

Вакулюк В.С., Семёнова О.Ю., Сазанов В.В., Шляпников П.А.

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ШЛИЦЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Оценка влияния остаточных напряжений на приращение предела выносливости шлицевых деталей  $\Delta\tau_{-1}$  проводилась по критерию средненитегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  [1, 2]

$$\Delta\tau_{-1} = \bar{\psi}_{\tau} \cdot |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (1)$$

где  $\bar{\psi}_{\tau}$  – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости при кручении по разрушению:

$$\bar{\psi}_{\tau} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\xi} \frac{\sigma_{\theta}(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} l\xi, \quad (2)$$

$\sigma_{\theta}(\xi)$  – окружные остаточные напряжения в опасном сечении детали по толщине поверхностного слоя  $a$ :  $\xi = a/t_{cr}$  – расстояние от поверхности образца до текущего слоя, выраженное в долях  $t_{cr}$ ;  $t_{cr}$  – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали на пределе выносливости.

Для практического определения приращения предела выносливости применительно к конкретному типу деталей необходимо решить ряд частных задач: определить положение опасного сечения, глубину нераспространяющейся трещины усталости  $t_{cr}$ , распределение остаточных напряжений по глубине  $t_{cr}$ .

Для определения положения опасного сечения были выполнены расчёты методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса NASTRAN/PATRAN. Конечно-элементная модель (рисунок 1) представляет собой плоское сечение шлицевой детали с наложением соответствующих граничных условий по перемещениям. При моделировании был использован плоский шестигузовой треугольный конечный элемент.



Рисунок 1 – Конечно-элементная модель сечения шлицевого вала

Исходя из условия, что центрирование шлицевого соединения выполняется по боковым поверхностям, были рассмотрены следующие варианты нагружения контактной поверхности шлицевого зуба: равномерное распределение нагрузки, максимум нагрузки у вершины зуба шлица, у основания ножки зуба или в средине части эвольвенты.

По результатам расчётов установлено, что опасное сечение во впадинах шлиц находится под углом  $\theta = 20 \div 30^\circ$  при любом виде нагружения зуба. При этом угол  $\theta$  отсчитывается от точки перехода эвольвентной поверхности зуба в поверхность галтели в сторону поверхности впадины. За размер опасного сечения было принято расстояние между опасными точками одного зуба.

Для определения распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного сечения были проведены расчёты методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса NASTRAN/PATRAN. Моделирование остаточных напряжений в поверхностном слое шлицевых деталей из стали 12Х2Н4А выполнялось методом термоупругости по первоначальным деформациям образца-свидетеля [3, 4].

На рисунке 2 приведено распределение окружных  $\sigma_\theta$  остаточных напряжений по толщине  $a$  поверхностного слоя образца-свидетеля из стали 12Х2Н4А после фрезерования, которое необходимо для расчёта остаточных напряжений в шлицевых деталях. С использованием этого распределения по разработанной программе были получены распределения окружных  $\sigma_\theta$  остаточных напряжений по толщине  $a$  поверхностного слоя зуба шлицевого вала при углах  $\theta$ , равных 0, 10, 20 и 30 градусов для случая изготовления шлиц фрезерованием, представленные на рисунке 3.



Рисунок 2 – Распределение окружных  $\sigma_\theta$  остаточных напряжений в образце-свидетеле из стали 12Х2Н4А после фрезерования

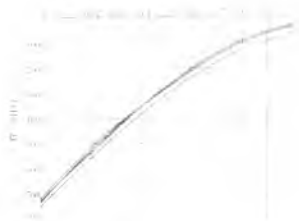


Рисунок 3 – Распределения окружных  $\sigma_{\theta}$  остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя зуба шлицевого вала из стали 12Х2Н14А после фрезерования:

1 –  $\theta=0^{\circ}$ , 2 –  $\theta=10^{\circ}$ , 3 –  $\theta=20^{\circ}$ , 4 –  $\theta=30^{\circ}$ , 5 – образец-свидетель

Из приведённых на рисунке 3 данных видно, что остаточные напряжения равномерно распределены по впадине шлицевой детали. Установленную закономерность распределения остаточных напряжений следует учитывать при вычислении критерия средненнтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{\text{ост}}$  по формуле (2), необходимого для прогнозирования приращения предела выносливости шлицевых деталей по формуле (1).

#### Библиографический список

1. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.
2. Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Киричѐв, В.С. Вакулук. – Самара: Издательство СИЦ РАН, 2012. – 125 с.
3. Павлов, В.Ф. Расчѐт остаточных напряжений в деталях с концентраторами напряжений по первоначальным деформациям [Текст] / В.Ф. Павлов, А.К. Столяров, В.С. Вакулук, В.А. Киричѐв. – Самара: Издательство СИЦ РАН, 2008. – 124 с.
4. Сазанов, В.П. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Чирков, В.А. Самойлов, Ю.С. Ларионова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – №3 (27). – Ч. 3. – С. 171-174.