

*Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., Политехника Свентокшистская в Кельцах
(Польша)*

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕТОДИК ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЗАКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

In this paper some questions of methods of calculation and selection of geometrical parameters of bevel gears are presented.

1 Введение

При проектировании механических приводов часто возникает потребность расчета и выбора основных параметров конических закрытых эвольвентных передач. Существующие методики и рекомендации к расчетам [1-3], программное обеспечение расчетов [4, 5, 10], которые используются „матерыми” редукторщиками, не всегда удовлетворяют потребностям студентов технических ВУЗов, впервые приступающим к прочностным расчетам. Требуется также рекомендация выбора параметров передачи при вычисленном диаметре шестерни для прямозубых передач и передач с круговым зубом. На протяжении ряда лет студенты Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach и других ВУЗов Польши пользуются разработками автора [6, 7], которые в 2001 и 2002 году увидели свет в русскоязычном варианте [8, 9]. Они предназначены для использования языка MathCAD, специфика которого состоит в программировании расчетов непосредственно в процессе их выполнения, что в какой-то мере позволяет осмысливать результаты выполненной работы и влиять на конечный результат, а не использовать готовый результат, не имея никакого на него влияния.

2 Основные положения

Прочностной расчет конических закрытых передач, следуя [1, 2, 3, 4, 8, 9], выполняется из условия предотвращения pittinga

$$\text{(условие прочности } \sigma_H \leq \sigma_{HP} \text{ - проектировочный расчет)} \quad (1)$$

с проверкой:

- расчетных контактных напряжений при выбранных параметрах передачи

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (2)$$

- предотвращения усталостного излома зубьев

$$\text{(условие прочности } \sigma_F \leq \sigma_{FP} \text{ - проверочный расчет),} \quad (3)$$

- предотвращения пластической деформации зубьев при перегрузках

$$\text{(условие прочности } \sigma_{H \max} \leq \sigma_{Hgr} \text{ - проверочный расчет),} \quad (4)$$

- предотвращения статического излома зубьев при перегрузках

$$\text{(условие прочности } \sigma_{F \max} \leq \sigma_{Fgr} \text{ - проверочный расчет).} \quad (5)$$

Выбор параметров конических закрытых передач имеет свою специфику для прямозубых и для передач с круговым зубом (2 методики), что является следствием использования для прямозубых колес стандартного модуля m_e на внешнем диаметре, а для круговых колес - стандартного модуля m_n в среднем сечении зуба.

3.1 Проектировочный расчет конических передач

Исходными данными являются – крутящий момент на шестерне T_1 или зубчатом колесе T_2 , Н.м; допускаемые напряжения (не рассматриваемые в настоящей работе); передаточное число u , схема передачи и условия ее работы.

Вопрос использования значений T_1 или T_2 , а также учета внешнего динамического нагружения (k_A) представлен в статье “Некоторые вопросы методик прочностного расчета закрытых цилиндрических передач”.

В отечественной литературе расчет конических передач проводится в двух вариантах:

- с учетом коэффициента ширины зубчатого венца относительно среднего диаметра шестерни [2] $\phi_{bd} = b / d_{m1}$,
- с учетом коэффициента ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния [1, 3] $\phi_{be} = b / R_e$.

В настоящее время расчет с использованием коэффициента ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния ϕ_{be} является предпочтительным, что следует из последнего издания [1], [3] и будет представлено ниже.

Зависимость для определения расчетного внешнего диаметра шестерни имеет вид

$$d'_{e1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_A}{g_H \sigma_{HP}^2 (1 - K_{be}) K_{be} u^2}} 10^3, \text{ мм}, \quad (6)$$

где $K_d = 101$ – для прямозубых передач;

$K_d = 90$ – для передач с непрямым (круговым) зубом;

ϕ_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния; $\phi_{be} = b / R_e = 0,2 \div 0,3$;

g_H - коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с прочностью передачи цилиндрической [1].

Остальные параметры общеизвестны [1].

3.1.1 Выбор основных параметров прямозубой передачи

1. Принимая предварительно $z'_1 = 19$, определяют модуль зацепления $m'_{te} = d'_{e1} / z'_1$, мм и округляют его* до **ближайшей** величины $m_{te} = m_n$, мм в соответствии с ГОСТ.

2. Число зубьев шестерни $z_1 = d_{e1} / m_{te}$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. Числа зубьев z_1 и z_2 - целые числа.

3. Действительное передаточное число $u_o = z_2 / z_1$. (7)

4. Углы делительных конусов, град.

$$\delta_1 = \text{arc tg}(z_1 / z_2); \quad \delta_2 = \text{arc tg}(z_2 / z_1). \quad \delta_{1(2)} = \text{---}^\circ \text{---}' \text{---}''.$$

5. Внешние диаметры зубчатых колес, мм:

- начальных $d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}$;

* По технологическому процессу нарезания колес с прямыми зубьями стандартизация m_{te} не обязательна

- вершин зубьев $d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2m_{te} \cos \delta_{1(2)}$;
- впадин зубьев $d_{fe1(2)} = d_{e1(2)} - 2,4m_{te} \cos \delta_{1(2)}$.

6. Внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

7. Ширина венца зубчатых колес, мм

$$b = R_e K_{be}. \quad b - \text{целое число.} \quad [m_{te} \geq (b/8 \div b/10)].$$

8. Модуль зацепления в среднем сечении зуба, мм

$$m_m = m_{te} (R_e - 0,5b) / R_e.$$

9. Диаметры колес в среднем сечении зуба, мм

$$d_{m1(2)} = m_m z_{1(2)}.$$

3.1.2 Выбор основных параметров передач с круговым зубом

1. Принимая число зубьев шестерни z_1 по рекомендациям ГОСТ 19624-74, определяют число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.

Числа зубьев z_1 и z_2 - целые числа.

2. Действительное передаточное число $u_d = z_2 / z_1$. (8)

3. Число зубьев плоского колеса $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$

* -.

4. Предварительная величина внешнего окружного модуля, мм

$$m'_{te} = d'_{e1} / z_1.$$

5. Предварительная величина внешнего конусного расстояния, мм

$$R'_e = 0,5m'_{te} z_c.$$

6. Ширина венца зубчатых колес, мм

$$b = R'_e K_{be}. \quad b - \text{целое число.}$$

7. Предварительная величина среднего конусного расстояния, мм

$$R'_m = R'_e - 0,5b.$$

8. Средний нормальный модуль, мм

$$m'_n = 2R'_m \cos \beta_n / z_c,$$

где $\beta_n = 35^\circ$ - расчетный угол наклона зуба (рекомендуется принимать одно из значений ряда: $25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$).

Значение m'_n округляют до ближайшей величины m_n в соответствии с ГОСТ 9563-60 при условии $m_n \geq (b/8 \div b/10)$.

9. Углы делительных конусов, град.

$$\delta_1 = \text{arc tg}(z_1 / z_2); \quad \delta_2 = \text{arc tg}(z_2 / z_1). \quad \delta_{1(2)} = \text{---}'\text{---}''.$$

10. Диаметры колес в среднем сечении зуба, мм

$$d_{m1(2)} = m_n z_{1(2)}.$$

11. Среднее конусное расстояние, мм

$$R_m = 0,5m_n z_c / \cos \beta_n.$$

12. Внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = R_m + 0,5b.$$

13. Внешний окружной модуль, мм

$$m_{te} = 2R_e / z_c.$$

14. Внешние делительные диаметры колес, мм

$$d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}.$$

3.2 Проверка расчетных контактных напряжений

Расчетные контактные напряжения σ_H , МПа определяют по известной зависимости [1] $\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{g_H d_{m1} u}} \leq \sigma_{HP}$, где удельную расчетную окружную силу W_{Ht} определяют с учетом коэффициента k_A

$$W_{Ht} = F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_A / b_2, \text{ Н.мм.}$$

3.3 Проверка расчетных напряжений изгиба

Расчетные напряжения изгиба σ_F , МПа определяют по известной зависимости [1] $\sigma_F = Y_{Fs1(2)} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft} / g_F m_m \leq \sigma_{FP}$, где удельную расчетную ок-

ружную силу W_{Ft} определяют с учетом коэффициента k_A

$$W_{Ft} = F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} K_A / b_2, \text{ Н.мм.}$$

Проверка прочности зубьев при перегрузках (4) и (5) не вызывает трудностей [1, 2].

4 Выводы

1. Представлены особенности методик расчета и выбора параметров конических прямозубых и с круговым зубом закрытых передач.
2. Методики представлены относительно момента на зубчатом колесе – как параметре, учитывающем требования потребителя.
3. Методики учитывают определенный ГОСТом коэффициент внешней динамики привода k_A и используют параметр ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния φ_{be} .

Список литературы: 1. *Иванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с. 2. *Иванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высшая школа, 1976. – 399 с. 3. Курсовое проектирование деталей машин. *Под ред. В.Н.Кудрявцева* – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с. 4. Расчет деталей машин на ЭВМ. Учебное пособие для вузов. *Под ред. Д.Н. Решетова и А.С. Шувалова.* М.: Высшая школа, 1985. – 380 с. 5. Wspomagane komputerowo projektowanie typowych zespołów i elementów maszyn. *Pod. red. J.Osińskiego.* – Warszawa: PWN, 1998. – 230 s. 6. *Kurmaz L.W.* Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie. Skrypt nr 342 – Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 1998. – 200 s. 7. *Kurmaz L.W.* Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie. – Warszawa: PWN, 1999. – 191 s. 8. *Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т.* Детали машин. Проектирование. Изд. 1. Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 292 с. 9. *Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т.* Детали машин. Проектирование. Изд. 2. Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 296 с. 10. *Kurmaz L.* Obliczenie ze wspomaganie komputerowym przekładni zębatych stożkowych. Zeszyty naukowe Politechniki

Rzeszowskiej. Mechanika, z. 27. XV Sympozjon PKM. Cz. 2. Rzeszów, 1991.-
181-182 s.