

В.П. ШИШОВ, д-р техн. наук, ВНУ им. В. Даля
О.А. РЕВЯКИНА, канд. техн. наук, ВНУ им. В. Даля
П.Н. ТКАЧ, канд. техн. наук, ВНУ им. В. Даля
А.А. МУХОВАТЫЙ, асп., ВНУ им. В. Даля

ГЕОМЕТРО-КИНЕМАТИЧЕСКИЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КОНХОИДНОЙ ЛИНИЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

У роботі визначено геометро-кінематичні критерії працездатності циліндричних зубчатих передач із зубцями, що нарізані інструментом з вихідним контуром, який спрофільовано дугами кола.

Geometric and kinematic criteria of serviceability of cylindrical tooth gearings with teeth, cut by the tool with an initial contour, outlined by arches of a circle are determined in work.

Постановка проблемы. Современные условия отечественной рыночной экономики выдвигают перед предприятиями машиностроения в ряд первостепенных задачу повышения качества, надежности и долговечности машин и механизмов. Одними из важнейших узлов современных машин являются зубчатые редукторы, производство которых является существенной составляющей всей продукции машиностроительного комплекса. Таким образом, совершенствование зубчатых передач, неразрывно связанное с проблемой многокритериального синтеза машиностроительных конструкций [1], является важной научно-технической задачей.

Анализ литературы. Совершенствование механического привода, в частности, может быть достигнуто применением в нем арочных передач, которые наряду с повышенной несущей способностью и плавностью хода, менее чувствительны к погрешностям относительного положения колес [2]. Традиционные (квазиэвольвентные) арочные передачи имеют недостаточную контактную прочность активных поверхностей из-за малых значений приведенных радиусов кривизны [3,4]. Применение арочных передач с зацеплением М.Л. Новикова ограничено из-за отсутствия торцевого перекрытия [4,5]. В последние годы активно развиваются новые подходы в проектировании зубчатых передач. Одним из них является синтез геометрии режущего инструмента по заданным геометро-кинематическим критериям. На основе такого синтеза в работе [6] получены исходные контуры, спрофилированные дугами окружности, и реализованные в виде резцов резцовых головок для нарезания арочных зубьев. При исследовании и оптимизации параметров зубьев необходимо иметь значения геометро-кинематических критериев работоспособности, определяющих качественные характеристики зацепления. Такие зависимости получены в работе [7],

однако они не могут быть применены для передач с арочными зубьями и конхоидной линией зацепления.

Цель статьи. Определить функциональную взаимосвязь между параметрами исходного контура и геометро-кинематическими критериями работоспособности арочных передач с конхоидной линией зацепления.

Исходный контур инструментальной рейки для нарезания зубьев передач с конхоидной линией зацепления очерчивается дугами окружности [8]. Их уравнения в системе координат $X_p O_p Y_p$ (рис. 1) для дуги $A O_p$ можно записать в виде:

$$\begin{aligned} x_p &= f_1 = \rho \sin \alpha - a; \\ y_p &= f_2 = b - \rho \cos \alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ – радиус профилирующей окружности; a , b – координаты центра окружности; α – профильный угол исходного контура. (Заметим, что для дуги $B O_p$ знак перед « ρ », « a », « b » в соотношениях (1) следует изменить на противоположный).

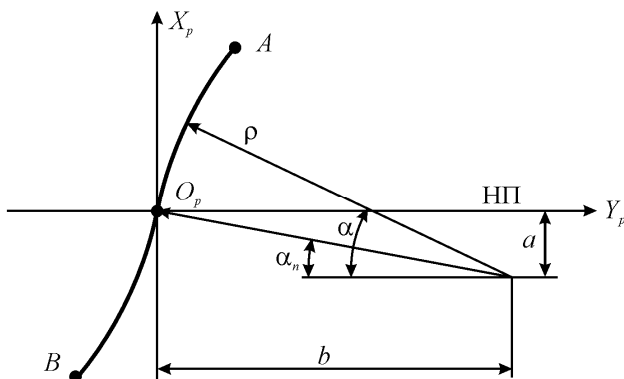


Рис. 1. – Исходный контур инструментальной рейки (НП – начальная прямая)

Из рис. 1 следует:

$$\begin{aligned} a &= \rho \sin \alpha_n; \\ b &= \rho \cos \alpha_n, \end{aligned} \quad (2)$$

где α_n – профильный угол исходного контура на начальной прямой (НП).

Уравнение поверхности зубьев инструментальной рейки в системе координат $X_n O_n Y_n$ (рис. 2) при использовании (1) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} x_n &= \rho \sin \alpha - a; \\ y_n &= R_u - (R_u + \rho \cos \alpha - b) \cos \mu; \\ z_n &= (R_u + \rho \cos \alpha - b) \sin \mu, \end{aligned} \quad (3)$$

где R_u – радиус резцовой головки в начальной плоскости; μ – текущий угол наклона зубьев рейки.

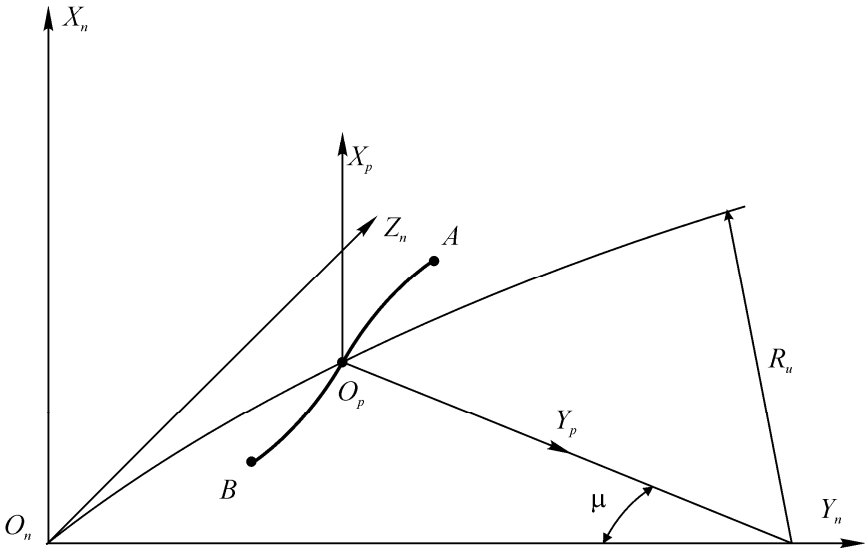


Рис. 2. – К выводу уравнения поверхности зубьев инструментальной рейки

С использованием равенств (1), (2), (3) и результатов работы [7] для рассматриваемых зубчатых передач с арочными зубьями получаем значения:

- скорости скольжения в зацеплении

$$V_{ск} = \rho \omega_1 (\sin \alpha - \sin \alpha_n) \left(\frac{u+1}{u} \right) \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \mu \cos^2 \mu + 1}; \quad (4)$$

- скорости качения поверхностей зубьев шестерен

$$V_1 = \frac{\omega_1 \left[R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1) \right] \sin^2 \alpha}{\left(\tau_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_n} + \cos^2 \mu \right)^{0,5} \sin \alpha_n}, \quad (5)$$

где
$$\tau_1 = \left(1 - \frac{f_1 \operatorname{ctg} \alpha}{R_u + \rho \cos \alpha - b} \right) \frac{\sin^2 \mu \sin^3 \alpha}{\sin \alpha_n}; \quad (6)$$

- скорости качения поверхностей зубьев колеса

$$V_2 = \frac{\omega_2 \left[R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1) \right] \sin^2 \alpha}{\left(\tau_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_n} + \cos^2 \mu \right)^{0,5} \sin \alpha_n}; \quad (7)$$

- суммарной скорости качения поверхностей зубьев

$$V_{\Sigma} = \frac{\left[2R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1) \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right] \omega_1 \sin^2 \alpha}{\left(\tau_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_n} + \cos^2 \mu \right)^{0,5} \sin \alpha_n}; \quad (8)$$

- приведенной кривизны рабочих поверхностей зубьев

$$\chi = \frac{(R_1 + R_2) \left(\tau_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_n} + \cos^2 \mu \right) \left(\frac{\sin \alpha_n}{\sin^2 \alpha} \right)^2 \sin \alpha}{\left[R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1) \right] \left[R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1) \right]}; \quad (9)$$

- удельных скольжений поверхностей зубьев шестерни и колеса

$$\eta_1 = \left(\frac{u+1}{u} \right) \frac{f_1 (\cos^2 \mu + \tau_1) \sin \alpha_n}{\left[R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1) \right] \sin^3 \alpha};$$

$$\eta_2 = - \left(\frac{u+1}{u} \right) \frac{f_1 (\cos^2 \mu + \tau_1) \sin \alpha_n}{\left[R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1) \right] \sin^3 \alpha}. \quad (10)$$

В равенствах (4) – (10) введены обозначения: u – передаточное число передачи; ω_1, ω_2 – угловые скорости колес; R_1, R_2 – радиусы начальных цилиндров колес.

Угол ν между вектором скорости скольжения и контактной линией определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{(\cos^2 \mu + \tau_1) \sin \alpha_n}{\left[\sin \alpha_n + \left(1 - \frac{f_1 \operatorname{ctg} \alpha}{R_u - f_2} \right) \sin \alpha \right] \sin \alpha \sin \mu \cos \mu}. \quad (11)$$

Анализ показывает, что для реальных параметров исходного контура и резцовой головки значение величины τ_1 несущественно влияет на значения геометро-кинематических критериев и в приведенных соотношениях можно принять $\tau_1 = 0$. Тогда из равенств (5) – (11) получаем:

$$\begin{aligned}
V_1 &= \frac{\omega_1 \left(R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n \cos^2 \mu}{\sin^3 \alpha} \right) \sin^2 \alpha}{\cos \mu \sin \alpha_n}; \\
V_2 &= \frac{\omega_2 \left(R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n \cos^2 \mu}{\sin^3 \alpha} \right) \sin^2 \alpha}{\cos \mu \sin \alpha_n}; \\
V_{\Sigma} &= \frac{\left[2R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n \cos^2 \mu}{\sin^3 \alpha} \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right] \sin^2 \alpha}{\cos \mu \sin \alpha_n}; \\
\chi &= \frac{(R_1 + R_2) \left(\frac{\sin \alpha_n}{\sin^2 \alpha} \right)^2 \cos^2 \mu \sin \alpha}{\left(R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n \cos^2 \mu}{\sin^3 \alpha} \right) \left(R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n \cos^2 \mu}{\sin^3 \alpha} \right)}; \\
\eta_1 &= \left(\frac{u+1}{u} \right) \frac{f_1 \cos^2 \mu \sin \alpha_n}{\left(R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n \cos^2 \mu}{\sin^3 \alpha} \right) \sin^3 \alpha}; \\
\eta_2 &= - \left(\frac{u+1}{u} \right) \frac{f_1 \cos^2 \mu \sin \alpha_n}{\left(R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n \cos^2 \mu}{\sin^3 \alpha} \right) \sin^3 \alpha}; \\
\operatorname{tg} \nu &= \frac{\sin \alpha_n \operatorname{ctg} \mu}{\left[\sin \alpha_n + \left(1 - \frac{f_1 \operatorname{ctg} \alpha}{R_u - f_2} \right) \sin \alpha \right] \sin \alpha}.
\end{aligned} \tag{12}$$

Отметим, что приведенные соотношения при $\mu = 0$ справедливы для прямозубых передач, а при $R_u = \infty$ и $\mu = \text{const}$ – для косозубых цилиндрических зубчатых передач.

Угол поворота шестерни в зависимости от параметров инструментальной рейки при использовании результатов работы [7] и соотношений (1) определяется равенством

$$\varphi_1 = \frac{R_u (1 - \cos \mu) + (b - \operatorname{actg} \alpha) \cos \mu}{R_1}. \tag{13}$$

Границы поля зацепления можно определить следующим образом. Для вершин зубьев шестерни и колеса справедливы равенства:

$$R_{a1}^2 = (\rho \sin \alpha_{11} - a + R_1)^2 + (\rho \sin \alpha_{11} - a)^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_{11} \cos^2 \mu_1; \quad (14)$$

$$R_{a2}^2 = (-\rho \sin \alpha_{12} - R_2)^2 + (-\rho \sin \alpha_{12} + a)^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_{12} \cos^2 \mu_2,$$

где R_{a1} , R_{a2} – радиусы вершин зубьев шестерни и колеса; α_{11} , α_{12} – углы профиля, соответствующие вершинам зубьев шестерни и колеса. Углы μ_1 и μ_2 определяются из последнего равенства (3) при заданном z_n в пределах $0 \leq z_n \leq 0,5B$, где B – ширина колес.

Из соотношения (3) имеем при $z_n = z_0$:

$$z_0 = (R_u + \rho \cos \alpha_{11} - b) \sin \mu_1;$$

$$z_0 = (R_u - \rho \cos \alpha_{12} + b) \sin \mu_2. \quad (15)$$

Из (14) и (15) находим α_{11} , α_{12} , μ_1 , μ_2 , а из (13) соответствующие углы поворота φ_{11} , φ_{12} шестерни.

Анализ показывает, что без существенного влияния на результат можно положить $\mu_1 \approx \mu_2$. Тогда коэффициенты профильного перекрытия в торцовом и нормальном сечениях равны

$$\varepsilon = \frac{[2b - a(\operatorname{ctg} \alpha_{11} + \operatorname{ctg} \alpha_{12})] z_1^* \cos \mu}{2\pi R_1}, \quad (16)$$

где z_1^* – число зубьев шестерни.

Коэффициент осевого перекрытия при $\mu = 0$ в среднем сечении арки для заданного « α » и с использованием (13) получаем равным

$$\varepsilon_\beta = \frac{[R_u - (b - a \operatorname{ctg} \alpha)](1 - \cos \mu_m) z_1^*}{2\pi R_1}, \quad (17)$$

где μ_m – угол наклона зубьев на торце при заданном « α ». Этот угол можно определить из (15), приняв $z_0 = 0,5B$.

Равенство (17) справедливо для дуги AO_p исходного контура, для дуги BO_p в выражении (17) следует изменить знак перед « b » и « a » на противоположный.

Условие подрезания зубьев с использованием (1) и результатов работы [7] будет иметь вид ($f_1 < 0$):

$$R + \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau) = 0, \quad (18)$$

где R – радиус делительной окружности нарезаемого колеса (шестерни).

При заданном максимальном по модулю отрицательном значении f_{1max} и $\alpha = \alpha_{max}$ минимальное значение числа зубьев из условия подрезания ($f_{1max} < 0$ – соответствует точке B (рис. 1))

$$z_{min} = -\frac{2f_{1max} \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} (\cos^2 \mu + \tau_1). \quad (19)$$

Толщину зубьев и условие их заострения можно найти, используя рекомендации работы [9].

Выводы.

1. Получены значения геометро-кинематических критериев работоспособности цилиндрических передач с арочными зубьями, нарезанными режущим инструментом с исходным контуром, очерченным дугами окружности.

2. Результаты статьи можно использовать при синтезе и анализе цилиндрических передач с арочными зубьями по критериям работоспособности.

Список литературы. 1. *Кіндрацький Б., Сулим Г.* Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // Львів. – “Машинознавство”.– 2002.– № 10 (64).– С. 26–40. 2. *Сидоренко А.К.* Новые виды зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1990.–128с. 3. *Журавлев Г.А., Шахбазов Н.А., Варсмашвили Р.Ш.* Оптимальные геометрические параметры эвольвентных цилиндрических передач с круговыми зубьями. // Сакартвелос политехникури институти. Шромеби. "Masinstvo", 26, № 6: тр. Груз. политех. ин-т., 1971. - № 3, 143. - С. 189-197. 4. *Шахбазов Н.А.* Исследование геометрии и особенности формообразования круговых зубьев цилиндрических колес: Дис. ... канд. техн. наук. -Тбилиси, 1974. - 125с. 5. *Журавлев Г.А., Росливер Е.Г., Шахбазов Н.А.* Цилиндрические передачи Новикова с круговыми зубьями. - В кн.: Результаты исследования и практического применения зубчатых передач с зацеплением М.Л. Новикова. -Харьков, 1971. - С.30-34. 6. *Ревякина О.О.* Удосконалення циліндричних передач із арковими зубцями синтезом за критеріями їх працездатності // Дис. ... канд. техн. наук. Луганськ.– 2003.– 24 с. 7. *Шишов В.П., Панкратов Д.А., Муховатый А.А.* Критерии оценки работоспособности передач зацеплением// Вестник национального технического университета «ХПИ».– Харьков: НТУ «ХПИ».– № 12.– 2001.– С. 33–41. 8. *Шабанов И.Р.* О зубчатой передаче с конхойдной линией зацепления// Надежность и качество зубчатых передач. НИИФОРМТЯЖМАШ, 18–67–106, 1967. 9. *Шишов В.П., Ревякина О.А.* Определение толщины арочных зубьев цилиндрических зубчатых колес // Вісник Східноукраїнського національного університету. Луганск, №3 (49), 2002. – с. 244–247.

Поступила в редакцию 31.05.06

УДК 621.833

А.Ф. КИРИЧЕНКО, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков).

Н.В. МАТЮШЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков).

УСЛОВИЕ СУЩЕСТВОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКОГО КОНТАКТА В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА ДЛЗ с АРОЧНОЙ ФОРМОЙ ЗУБЬЕВ.

В циліндричних передачах Новикова ДЛЗ з арочною формою зубців розглядається побудова