

# ИССЛЕДОВАНИЕ НАКЛОННОГО УЧАСТКА КРИВОЙ УСТАЛОСТИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОТЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Блескун В.Ф., Бережная О.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Существующая методика расчета зубчатых передач на изгибную прочность, работающих в условиях ограниченной долговечности, основана на решении уравнения наклонного участка кривой усталости (рис. 1), которое записывается в общепринятой форме [1, 2]:

$$\sigma^m N = Const \quad \text{или} \quad \sigma_{F \lim}^m N_{F \lim} = \sigma_{\max}^m N_{FE}$$

где  $\sigma_{F \lim}$  – предел выносливости при пульсирующем цикле нагружения;

$N_{F \lim}$  – базовое число циклов нагружения;

$N_{FE}$  – рабочее число циклов нагружения до усталостного разрушения при максимальном напряжении  $\sigma_{\max}$ .

При симметричном знакопеременном цикле нагружения изменяется не только предел выносливости, т.е. положение горизонтального участка кривой усталости, но также и ограниченная долговечность детали, определяемая наклонным участком этой кривой. Следовательно, при симметричном знакопеременном цикле нагружения показатель степени в уравнении наклонного участка кривой усталости должен быть другим (рис. 1) и само уравнение должно записываться в форме:

$$\sigma_{-1}^n N_{F \lim} = \sigma_{\max}^n N_{FE1}$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при знакопеременном цикле нагружения.

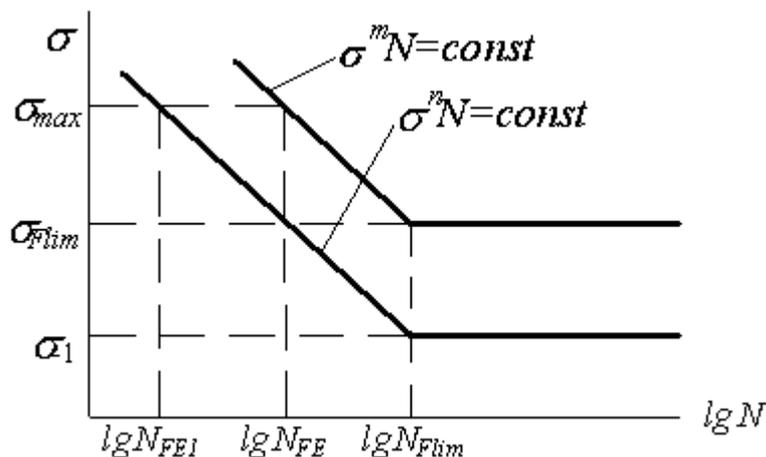


Рисунок 1 – Кривая усталости

Вместе с тем, существующая методика расчета зубчатых передач на изгибную прочность учитывает только изменение предела выносливости у реверсивных передач (знакопеременный цикл нагружения) по сравнению с нереверсивным (пульсирующий цикл нагружения) и не учитывает изменение положения наклонного участка кривой усталости.

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на изгибную прочность определяют по формуле [1]:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{[S]_F} K_{FC} K_{FN}$$

где  $[S]_F$  – допускаемый запас прочности;

$K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий характер нагружения зубьев. Для нереверсивных передач  $K_{FC} = 1$ , для реверсивных -  $K_{FC} = 0,7$ .

$K_{FN}$  – коэффициент долговечности, учитывающий повышение допускаемых напряжений при работе зубчатой передачи на наклонном участке кривой усталости, т.е. при числе циклов нагружения  $N_{FE}$  меньше базового  $N_{F \text{ lim}}$ :

$$K_{FN} = \sqrt[m]{N_{F \text{ lim}} / N_{FE}} \quad (1)$$

где  $m$  – показатель степени в уравнении наклонного участка кривой усталости

Для зубчатых колес с однородной структурой материала (термообработка – нормализация, улучшение) и зубчатых колес со шлифованной поверхностью независимо от твердости и термообработки согласно рекомендаций [1]  $m = 6$ , а для зубчатых колес с поверхностным упрочнением (термообработка – закалка ТВЧ, цементация) и не шлифованной поверхностью  $m = 9$ .

