

## ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

*Суходоева Алла Алексеевна*

канд. техн. наук, доцент

ФГВОУ ВПО «Пермский военный

институт внутренних войск МВД России»

г. Пермь, Пермский край

*Суходоев Сергей Семенович*

эксперт по неразрушающему контролю

ООО «Авикур»

г. Пермь, Пермский край

*Суходоева Татьяна Сергеевна*

студентка

ФГБОУ ВПО «Пермский национальный

исследовательский политехнический университет»

г. Пермь, Пермский край

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ КОНСТРУКЦИЙ, НАХОДЯЩИХСЯ В СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

*Аннотация: в данной статье на основе критерия подобия усталостного разрушения рассмотрен пример расчета вала, работающего на кручение и изгиб. Авторами спрогнозированы характеристики выносливости реального объекта – ротора турбины по результатам испытаний модельных образцов.*

*Ключевые слова: расчет, долговечность, выносливость, кривая усталости, амплитудные напряжения, ротор турбины, кручение, изгиб.*

Машиностроительные конструкции, особенно в энергетике, как правило, работают в условиях, циклически меняющихся во времени нагрузок. При расчете их на выносливость часто приходится учитывать случайный нерегулярный ха-

рактер нагружения, что делает необходимым использование статистических теорий прочности. Данные теории требуют проведения множества дорогостоящих лабораторных исследований. Для описания влияния различных факторов, таких как, концентрация напряжений, масштабный фактор, форма поперечного сечения, вид нагружения на средние значения и коэффициенты вариации пределов выносливости реальных деталей была разработана статистическая теория подобия усталостного разрушения. Суть её заключается в том, что если образцы и реальные детали имеют различные размеры, состояния поверхности, но сходные значения критерия подобия  $L/\bar{G}$ , то для них функции распределения пределов выносливости и функции распределения амплитудных значений напряжений будут одинаковы. Это позволяет, не проводя натурных испытаний, строить кривые усталости реальных конструкций.

Определим параметры долговечности вала ( $D = 500$  мм) из стали 25Х1МФ, нагруженного изгибающим  $M_{изг}$  и крутящим  $M_{кр}$  моментами, случайно изменяющимися во времени (рис. 1). Данной расчетной схеме соответствует работа ротора турбины, который испытывает сложное напряженное состояние: совместное действие деформаций кручения и изгиба от навешанных на него дисков с лопатками. Усталостные трещины и сколы обычно появляются на лопатках турбины, а сам вал находится в условиях однородного напряженного состояния.

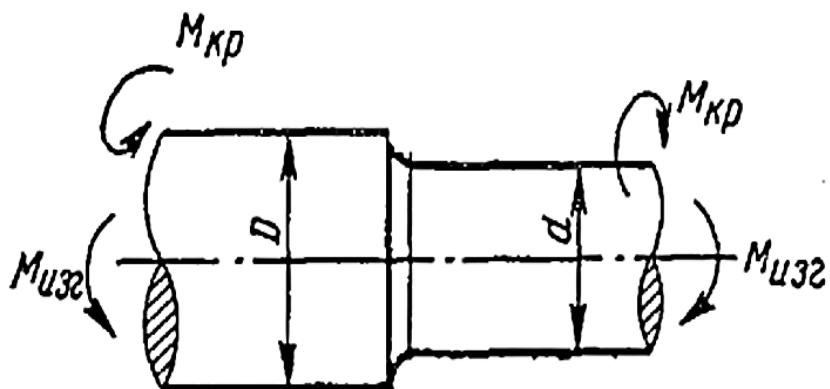


Рис. 1. Расчетная схема вала

Функция распределения предела выносливости имеет вид:

$$I = \frac{L}{\bar{G} \cdot F_0} \cdot \frac{1}{m+1} \cdot \left(\frac{u}{\sigma_0}\right)^m \cdot \frac{(\xi-1)^{m+1}}{\xi} = \lg \ln\left(\frac{1}{1-p}\right),$$

где  $\bar{G} = G/\sigma_{max}$  – относительный максимальный градиент первого главного напряжения;  $L = \pi D$  – часть периметра поперечного сечения;  $\sigma_{max}$  – максимальное напряжение в зоне концентрации;  $m$  – показатель наклонной ветви кривой усталости;  $\sigma_0$  – предел выносливости при пульсационном цикле;  $p$  – вероятность разрушения. Вычисленная таким образом функция распределения хорошо согласуется с экспериментальными данными и является объективной характеристикой долговечности и надежности.

