

чисел зубьев. Оба алгоритма можно запрограммировать на нахождение квадратов как искомым передаточных отношений ступеней механизма, так и искомым чисел зубьев его зубчатых колес.

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование. Справочное и научное издание / В.Е. Старжинский, Б.П. Тимофеев, Е.В. Шалобаев, А.Т. Кудинов. Под общ. ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева. – Санкт-Петербург-Гомель: ИММС НАН Б, 1998. – 538с. 4. Истомин С.Н. Проектирование мелкомодульных передач приборов с применением ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1985. – 176с., ил. – (Б-ка приборостроителя).

Поступила в редколлегию 06.04.10

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, д.т.н., профессор каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, г. Луганск

П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., зав. кафедрой машиноведения ВНУ им. В. Даля
А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Разработана геометрия исходного контура высоконагруженных зубчатых передач, дан сравнительный анализ критериев работоспособности синтезированных, конхоидальных и эвольвентных передач.

Розроблено геометрію вихідного контуру високонавантажених зубчастих передач, дано порівняльний аналіз критеріїв працездатності синтезованих, конхoidalних і евольвентних передач.

The geometry of an initial contour of highly loaded tooth gearings is developed, the comparative analysis of criteria of working capacity synthesised, konhoidal and involute gears is given.

Постановка задачи. Зубчатые передачи имеют широкое распространение в механических приводах современных машин. При этом работоспособность и нагрузочная способность зубчатых передач существенно влияют на экономические показатели оборудования. Поэтому решение задачи повышения нагрузочной способности таких передач является актуальной и относится к проблеме многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций [1].

Анализ литературы. Известны зубчатые передачи, синтезированные по заданным значениям критериев работоспособности [2]. Известны так же зубчатые передачи, синтезированные по линии зацепления: передачи с конхоидальной линией зацепления [3] и передачи с линией зацепления, очерченной дугами окружности [4]. Такие зубчатые передачи имеют более высокие геометро-кинематические и комплексные критерии работоспособности [3, 4]. Еще более высокие критерии работоспособности зубчатых передач можно обеспечить новой геометрией исходного контура.

Цель статьи. Разработать геометрию исходного контура, обеспечивающего более высокие критерии работоспособности по сравнению с известными передачами, предложенными в работах [3, 4] и эвольвентными передачами.

Качество зацепления зубчатых передач оценивается комплексными критериями работоспособности [2], к которым относят:

- критерий контактной прочности (по Герцу)

$$\theta = \frac{f_1'}{nx}; \quad (1)$$

- критерий износа рабочих поверхностей [5] (по Крагельскому И.В.)

$$h_{ui} = \Omega_u f^{ty} |\eta_i|; \quad (2)$$

- критерий заедания [6] (по Блоку)

$$k_s = \Omega_s \frac{fV^{12} x^{0.25}}{\sqrt{V_1} + \sqrt{V_2}}; \quad (3)$$

- критерий толщины масляного слоя [7] (по Кодниру Д.С.)

$$h_{mc} = \Omega_{mc} V_{\Sigma}^{0.75} x^{0.4}; \quad (4)$$

- критерий потерь на трение в зацеплении [6] на мгновенной контактной линии

$$\Delta P = \Omega_p fV^{12}; \quad (5)$$

- критерий удельной работы сил трения для мгновенной контактной линии [6] (по Кудрявцеву В.Н.)

$$dA = \Omega_A f |\eta_i|. \quad (6)$$

В этих соотношениях $\Omega_u, \Omega_3, \Omega_{mc}, \Omega_p, \Omega_A$ величины, не зависящие от геометрических параметров исходного контура, f – коэффициент трения скольжения, равный [5]

$$f = \frac{\Omega_f \left(10 + \lg \frac{HB R_a x}{E_{np}} \right) x^{0,25}}{V_{\Sigma}^{0,1} (V^{12})^{0,35}}, \quad (7)$$

где Ω_f – коэффициент, не зависящий от геометрии исходного контура; HB – твердость наименее твердого из контактирующих зубьев; R_a – шероховатость более твердого из контактирующих зубьев; E_{np} – приведенный модуль упругости материалов зацепляющихся колес.

Другие величины, входящие в (1)...(7) имеют значения [2]:

$$V^{12} = f_1 \frac{(u+1)}{u} \sqrt{\left(\frac{1}{f_2'}\right)^2 + 1}; \quad V_1 = \frac{n}{\Omega_2'} \left(R_1 \pm \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2' \right); \quad V_2 = \frac{n}{\Omega_2' u} \left(R_2 - \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2' \right);$$

$$V_{\Sigma} = \frac{n}{\Omega_2'} \left[2R_1 + \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2' \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right]; \quad x = \frac{(R_1 + R_2) f (\Omega_2')^2}{\tau_1 \cdot \tau_2 \cdot n^3}; \quad \eta_i = \pm \frac{u+1}{u} \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2' \cdot \tau_i}, \quad (8)$$

где f_1, f_2 – функции, определяющие геометрию исходного контура зацепляющихся колес; f_2' – первая производная функции f_2 по f_1 ; u – передаточное число передачи; R_1, R_2 – радиусы начальных окружностей шестерни и колеса; $n = \sqrt{1 + (f_2')^2}$ – модуль нормали к профилю исходного контура;

$$\Omega_2' = \Omega_1' + f_2'; \quad \Omega_1 = \frac{f_1}{f_2}; \quad \tau_i = R_i \pm \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2', \quad (9)$$

Ω_1' и Ω_2' – производные функции Ω_1 и Ω_2 по f_1 .

В равенствах (2), (6), (8), (9) верхний знак и $i = 1$ для шестерни, нижний знак и $i = 2$ – для колеса.

Из представленных выше зависимостей следует, что основное влияние на критерии работоспособности оказывает параметр Ω_2' , который зависит от Ω_1' и f_2' . Для реальных геометрических параметров исходного контура $0 \leq f_2' \leq 0,7$ и основное влияние на величину Ω_2' оказывает величина Ω_1' .

Поэтому синтезировать исходный контур можно по величине Ω_1' , задавая его значение в виде полинома

$$\Omega_1' = \sum_{r=1}^{n_1} a_r \cdot f_1^r, \quad (10)$$

где a_r – постоянные коэффициенты.

Наиболее простое решение дифференциального уравнения (10) имеет вид, когда

$$\Omega_1' = k f_1 + c, \quad (11)$$

где k, c – постоянные величины.

Из (11) следует, что с учетом (9)

$$\frac{1}{f_2'} = \frac{k f_1}{2} + c. \quad (12)$$

Будем полагать, что при $f_1 = 0$; $f_2' = \text{tg } \alpha_0$, где α_0 – профильный угол исходного контура на начальной прямой (рисунок 1).

Тогда из (12) следует

$$c = \text{ctg } \alpha_0. \quad (13)$$

Решение дифференциального уравнения (12) с учетом (13) имеет вид (при $f_1 = 0$; $f_2 = 0$)

$$f_2 = \frac{2}{k} \ln \left(\frac{k f_1}{2 \text{ctg } \alpha_0} + 1 \right). \quad (14)$$

Равенство (14) определяет кривую, которой очерчен исходный контур в системе координат $f_1 O f_2'$ (рисунок 1). Исходный контур будет определен, когда заданы α_0 и k .

При этом величина "к" должна быть меньше нуля, а при $k = 0$ исходный контур является прямоочным (случай эвольвентного зацепления).

