

УДК 621.833

Е. Ю. Чалая, ст. преподаватель.

Луганский национальный университет им. В. Даля, Луганск, ЛНР.

Тел./Факс: +38(099)9259034, E-mail: elena_chalaya@mail.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАРЕЗАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КРУГОВОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ЛИНИЕЙ ЗУБА

В статье проводится теоретическое обоснование процесса формообразования методом обката поверхностей зубьев цилиндрических арочных зубчатых передач с новым видом зацепления (смешанное зацепление). Предложенная обобщенная математическая модель может быть использована для синтеза, геометрического расчета и нарезания всех возможных разновидностей цилиндрических эвольвентных арочных передач внешнего зацепления.

Ключевые слова: арочная цилиндрическая зубчатая передача, смешанное зацепление, исходный контур, процесс формообразования, критерии работоспособности, синтез.

E. U. Chalaya

MODELING OF THE PROCESS OF CUTTING CYLINDRICAL GEARS WITH CIRCULAR LONGITUDINAL LINE OF THE TOOTH

The article is theoretical justification of process of formation by the method of running-in surfaces of the arched teeth of cylindrical toothed gears with new gear (mixed engagement). A generalized mathematical model can be used for synthesis, geometric calculation and cutting of all possible varieties of involute arch cylindrical gears external gearing.

Keywords: arch cylindrical gear mixed gearing, the original contour, the forming process, the performance criteria of the synthesis.

Введение.

Потребность народного хозяйства в зубчатых колесах и редукторах очень велика. Улучшение технических характеристик зубчатых передач, способное обеспечить конкурентоспособность современных машин, можно рассматривать как стратегическую линию в машиностроении. При этом возрастающие требования к производительности и точности изготовления зубчатых колес определяют необходимость постоянного совершенствования технологических схем зубообработки.

Применение арочной формы зубьев [1, 2] вместо прямозубых и косозубых колес способствует повышению плавности работы передачи, увеличению изгибной и контактной прочности, улучшению гидродинамических показателей. Несмотря на очевидные преимущества и большой потенциал, такие передачи недостаточно изучены, в связи с чем сдерживается их промышленное внедрение. При нарезании арочных зубьев могут быть использованы как традиционные [3, 4], так и инновационные [5, 6] технологические процессы, при разработке которых решаются вопросы целесообразности использования соответствующих инструментов.

Применяемые традиционные технологические схемы зубообработки таких колес не всегда эффективны. Отсутствие четких рекомендаций по выбору рациональных процессов зубообработки при изготовлении арочных зубчатых колес в каждом конкретном случае, например, с круговой продольной линией зуба, приводит к необходимости проведения исследований в общем виде.

Для реализации потенциала передач с арочными зубьями могут использоваться, наряду с традиционными, альтернативные виды зацепления, например, смешанное за-

цепление [7, 8]. При этом повысить эффективность процесса формообразования арочных передач с новым видом зацепления можно путем использования круговых резцовых головок (рис. 1). Разработка высокоэффективных способов формообразования арочных зубчатых венцов по методу обкатки, позволяющих управлять технологическими параметрами процесса зубообработки и конструктивными параметрами зуборезных инструментов, является перспективным направлением. Исследования, направленные на создание теоретического обоснования процесса формообразования цилиндрических арочных передач смешанного зацепления, являются актуальными и отвечают требованиям современного машиностроения.



Рисунок 1. Резцовые головки с наружными (слева) и внутренними (справа) резами

Исследования, посвященные комплексному решению проблемы повышения технического уровня зубчатых передач рассматриваемого класса, свидетельствуют о возможности достижения результата *технологическим путем* [4, 5, 6] или *конструктивным путем*, который сводится к синтезу геометрии исходного контура режущего инструмента [9].

Синтез исходного контура (ИК) по критериям работоспособности [8] является наиболее целесообразным и экономически оправданным путем совершенствования технического уровня зубчатых передач, в том числе и с арочной формой зубьев. Однако, традиционный синтез не затрагивает передачи смешанного зацепления.