Характеристики усталости от изгиба (по нормальным напряжениям) и кручения (по касательным напряжениям) определяются независимо друг от друга, а затем, используя принцип суперпозиции, вычисляется общий коэффициент запаса выносливости. Средние значения случайного процесса изменения нормальных напряжений  $\sigma_m = 0$ , касательные напряжения приведены к симметричному циклу. Полагаем, что амплитудные значения напряжений подчиняются нормальному закону распределения с параметрами  $\tau_a = 40$  МПа и  $\sigma_a = 80$  МПа. Коэффициент вариации предела выносливости и действующей амплитуды равны друг другу и не зависят от базы испытаний:  $\gamma_\sigma = \gamma_\tau = 0,1$ .

Временное сопротивление при рабочей температуре ротора  $t = 540^\circ$   $\sigma_B = 380$  МПа. Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла составляет  $\phi_\sigma = 0,2$ . Параметры уравнения подобия усталостного разрушения принимаем [1, с. 96]  $v_\sigma = 0,1$  и  $v_\tau = 0,2$ . Предел выносливости на базе  $10^7$  циклов нагружения при заданной температуре  $\sigma_{-1} = 196$  МПа,  $\tau_{-1} = 102$  МПа.

*Расчет характеристик усталости при изгибе.* Находим значение теоретического коэффициента концентрации напряжений [2, с. 9]  $\alpha_\sigma = 1,85$ . Определяем параметр подобия [1, с. 90]  $\log \frac{L}{\bar{G}} = 3,26$ . Далее находим  $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{2 \cdot \alpha_\sigma}{1 + 10^{v_\sigma} (2,76 - \lg \frac{L}{\bar{G}})} = 2,4$  для базы  $10^7$  циклов и вероятности  $P = 0,1$ , а с учетом влияния качества поверхности получим [2, с. 11]:  $K_{\sigma D} = 2,57$ .

Таким образом, можно определить угловой коэффициент горизонтального участка кривой усталости для низколегированных сталей [1, с. 28]  $m = \frac{20}{K_{\sigma D}} = 7,78$ .

Коэффициент запаса усталостной прочности определяем по формуле Серенсена-Киносошили:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \varphi_{\sigma} \cdot \sigma_m}{\varepsilon_{\sigma}}} = 1,34.$$

Тогда надежность или вероятность безотказной работы ротора определится на основании уравнения связи в предположении нормального закона распределения предельных и действующих напряжений по следующей формуле:

$$z = \frac{n_{\sigma} - 1}{\sqrt{\gamma_{\sigma}^2 \cdot (n_{\sigma}^2 + 1)}} = 2,04; (z) = P = 0,96.$$

*Расчет характеристик усталости* при кручении произведем в той же последовательности, что и при изгибе:  $\alpha_{\tau} = 1,3$ ;  $\log \frac{L}{G} = 3,85$ ;  $\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 2,1$ ;  $K_{\tau D} = 2,23$ ;  $m = 8,97$ ;  $n_{\tau} = 1,24$ .

Таким образом, зная параметры кривой усталости, можно определить ресурс вала от действия отдельно нормальных ( $N_{\sigma}$ ) и касательных ( $N_{\tau}$ ) напряжений, а затем по формуле общий ресурс от совместного действия изгиба и кручения:

$$N = \frac{N_{\tau}}{\left[ \left( 1 + \frac{N_{\sigma}}{N_{\tau}} \right)^{\frac{2}{m}} \right]^{\frac{m}{2}}}$$

В данной работе ресурсы  $N_{\sigma}$  и  $N_{\tau}$  получились соизмеримыми, а результирующий ресурс оказался на порядок меньше.

### ***Список литературы***

1. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
2. ГОСТ 25.504-82. «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости».