

УДК 621.01:621.833

**Р.В. Амбарцумянц**, д-р техн. наук, проф.,  
**А. Г. Аванесьянц**, канд. техн. наук, доц.,  
 Одес. нац. акад. пищевых технологий

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ УСЛОВИЯ КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ РАВНОПРОЧНОСТИ

*Р.В. Амбарцумянц, А.Г. Аванесьянц. Визначення параметрів циліндричних зубчастих передач а умови контактної та згинальної рівномірності. Запропоновано новий метод проектування циліндричних зубчастих передач з умови рівномірності за контактним та згинальним напруженнями.*

*Р.В. Амбарцумянц, А.Г. Аванесьянц. Определение параметров цилиндрических зубчатых передач из условия контактной и изгибной равнопрочности. Предлагается новый метод проектирования цилиндрических зубчатых передач из условия равнопрочности по контактному и изгибному напряжениям.*

*R.V. Ambartsumyants, A.G. Avanesyants. Determination of spur gearing parameters under the condition of contact and bent equistrength. A new method of projecting cylinder spur gears is offered from the position of the equality strength of by contact and bending stresses.*

Зубчатые передачи являются самыми распространенными из всех механических передач. Они используются в конструкциях практически всех машин и механизмов. И как следствие этого, расчет зубчатых передач стандартизован.

Известно, что основным проектным расчетом закрытых зубчатых передач является расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев, а расчет на изгибную прочность является проверочным расчетом. Как показывает расчетная практика и практика эксплуатации зубчатых передач найденные из условия контактной прочности параметры передачи обеспечивают большой запас прочности зубьев по напряжениям изгиба, которые пропорциональны модулю зацепления. В расчетной практике модуль передачи выбирают согласно следующей рекомендации [1, 2]:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w,$$

где  $a_w$  — межосевое расстояние, найденное из условия контактной выносливости.

Как правило, проектировщик выбирает некоторое среднее значение  $m$  и если принятое решение его не удовлетворяет, расчет повторяется. Такая неопределенность объясняет получение необоснованного значительного запаса прочности по напряжению изгиба либо продолжительность расчетных операций.

Предлагается метод расчета зубчатых передач из условия равнопрочности по контактному напряжению и напряжениям изгиба, который основывается на базе стандартного расчета.

Условия контактной и изгибной прочности цилиндрических зубчатых передач имеют вид

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (1)$$

и

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]. \quad (2)$$

Здесь  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  — расчетные и  $[\sigma_H]$  и  $[\sigma_F]$  — допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба, соответственно.

Известно, что из условий контактной и изгибной выносливости для прямозубых цилиндрических передач находят соответственно межосевое расстояние  $a_w$  и модуль зацепления  $m$  по формулам

$$a_w = k_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_{\text{H}}]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (3)$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_{F1}}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1}}, \quad (4)$$

где  $k_a = 49,5(\text{МПа})^{\frac{1}{3}}$  — расчетный коэффициент для прямозубых цилиндрических передач;

$u$  — передаточное число;

$T_1$  и  $T_2$  — крутящие моменты на шестерне и колесе, соответственно;

$K_{\text{H}\beta}$  — коэффициент концентрации нагрузки;

$\psi_{ba} = b_2/a_w$  — коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию;

$\psi_{bm} = b_2/m$  — коэффициент ширины венца колеса по модулю;

$z_1$  — число зубьев шестерни;

$K_F$  — коэффициент расчетной нагрузки;

$Y_{F1}$  — коэффициент формы зуба шестерни.

Известно, что если зубчатые колеса изготовлены без смещения, то выполняется равенство

$$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5mz_1(1 + u). \quad (5)$$

С учетом (3) последнее равенство можно представить в виде

$$0,5mz_1(1 + u) \geq k_a(1 + u) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_{\text{H}}]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (6)$$

На основании (4) и (6) имеем

$$\sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_{F1}}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1}} = \frac{2k_a}{z_1} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_{\text{H}}]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (7)$$

Возведя обе части равенства (7) в квадрат, получаем

$$\frac{2T_1 K_F Y_{F1}}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1} = \frac{8k_a^3}{z_1^3} \frac{T_2 K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_{\text{H}}]^2 u^2 \psi_{ba}}. \quad (8)$$

Учитывая, что  $T_2 = uT_1\eta$  ( $\eta$  — КПД зубчатой пары), последнее равенство преобразуется к виду

$$\frac{2T_1 K_F Y_{F1}}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1} = \frac{8k_a^3 T_1 u \eta K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_{\text{H}}]^2 z_1^3 u^2 \psi_{ba}},$$

откуда получаем

$$\frac{K_F Y_{F1}}{[\sigma_F] \psi_{bm}} = \frac{4k_a^3 \eta K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_{\text{H}}]^2 z_1^2 u \psi_{ba}}. \quad (9)$$