Целью данного исследования является построение обобщенной математической модели процесса нарезания круговыми резцовыми головками арочных зубчатых передач смешанного зацепления.

Из анализа литературных источников следует, что в области освоения и совершенствования цилиндрических арочных передач проделана большая работа, однако эти передачи до сих пор не нашли широкого применения в промышленности. Это можно объяснить отсутствием эффективного технологического процесса, обеспечивающего высокую производительность и достаточную точность при изготовлении таких передач. Ошибочным является нарезание выпуклых и вогнутых сторон зуба одной инструментальной головкой. Выпуклые и вогнутые стороны зубьев приобретут разные радиусы, и попытка сопрягать в передаче такие колеса обречена на неудачу. Низкой производительностью зубонарезания характеризуется обработка зубчатого венца арочного колеса цилиндрической пальцевой фрезой.

Для достижения поставленной цели в данной статье предлагается обобщенная математическая модель (рис. 2) для синтеза и геометрического расчета всех возможных разновидностей цилиндрических эвольвентных арочных передач внешнего зацепления.

Вычислительные формулы для традиционных симметричных передач являются лишь частным случаем предложенных формул.



Рисунок 2. Структура математической модели синтеза процесса формообразования арочных передач смешанного зацепления

Основное содержание и результаты работы

Профилирование резцовых головок для нарезания колес с арочным зубом производится исходным контуром инструментальной рейки. Режущие кромки резцов резцовых головок (рис. 1) будем принимать очерченными обобщенным исходным контуром (рис. 3), который в общем случае может состоять из нескольких различных кинематических кривых (смешанное зацепление).

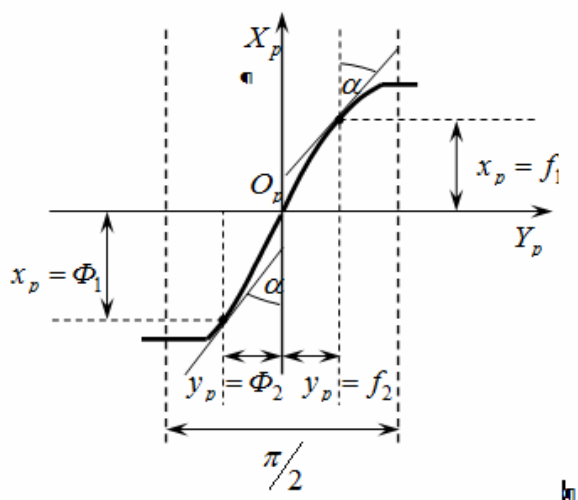


Рисунок 3. Обобщенный исходный контур

Обобщенный исходный контур (ИК) предопределяет общую кинематическую схему процесса формообразования поверхностей зубчатых колес. На рис. 3 f_1, f_2 и Φ_1, Φ_2 – произвольные, необходимое число раз дифференцируемые функции, описывающие головку и ножку зуба соответственно. Эти функции могут быть определены в процессе синтеза, путем решения соответствующих дифференциальных уравнения для заданных значений критериев работоспособности. Тем самым будет определена геометрия режущего инструмента. Схематически структурные элементы процесса нарезания методом обкатки показаны на рис. 4.

