

УДК 621.43
РАСЧЁТ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ КОРЕННОЙ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО
ВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Т. Н. БЕКЕТОВА

Научный руководитель А. Н. ГОЦ, проф.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«ВЛАДИМИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

им. А. Г. и Н. Г. СТОЛЕТОВЫХ»

Владимир, Россия

Не смотря на то, что расчёт коренных шеек приводится во многих учебниках, предлагаемый расчёт отличается по следующим параметрам:

– коэффициент концентрации напряжений выбираем по реальному радиусу галтели;

– коэффициент влияния среднего напряжения на предел выносливости ψ_σ для всех машиностроительных материалов рассчитывается по формуле А. Н. Гоца и приведен в таблицах.

Для расчёта коренной шейки требуются следующие данные: диаметр коренной шейки $d_{кш} = 51$ мм, радиус галтели в сопряжении шеек со щекой $r = 2$ мм. Коленчатый вал изготовлен из чугуна ВЧ40 с пределом выносливости при симметричном цикле при кручении $\tau_1 = 198$ МПа.

Расчёт ведется на двух режимах. Выбирается наиболее нагруженный вал.

Максимальный и минимальный крутящие моменты на основе динамического расчёта (расчет не приведен) [1]:

$$M_{кр\ max} = 299 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_{кр\ min} = -141 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коренная шейка рассчитывается только на кручение в двух сечениях:

– I-I – по прилеганию к щеке;

– II-II – по центру отверстия для смазки.

Максимальное и минимальное касательные напряжения:

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр.\ max}}{W_{р\ кш}}; \quad \tau_{min} = \frac{M_{кр.\ min}}{W_{р\ кш}},$$

где $W_{р\ кш} = 25,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ – момент сопротивления коренной шейки при кручении.

Тогда

$$\tau_{max} = \frac{299}{25,4} \cdot 10^6 = 11,8 \text{ МПа}; \quad \tau_{min} = -\frac{141}{25,4} \cdot 10^6 = -5,8 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = 8,7 \text{ МПа}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 3,1 \text{ МПа}.$$

Запас прочности n_τ коренной шейки от действия переменного крутящего момента находим по формуле [2]:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_D}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{198}{\frac{4,04}{0,89} 8,7 + 0,464 \cdot 3,1} = 4,84.$$

Здесь приняты при $r/d_{\text{шш}} = 0,0392$ $(K_\tau)_D = 4,04$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; $\beta_\tau = 0,89$ – коэффициент, учитывающий обработку поверхности; $\psi_\tau = 0,464$ – коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения [2].

Учет влияния крутильных колебаний производится приближенно: в запас прочности вводится коэффициент динамического усиления λ_d . Для четырехцилиндрового двигателя $\lambda_d = 1,21$ [2].

Запас прочности с учетом коэффициента динамического усиления [2]:

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_d.$$

Таким образом, действительный запас прочности равен

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_d = 4,84 / 1,21 = 4.$$

Аналогично проводим расчёт для сечения II-II.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей : учеб. пособие / А. Н. Гоц. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2006. – 104 с.
2. Расчеты на прочность деталей и ДВС при напряжениях, переменных во времени : учеб. пособие / А.Н. Гоц. – 3-е изд., испр. и доп. – М. : ФОРУМ; ИНФРА-М, 2013. – 208 с.