

## ОЦЕНКА ВЕЛИЧИНЫ КРИТИЧЕСКОЙ ГЛУБИНЫ НЕРАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ ТРЕЩИНЫ УСТАЛОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТА ВЛИЯНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

Семёнова О. Ю., Михалкина С. А., Денискина Е. А., Декань А. А., Шаронов А. И.  
Самарский Университет, г. Самара, [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)

*Ключевые слова: критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, коэффициент влияния остаточных напряжений, предел выносливости*

В настоящем исследовании изучен вопрос об оценке величины критической глубины нераспространяющейся трещины усталости  $t_{кр}$ , возникающей при работе детали на пределе выносливости. Также приводится анализ погрешности вычисления коэффициента влияния остаточных напряжений  $\bar{\psi}_\sigma$  на предел выносливости цилиндрических деталей различного диаметра по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$ .

В работах [2-4] на основании большого числа экспериментов для сплошной цилиндрической детали с концентратором напряжений была получена зависимость для  $t_{кр}$ :

$$t_{кр} = 0,0216D_1, \quad (1)$$

где  $D_1$  – диаметр наименьшего поперечного сечения.

Для полых цилиндрической детали с внутренним диаметром  $d$

$$t_{кр} = 0,0216D_1 \cdot \left[ 1 - 0,04 \cdot \left( \frac{d}{D_1} \right)^2 - 0,54 \cdot \left( \frac{d}{D_1} \right)^3 \right]. \quad (2)$$

Были проанализированы результаты испытаний на усталость при изгибе и растяжении-сжатии сплошных в гладкой части деталей диаметром  $D$  и полых диаметром  $D/d$  из различных сталей и сплавов, упрочнённых пневмо- и гидродробеструйной обработкой, обкаткой роликом 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  $\varepsilon$  формул (1) и (2) и предложены зависимости для  $t_{кр}$  с учётом рассеивания:

– для сплошных цилиндрических деталей  $t_{кр} = 0,0216D_1 \pm C_1 \cdot D_1$ ,

– для полых  $t_{кр} = 0,0216D_1 \cdot \left[ 1 - 0,04 \cdot \left( \frac{d}{D_1} \right)^2 - 0,54 \cdot \left( \frac{d}{D_1} \right)^3 \right] \pm C_2 \cdot \left( \frac{d}{D_1} \right)$ , где  $C_1$  и  $C_2$  –

коэффициенты, значения которых приведены в табл. 1 и 2.

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

Для образцов диаметром  $D = 10$ –50 мм в гладкой части были построены доверительные интервалы для коэффициента  $\bar{\psi}_\sigma$  при доверительных вероятностях  $p = 0,9$ ,  $p = 0,95$  и  $p = 0,99$ , их границы представлены в табл. 3 и 4.

Из приведённых в табл.3 и 4 данных 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.

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

$D, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	$\varepsilon, \%$	$C_1, \text{мм}$
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	$7,77 \cdot 10^{-4}$
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

$D, \text{мм}$	$d, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	$\varepsilon, \%$	$C_2$
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	$7,2 \cdot 10^{-3}$

Табл.3 – Доверительные интервалы коэффициента  $\bar{\psi}_\sigma$  для сплошных цилиндрических образцов

$D, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	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.4 – Доверительные интервалы коэффициента  $\bar{\psi}_\sigma$  для полых цилиндрических образцов

D, 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)

### Список литературы

1. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений / Известия вузов. Машиностроение, 1986. №8. С. 29-32.
2. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали / Известия вузов. Машиностроение. 1988. №8. С. 22-26.
3. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали / Известия вузов. Машиностроение. 1988. №12. С. 37-40.
4. Иванов С.И., Павлов В.Ф., Минин Б.В., Кирпичёв В.А., Кочеров Е.П., Головкин В.В. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей. – Самара: Издательство СНИЦ РАН, 2015. 170 с.

### Сведения об авторах

Семёнова Ольга Юрьевна, канд. техн. наук, доцент. Область научных интересов: механика остаточных напряжений, механика разрушения.

Михалкина Светлана Алексеевна старший преподаватель. Область научных интересов: механика остаточных напряжений, механика разрушения.

Денискина Екатерина Александровна, канд. техн. наук, доцент. Область научных интересов: механика остаточных напряжений, механика разрушения.

Декань Алексей Алексеевич, канд. техн. наук, доцент. Область научных интересов: механика остаточных напряжений, механика разрушения.

Шаронов Александр Игоревич, студент. Область научных интересов: механика остаточных напряжений, механика разрушения.

### THE EVALUATIONS OF A CRITICAL DEPTH OF A NON-PROPAGATING FATIGUE CRACK AND OF THE COEFFICIENT OF RESIDUAL STRESSES INFLUENCE ON AN ENDURANCE LIMIT OF CYLINDRICAL PARTS

Semyonova O. Yu., Mihalkina S. A., Deniskina E. A., Dekan' A. A., Sharonov A. I.  
Samara National Research University, Samara, Russia, [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)

*Keywords: non-propagating fatigue crack critical depth, coefficient of residual stresses influence, endurance limit.*

The problem of a non-propagating fatigue crack critical depth evaluation has been examined. The errors of its calculations have been analyzed. Besides confidence intervals for the coefficient of residual stresses influence on an endurance limit of cylindrical parts of various diameters have been carried out.