Библиографический список

1. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – 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.