Решая уравнение (9) относительно  $z_1^2$ , получаем

$$z_1^2 = 4k_a^3 \eta \left( \frac{K_{\text{H}\beta}}{K_F} \right) \left[ \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{H}}^2} \right] \left( \frac{\psi_{bm}}{\psi_{ba}} \right) \frac{1}{u Y_{F1}}. \quad (10)$$

Преобразуем отношение  $\psi_{bm}/\psi_{ba}$  к виду

$$\frac{\psi_{bm}}{\psi_{ba}} = \frac{b}{m} : \frac{b}{a} = \frac{a}{m} = \psi_{am} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2m}.$$

Отсюда получаем, что

$$\psi_{am} = 0,5z_1(1+u). \quad (11)$$

С учетом (11) равенство (10) примет вид

$$z_1^2 = 4k_a^3 \eta \left( \frac{K_H}{K_F} \right) \left[ \frac{\sigma_F}{\sigma_H^2} \right] z_1(1+u) \frac{0,5}{uY_{F1}}.$$

Окончательно

$$z_1 = k_a^3 \eta \left( \frac{K_H}{K_F} \right) \left[ \frac{\sigma_F}{\sigma_H^2} \right] (1+u) \frac{2}{uY_{F1}}. \quad (12)$$

В выражении (12) неопределенным является коэффициент  $Y_{F1}$ . Известно, что для зубчатых колес, изготовленных без смещения режущего инструмента, значения этого коэффициента находятся в пределах от 4,28 до 3,6 соответственно для числа зубьев шестерни от 17 до 100 и более. Поэтому в первом приближении можно принять  $Y_{F1} = 4$ , что соответствует  $z_1 = 20$ . Если же полученное затем значение  $z_1$  окажется меньше 20, то расчет можно повторить, применив метод последовательных приближений. В соответствии с изложенным принимаем  $(2/Y_F) = (2/4) = 0,5$  и тогда выражение (12) преобразуется к виду

$$z_1 = 0,5k_a^3 \eta \left( \frac{K_H}{K_F} \right) \left[ \frac{\sigma_F}{\sigma_H} \right] \frac{1+u}{u}. \quad (13)$$

*Пример расчета.* Из условия (7) определить параметры прямозубой цилиндрической передачи при следующих исходных данных:  $u = 5$ ,  $[\sigma_{F1}] = 250 \text{ Н/мм}^2$ ,  $[\sigma_H] = 500 \text{ Н/мм}^2$ ,  $T_1 = 200 \text{ Нм}$ .

Примем средние значения коэффициентов  $K_H = 1,25$ ,  $K_F = 1,73$  [3]. Тогда согласно (13) получаем

$$z_1 = 0,5 \cdot 49,5^3 \cdot 0,95 \cdot \left( \frac{1,25}{1,73} \right) \cdot \left[ \frac{200}{500^2} \right] \frac{5+1}{5} = 53,2.$$

Примем  $z_1 = 53$ , тогда  $z_2 = 53 \cdot 5 = 265$ . Найдем  $\psi_{am}$ :  $\psi_{am} = 0,5z_1(1+u) = 0,5 \cdot 53(1+5) = 159$ . Учитывая, что  $\psi_{am} = \psi_{bm}/\psi_{ba}$ , и принимая согласно рекомендациям для прямозубых колес  $\psi_{ba} = 0,2$ ,

$$\psi_{bm} = \psi_{am}\psi_{ba} = 159 \cdot 0,2 \approx 32.$$

Числу зубьев  $z_1 = 53$  соответствует коэффициент формы зуба  $Y_F = 3,69$ . По формуле (4) находим модуль зацепления

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 200 \cdot 10^3 \cdot 1,73 \cdot 3,69}{200 \cdot 32 \cdot 53}} = 1,96 \text{ мм}.$$

Примем стандартное значение  $m = 2$  мм. Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 \cdot 2 \cdot (53 + 265) = 318 \text{ мм}.$$

Найдем межосевое расстояние из условия контактной прочности по формуле (3)

$$a_w = 49,5 \cdot (1+5) \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 5 \cdot 0,95 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{500^2 \cdot 5^2 \cdot 0,2}} \approx 292 \text{ мм}.$$

Полученный результат вполне согласуется с найденным межосевым расстоянием из условия изгибной прочности.

Предлагаемый подход к расчету цилиндрических зубчатых передач базируется на расчетных формулах ГОСТ 21354 – 75.

Результаты данного расчета обеспечивают равнопрочность передачи по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Данный расчет обеспечивает решение поставленной задачи без использования метода последовательных приближений.

#### **Литература.**

1. Решетов, И.Д. Детали машин: Учебник для вузов / И.Д. Решетов. — Изд. 3-е. — М.: Машиностроение, 1975. — 655 с.
2. Иванов, М.Н. Детали машин: Учеб. для машиностр. спец. вузов / М.Н. Иванов. — 4-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 1984. — 336 с.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. акад. пищевых технологий Гросул Л.И.

Поступила в редакцию 14 апреля 2009 г.