Таким образом, при существующей методике расчета показатель степени в уравнении наклонного участка кривой усталости назначается одинаковым для реверсивных и нереверсивных передач, хотя фактически уравнения наклонных участков кривых усталости будут иметь разные показатели. В работе [3] показано, что для зубчатых колес с однородной структурой материала (термообработка – нормализация, улучшение) и зубчатых колес со шлифованной поверхностью независимо от твердости и термообработки в уравнении наклонного участка кривой усталости для реверсивных передач вместо показателя степени  $m = 6$  следует принимать  $n = 4,5$ .

Целью настоящей работы является исследование наклонного участка кривой усталости для оценки долговечности реверсивных и нереверсивных зубчатых передач с поверхностным упрочнением

Для стали 45, термообработка – закалка ТВЧ предел выносливости  $\sigma_{F \text{ lim}} = 600$  МПа, тогда  $\sigma_{-1} = 0,7\sigma_{F \text{ lim}} = 420$  МПа. Принимая, что наклонные участки кривых усталости при симметричном знакопеременном и пульсирующем циклах нагружения параллельны (см. рис. 1), определим число циклов нагружения  $N_{FE}$  при напряжении

$\sigma_{max} = \sigma_{F\ lim} + \Delta\sigma = 780$  МПа , где  $\Delta\sigma = \sigma_{F\ lim} - \sigma_{-1} = 180$  МПа :

$$N_{FE} = \left( \frac{\sigma_{F\ lim}}{\sigma_{max}} \right)^m N_{F\ lim} = \left( \frac{600}{780} \right)^9 \cdot 4 \cdot 10^6 = 4 \cdot 10^5 ,$$

где  $N_{F\ lim} = 4 \cdot 10^6$  [1, 2].

Уравнение наклонного участка кривой усталости при симметричном знакопеременном цикле нагружения будет иметь вид:

$$\sigma_{F\ lim}^n N_{FE} = \sigma_{-1}^n N_{F\ lim} \quad \text{или} \quad 600^n \cdot 4 \cdot 10^5 = 420^n \cdot 4 \cdot 10^6 , \quad \text{откуда } n = 7 .$$

Таким образом, при определении допускаемых изгибных напряжений реверсивных зубчатых передач, с поверхностным упрочнением зубьев в уравнение (1) для нахождения коэффициента долговечности следует вместо  $m = 9$  подставлять  $n = 7$

Проведенный анализ показал, что при отношении  $N_{F\ lim}/N_{FE} = 80$  погрешность, получаемая при определении допускаемых напряжений зубчатых передач, работающих в реверсивном режиме, составляет около 20% , при этом срок службы зубчатой передачи оказывается заниженным в полтора раза. Максимальное значение отношения  $N_{F\ lim}/N_{FE} = 80$  получено при  $N_{FE} = 5 \cdot 10^4$  – минимальному числу циклов нагружения, при котором нагрузка считается длительно действующей.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Существующая методика расчета зубчатых передач на изгибную прочность не учитывает изменение положения наклонного участка кривых усталости при реверсивном и нереверсивном режиме их работы.

2. Погрешность, получаемая при определении допускаемых напряжений зубчатых передач, работающих в реверсивном режиме, по существующей методике составляет около 20% , при этом срок службы зубчатой передачи оказывается заниженным в полтора раза.

3. При определении допускаемых изгибных напряжений реверсивных зубчатых передач с поверхностным упрочнением в уравнении наклонного участка кривой усталости вместо показателя степени  $m = 9$  следует принимать  $n = 7$ .

**Список литературы:** 1. В.Т. Павлице. Основы конструирования та розрахунок деталей машин.- Львів:Афіша, 2003 – 560 с. 2. Курсовое проектирование деталей машин/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М., Машиностроение, 1988, - 416 с. 3. Блескун В.Ф., Шинакова Е.С. К определению допускаемых изгибных напряжений при расчете зубчатых передач, работающих в условиях ограниченной долговечности. Сб.Машинознавство.Матеріали 10 ої регіональної науково – методичної конференції, с 9.