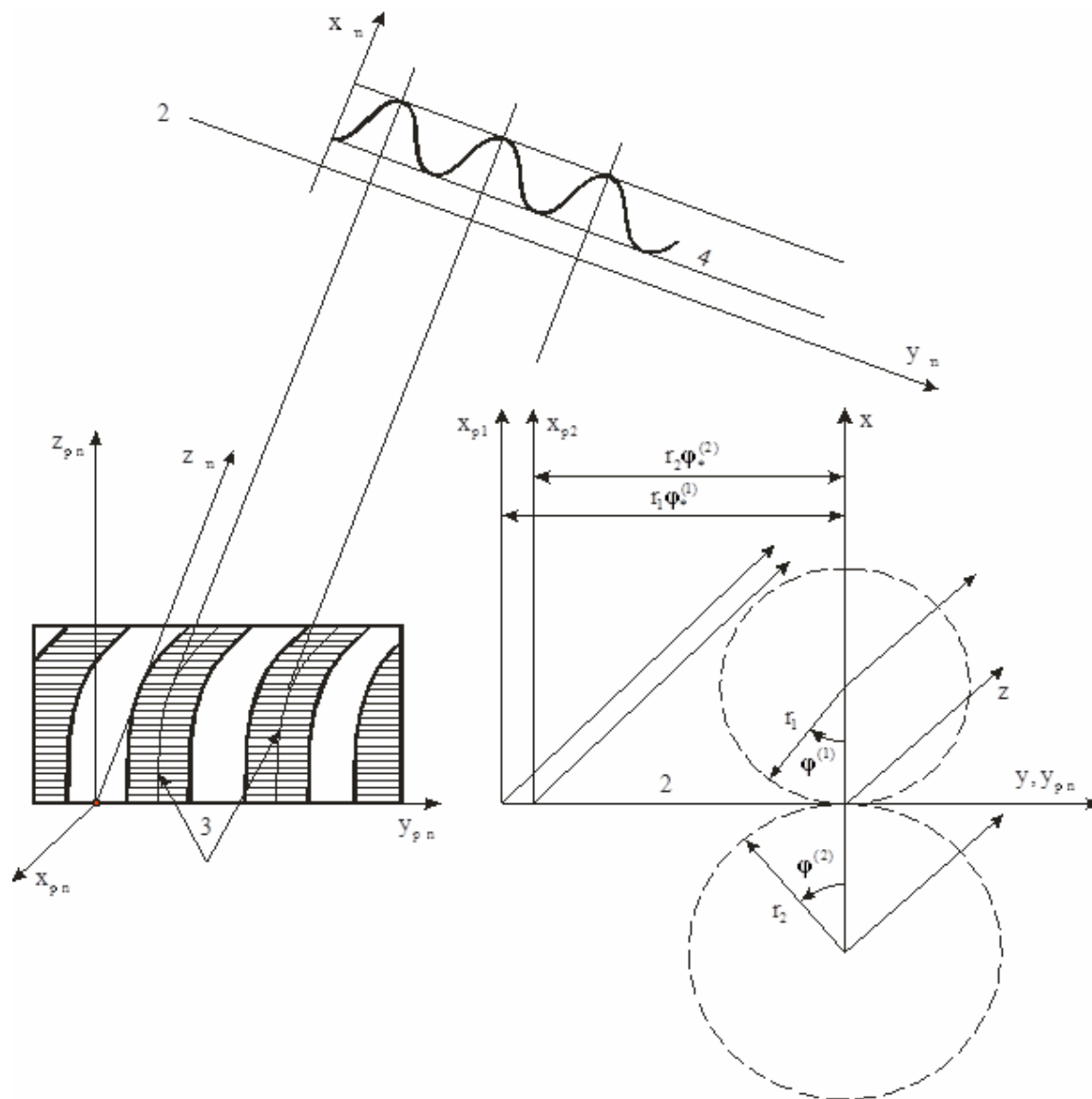


Рисунок 4. Элементы процесса формообразования арочных зубьев методом обкатки:
 1 – начальная плоскость; 2 – проекция начальной плоскости;
 3 – линия продольной формы зуба; 4 – линия зуба в нормальном сечении

Геометрия арочных зубьев определяется двумя основными кривыми: кривой, описывающей исходный контур (рис. 3), и продольной кривой (3 на рис. 4), расположенной по ширине зубчатого венца. Форма зубьев по ширине зубчатого венца зависит

от геометрии зубьев режущего инструмента, а также от технологического процесса при нарезании колес. В данном исследовании эта линия принята окружностью с радиусом R_u (номинальный радиус резцовой головки), уравнения которой в системе координат $X_n Y_n Z_n$ (рис. 4) имеют вид:

$$x_0(\mu) = 0, \quad y_0(\mu) = R_u(1 - \cos \mu), \quad z_0(\mu) = R_u \sin \mu, \quad (1)$$

где μ – угол между осью $O_n Y_n$ и текущим направлением вектора \vec{R}_μ .

1. Внутренняя геометрия круговых зубчатых колес смешанного зацепления.

Уравнения поверхности зубьев инструментальной рейки для выпуклой стороны (головка и ножка соответственно):

$$\begin{cases} x_n = f_1, \\ y_n = R_u - (R_u - f_2) \cos \mu, \\ z_n = (R_u - f_2) \sin \mu; \end{cases} \quad \begin{cases} x_n = \Phi_1, \\ y_n = R_u - (R_u - \Phi_2) \cos \mu, \\ z_n = (R_u - \Phi_2) \sin \mu. \end{cases}$$

Уравнения поверхности зубьев рейки для вогнутой стороны могут быть получены аналогично, прибавляя $\pi/2$ к y_n .

Станочное зацепление аналогично процессу нарезания зубьев реечным инструментом методом огибания. Поверхности зубьев колес при зацеплении с рейкой являются огибающими поверхностями ее зубьев. Зацепления инструментальной рейки с колесами может быть представлено в системах координат, приведенных на рис. 4. При повороте колеса (шестерни) на угол φ_i (на рис. 4 индекс $i = 1$ берется для шестерни и $i = 2$ – для колеса) рейка переместится на расстояние $R_i \varphi_i$.

Уравнения поверхностей зацепления инструментальной рейки и нарезаемых колес в неподвижной системе XYZ :

$$\begin{cases} x = f_1, \\ y = \mp \Omega_{1f} \cos \mu, \\ z = (R_u \mp f_2) \sin \mu; \end{cases} \quad \begin{cases} x = \Phi_1, \\ y = \mp \Omega_{1\Phi} \cos \mu, \\ z = (R_u \mp \Phi_2) \sin \mu. \end{cases} \quad (2)$$

В приведенных соотношениях верхний знак соответствует выпуклой стороне зуба, нижний знак – вогнутой стороне. Кроме того, приняты следующие обозначения:

$$\Omega_{1f} = f_1 f_1' / f_2', \quad \Omega_{1\Phi} = \Phi_1 \Phi_1' / \Phi_2', \quad \Omega_{2f} = \Omega_{1f} + f_2, \quad \Omega_{2\Phi} = \Omega_{1\Phi} + \Phi_2.$$

Здесь $f_1', f_2', \Phi_1', \Phi_2'$ – производные функций, описывающих ИК. При назначении размеров резцовой головки необходимо учитывать ограничения, получаемые из (2):

$$z \leq R_u \mp f_2, \quad z \leq R_u \mp \Phi_2.$$

Второе условие для определения R_u получим из равенств (2) при $z = 0,5B$, где B – ширина зацепляющихся колес:

$$R_u = \frac{0,5B}{\sin \mu_T} \pm f_2, \quad R_u = \frac{0,5B}{\sin \mu_T} \pm \Phi_2,$$

где μ_T – угол наклона зубьев рейки на торце зуба, верхний знак берется для выпуклой стороны, нижний – для вогнутой стороны зубьев рейки.

Уравнения поверхностей круговых арочных зубьев шестерни и колеса в системах координат $X_1Y_1Z_1$ и $X_2Y_2Z_2$, связанных с шестерней и колесом (рис. 4).

а) уравнения поверхностей выпуклой стороны зубьев шестерни ($i = 1$ и верхний знак) и вогнутой – колеса ($i = 2$ и нижний знак) (для головки и ножки соответственно):

$$\vec{r}_{if} = \begin{cases} x_i = (f_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \pm \Omega_{1f} \cos \mu \sin \varphi_i, \\ y_i = \pm (f_1 \pm R_i) \sin \varphi_i - \Omega_{1f} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_u - f_2) \sin \mu; \end{cases}$$

$$\vec{r}_{i\Phi} = \begin{cases} x_i = (\Phi_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \pm \Omega_{1\Phi} \cos \mu \sin \varphi_i, \\ y_i = \pm (\Phi_1 \pm R_i) \sin \varphi_i - \Omega_{1\Phi} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_u - \Phi_2) \sin \mu; \end{cases}$$

б) уравнения поверхностей вогнутой стороны зубьев шестерни и выпуклой – колеса (для головки и ножки соответственно):

$$\vec{r}_{if} = \begin{cases} x_i = (f_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \mp \Omega_{1f} \cos \mu \sin \varphi_i, \\ y_i = \pm (f_1 \pm R_i) \sin \varphi_i + \Omega_{1f} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_u + f_2) \sin \mu. \end{cases}$$

$$\vec{r}_{i\Phi} = \begin{cases} x_i = (\Phi_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \mp \Omega_{1\Phi} \cos \mu \sin \varphi_i, \\ y_i = \pm (\Phi_1 \pm R_i) \sin \varphi_i + \Omega_{1\Phi} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_u + \Phi_2) \sin \mu. \end{cases}$$

Здесь R_1, R_2 – радиусы начальных цилиндров шестерни и колеса.

Таким образом определяется геометрия реальных активных поверхностей арочных зубьев. Построенные системы уравнений необходимы для определения коэффициентов квадратичных форм поверхностей, кривизны поверхностей зубьев в заданных направлениях, критериев работоспособности зубчатых передач.

2. Система критериев работоспособности круговых арочных передач смешанного зацепления.

Качество зацепления оценивается комплексными критериями работоспособности [9], такими как критерий износа, критерий потерь в зацеплении, критерий толщины масляного слоя между рабочими поверхностями зубьев, температурный критерий заедания, удельная работа сил трения, мгновенное повышение температуры в зоне контакта.

Особую роль играют геометрокинематические критерии [8], которые характеризуют локально-кинематические и гидродинамические явления в зоне контакта зубьев. Эта группа критериев является определяющей в общей системе показателей работоспособности зубчатых передач и, поэтому, должна рассматриваться как базовая при осуществлении их синтеза.

Скорость скольжения (для точек на головке и ножке соответственно):

$$V_{ckf} = (1 + (1/u)) f_1 \sqrt{\left(f_1' / f_2' \right)^2 \cos^2 \mu + 1}, \quad V_{ck\Phi} = (1 + 1/u) \Phi_1 \sqrt{\left(\Phi_1' / \Phi_2' \right)^2 \cos^2 \mu + 1}, \quad (3)$$

где u – передаточное число.

Скорости качения сопряженных поверхностей зубьев (соответственно для головки и ножки), если ω_1 – угловая скорость вращения шестерни:

$$\begin{aligned} V_{1f} &= \frac{\omega_1 n_f}{\tau_f} \left(R_1 + \frac{f_1}{f_2'} \Delta_f \right), & V_{1\Phi} &= \frac{\omega_1 n_\Phi}{\tau_\Phi} \left(R_1 + \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \Delta_\Phi \right), \\ V_{2f} &= \frac{\omega_1 n_f}{u \tau_f} \left(R_2 - \frac{f_1}{f_2'} \Delta_f \right), & V_{2\Phi} &= \frac{\omega_1 n_\Phi}{u \tau_\Phi} \left(R_2 - \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \Delta_\Phi \right). \end{aligned} \quad (4)$$

Суммарная скорость качения рабочих поверхностей:

$$V_{\Sigma f} = \frac{\omega_1 n_f}{\tau_f} \left(2R_i \pm \frac{f_1}{f_2'} \Delta_f \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right), \quad V_{\Sigma \Phi} = \frac{\omega_1 n_\Phi}{\tau_\Phi} \left(2R_i \pm \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \Delta_\Phi \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right). \quad (5)$$

Приведенная кривизна (соответственно для головки и ножки):

$$\begin{aligned} \chi_{npf} &= \frac{f_2' \tau_f^2}{n_f^3} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{\left(R_2 - \frac{f_1 \Delta_f}{f_2'} \right) \left(R_1 + \frac{f_1 \Delta_f}{f_2'} \right)}, \\ \chi_{np\Phi} &= \frac{\Phi_2' \tau_\Phi^2}{n_\Phi^3} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{\left(R_2 - \frac{\Phi_1 \Delta_\Phi}{\Phi_2'} \right) \left(R_1 + \frac{\Phi_1 \Delta_\Phi}{\Phi_2'} \right)}. \end{aligned} \quad (6)$$

Удельные скольжения (соответственно для головки и ножки):

$$\eta_{if} = \pm \frac{(1 + (1/u)) f_1 \Delta_f}{R_i f_2' \pm f_1 \Delta_f}, \quad \eta_{i\Phi} = \pm \frac{(1 + (1/u)) \Phi_1 \Delta_\Phi}{R_i \Phi_2' \pm \Phi_1 \Delta_\Phi}. \quad (7)$$

Угол между вектором скорости скольжения и контактной линией:

$$v_f = \arctg \frac{n_f \Delta_f}{\Delta_{1f} \sin \mu \cos \mu}, \quad v_\Phi = \arctg \frac{n_\Phi \Delta_\Phi}{\Delta_{1\Phi} \sin \mu \cos \mu}. \quad (8)$$

В приведенных зависимостях имеют место обозначения:

$$\begin{aligned} \tau_f &= \sqrt{n_f^2 \sin^2 \mu \left(1 + \Omega_{1f} K_{nf} \right)^2 + \left(\Omega_{2f}' \right)^2 \cos^2 \mu}, \\ \tau_\Phi &= \sqrt{n_\Phi^2 \sin^2 \mu \left(1 + \Omega_{1\Phi} K_{n\Phi} \right)^2 + \left(\Omega_{2\Phi}' \right)^2 \cos^2 \mu}, \\ \Delta_f &= \Omega_{2f}' \cos^2 \mu + f_2' \left(1 + \Omega_{1f} K_{nf} \right) \sin^2 \mu, \quad \Delta_\Phi = \Omega_{2\Phi}' \cos^2 \mu + \Phi_2' \left(1 + \Omega_{1\Phi} K_{n\Phi} \right) \sin^2 \mu, \\ \Delta_{1f} &= f_2' \Omega_{2f}' - n_f^2 \left(1 - \Omega_{1f} K_{nf} \right), \quad \Delta_{1\Phi} = \Phi_2' \Omega_{2\Phi}' - n_\Phi^2 \left(1 - \Omega_{1\Phi} K_{n\Phi} \right), \\ n_f &= \sqrt{\left(f_1' \right)^2 + \left(f_2' \right)^2}, \quad n_\Phi = \sqrt{\left(\Phi_1' \right)^2 + \left(\Phi_2' \right)^2}, \quad K_{nf} = 1 / (R_u + f_2), \quad K_{n\Phi} = 1 / (R_u + \Phi_2). \end{aligned}$$

Кроме перечисленных критериев качества необходимо также рассматривать ограничения параметров исходного контура [8, 9], а именно коэффициенты перекрытия, а также факторы, негативно влияющие на качество работы зубчатой передачи. К ним относятся подрезание и заострение зубьев цилиндрических колес. При синтезе ИК зубча-

тых передач необходимо ограничивать производящую поверхность, исключая из неё особые точки.

3. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии ИК по заданным геометрокинematicким критериям.

Учитывая, что функции, определяющие продольную форму зубьев, заданы (1), а неизвестными являются функции f_1, f_2 и Φ_1, Φ_2 , задающие конфигурацию исходного контура (рис. 3), а значит и режущего инструмента, делаем вывод, что полученные формулы (3)-(8) для геометрокинematicких критериев являются дифференциальными уравнениями. Их можно использовать для определения геометрии исходного контура режущего инструмента при нарезания арочных зубьев. Полагая, что для головки исходного контура $f_2 = f_2(f_1)$, а также для его ножки $\Phi_2 = \Phi_2(\Phi_1)$, имеем:

$$f_1' = 1, \quad f_1'' = 0, \quad \Phi_1' = 1, \quad \Phi_1'' = 0. \tag{9}$$

1) Дифференциальные уравнения по заданной относительной скорости (3) (для головки и ножки соответственно):

$$f_2' = \pm \frac{\omega_1 (1 + (1/u)) f_1 \cos \mu}{\sqrt{V_{ck}^2 - \omega_1^2 (1 + (1/u))^2 f_1^2}}, \quad \Phi_2' = \pm \frac{\omega_1 (1 + (1/u)) \Phi_1 \cos \mu}{\sqrt{V_{ck}^2 - \omega_1^2 (1 + (1/u))^2 \Phi_1^2}}.$$