Из (9), (11), (12) и (13) следует

$$\Omega_2' = k f_1 + \text{ctg } \alpha_0 + \frac{2}{k f_1 + 2 \text{ctg } \alpha_0}; \quad f_2' = \frac{2}{k f_1 + 2 \text{ctg } \alpha_0}. \quad (15)$$

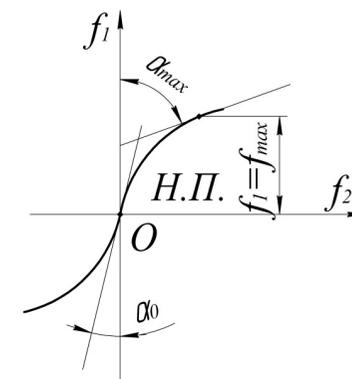


Рисунок 1 – Схема исходного контура

В этих равенствах $k < 0$ при $f_1 > 0$ и $k > 0$ при $f_1 < 0$. Значение "k" можно определить следующим образом. Задаем, например, при $f_1 = f_{1\max}$ значение угла профиля исходного контура α_{\max} . Тогда из второго равенства (15) получаем

$$k = \frac{2(\operatorname{ctg} \alpha_{\max} - \operatorname{ctg} \alpha_0)}{f_{1\max}}. \quad (16)$$

После чего определяются из (14) геометрические параметры исходного контура с последующим определением толщины вершин зубьев зацепляющихся колес, коэффициента перекрытия и проверяется наличие или отсутствие подрезания зубьев [2]. А затем по формулам (1)...(7) производится сравнительный анализ значений критериев работоспособности по полю зацепления с использованием известных параметров исходного контура.

В качестве примера рассмотрим исходный контур при следующих исходных данных: $\alpha_0 = 20^\circ$, $\alpha_{\max} = 30^\circ$, $f_{1\max} = 1$. Из (16) имеем

$$k = \frac{2(\operatorname{ctg} 30^\circ - \operatorname{ctg} 20^\circ)}{1} = -2,030,$$

а из (14) получаем

$$f_2 = 0,985 \ln(1 - 0,3695 f_1). \quad (17)$$

На рисунке 2 изображен исходный контур, полученный с использованием соотношения (17) при значении модуля $m = 1$ мм.

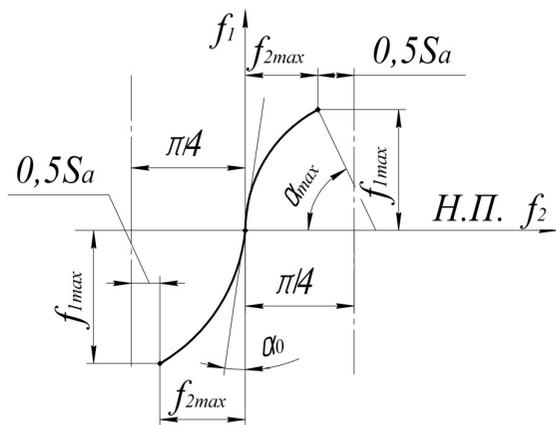


Рисунок 2 – Исходный контур

($f_{1\max} = 1$; $f_{2\max} = 0,4543$; $0,5S_a = 0,3306$; *H.П.* – начальная прямая)

При зацеплении реек (число зубьев равно бесконечности) коэффициент перекрытия равен [2]

$$\varepsilon_\infty = \frac{2(\operatorname{ctg} \alpha_{\max} + f_{2\max})}{\pi} = 1,36.$$

Подрезание наступает при числе зубьев равном [2] (с использованием (15))

$$z_{\min} = \frac{2\Omega'_{2\max}}{f'_{2\max}} = \frac{2\left(-2,05 + \operatorname{ctg} 20^\circ + \frac{2}{-2,03 + 2 \operatorname{ctg} 20^\circ}\right)}{\operatorname{tg} 30^\circ} \cong 4,5.$$

Анализ показывает, что зубчатые передачи с конхоидальной линией зацепления [3] и зубчатые передачи с линией зацепления, очерченной дугами окружности [4], имеют приблизительно равные критерии работоспособности по полю зацепления. Поэтому сравнительный анализ критериев работоспособности будем производить для прямозубых передач с использованием синтезированного исходного контура и прямозубых передач с конхоидальной линией зацепления. Кроме того, будем проводить сравнение критериев работоспособности зубчатых передач с синтезированным исходным контуром и эвольвентных передач с углом профиля $\alpha = 20^\circ$. Для конхоидальных зубчатых передач [2]

$$f_1 = \rho \sin \alpha - a; \quad f_2 = \rho \sin \alpha; \quad \Omega_2 = \frac{a}{\sin^2 \alpha}, \quad (18)$$

где α – текущий угол профиля исходного контура; ρ – радиус окружности, которой очерчен исходный контур; a – расстояние центра окружности от начальной прямой исходного контура.

При $\alpha_{\max} = 30^\circ$, $\alpha_0 = 20^\circ$, $f_{1\max} = 1$ значения a и ρ равны: $a = 2,165$, $\rho = 6,330$.

В таблицах 1, 2 даны сравнительные данные критериев работоспособности синтезированной, конхоидальной и эвольвентной передач с числом зубьев шестерни $Z_1 = 20$, числом зубьев колеса – $Z_2 = 80$.

Таблица 1 – Сравнительные данные синтезированных и конхоидальных передач

f_1	$\frac{\theta_c}{\theta_k}$	$\frac{h_{u1k}}{h_{u1c}}$	$\frac{h_{u2k}}{h_{u2c}}$	$\frac{K_{зк}}{K_{зс}}$	$\frac{h_{Mcc}}{h_{Mck}}$	$\frac{\Delta P_k}{\Delta P_c}$	$\frac{dA_{1k}}{dA_{1c}}$	$\frac{dA_{2k}}{dA_{2c}}$
1	1,44	1,59	1,70	1,53	1,33	1,17	1,96	1,46
-1	1,60	1,94	1,80	1,56	1,41	1,23	1,60	1,47

Таблица 2 – Сравнительные данные синтезированных и эвольвентных передач

f_1	$\frac{\theta_c}{\theta_e}$	$\frac{h_{u1e}}{h_{u1c}}$	$\frac{h_{u2e}}{h_{u2c}}$	$\frac{K_{ze}}{K_{zc}}$	$\frac{h_{McC}}{h_{Mce}}$	$\frac{\Delta P_e}{\Delta P_c}$	$\frac{dA_{1e}}{dA_{1c}}$	$\frac{dA_{2e}}{dA_{2c}}$
1,0	3,39	5,81	10,75	4,27	2,99	2,22	3,85	7,14
0,5	1,63	2,08	2,53	1,89	1,51	1,39	1,79	2,17
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
–,5	2,23	4,00	2,94	2,70	1,96	1,56	3,03	2,22
–,0	20,05	166,67	28,57	18,52	8,81	4,35	58,82	10,00

Примечание к таблицам 1 и 2. Критерии работоспособности синтезированных передач отмечены индексом "с", конхоидальных – "к", эвольвентных – "е".

Из таблиц следует, что критерии работоспособности синтезированных передач существенно выше критериев конхоидальных и эвольвентных передач. При приближении к полюсной линии значения критериев работоспособности всех передач отличаются друг от друга в меньшей мере, а на полюсной линии они равны между собой.

Выводы:

1. Разработана методика синтеза исходного контура высоконагруженных зубчатых передач.
2. Синтезирован исходный контур с применением разработанной методики, и проведен сравнительный анализ критериев работоспособности синтезированных, конхоидальных и эвольвентных зубчатых передач.

Список литературы: 1. Кіндрацький Б., Сулим І. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство* – Львів, 2002. – №10(64). – С.26-40. 2. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганськ. Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 3. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхоидной линией зацепления // *Надежность и качество зубчатых передач*. НИИ Информтяжмаш. – 18–67–106, 1967. – С.1-8. 4. Tokoly P., Bosansky M., Vanya A. The effect of gear geometry on the thickness of tooth face hardened eayer // *Вісник національного технічного університету "ХПІ"*, Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.10-19. 5. Трение, изнашивание, смазка. Справочник в 2-х кн. // *Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина*. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн.1 – 400с., 1979. – Кн.2 – 338с. 6. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464с. 7. Кодниц Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 304с.

Поступила в редколлегию 28.04.11