2) Дифференциальные уравнения по заданным скоростям качения (4) с учетом (9) (для головки и ножки соответственно):

$$f_2'' = \frac{1}{f_1} \left[f_2'^3 - \left(\frac{-B_{ViI} \pm \sqrt{B_{ViI}^2 - 4A_{ViI}C_{ViI}}}{2A_{ViI}} \right) f_2'^2 + f_2' \right], \tag{10}$$

$$\Phi_2'' = \frac{1}{\Phi_1} \left[\Phi_2'^3 - \left(\frac{-B_{ViII} \pm \sqrt{B_{ViII}^2 - 4A_{ViII}C_{ViII}}}{2A_{ViII}} \right) \Phi_2'^2 + \Phi_2' \right].$$

Коэффициенты A_{Vi}, B_{Vi}, C_{Vi} уравнений (10) находятся по формулам:

$$A_{ViI} = \left(V_i^2 / \omega_1^2 n_f^2 \right) \cdot \cos^2 \mu - c_{ViI}^2, \quad A_{ViII} = \left(V_i^2 / \omega_1^2 n_\Phi^2 \right) \cdot \cos^2 \mu - c_{ViII}^2,$$

$$B_{ViI} = \mp 2R_i c_{ViI} - 2c_{ViI} a_{ViI}, \quad B_{ViII} = \mp 2R_i c_{ViII} - 2c_{ViII} a_{ViII},$$

$$C_{ViI} = \left(V_i^2 / \omega_1^2 n_f^2 \right) \cdot b_{ViI} - \left(R_i \pm a_{ViI} \right)^2, \quad C_{ViII} = \left(V_i^2 / \omega_1^2 n_\Phi^2 \right) \cdot b_{ViII} - \left(R_i \pm a_{ViII} \right)^2.$$

Индексы: f и I – для головки, Φ и II – для ножки зуба. Для нахождения коэффициентов a_{Vi}, b_{Vi}, c_{Vi} используем следующие соотношения:

$$a_{Vi} = \begin{matrix} I \\ II \end{matrix} \left\{ \begin{matrix} f_1 (1 + \Omega_{1f} K_{nf}) \sin^2 \mu, \\ \Phi_1 (1 + \Omega_{1\Phi} K_{n\Phi}) \sin^2 \mu, \end{matrix} \right. , \quad b_{Vi} = \begin{matrix} I \\ II \end{matrix} \left\{ \begin{matrix} n_f^2 (1 + \Omega_{1f} K_{nf})^2 \sin^2 \mu, \\ n_\Phi^2 (1 + \Omega_{1\Phi} K_{n\Phi})^2 \sin^2 \mu, \end{matrix} \right.$$

$$c_{Vi} = \begin{matrix} I \\ II \end{matrix} \left\{ \begin{matrix} f_1 \cos^2 \mu / f_2', \\ \Phi_1 \cos^2 \mu / \Phi_2'. \end{matrix} \right.$$

3) Дифференциальные уравнения по заданной суммарной скорости (5) качения имеют вид (10), только с коэффициентами $A_{V\Sigma}, B_{V\Sigma}, C_{V\Sigma}$, которые определяются аналогично коэффициентам A_{Vi}, B_{Vi}, C_{Vi} , причем имеют место формулы для вспомогательных коэффициентов (для головки и ножки соответственно):

$$a_{V\Sigma I} = (1 - (1/u)) f_1 (1 + \Omega_{1f} K_{nf}) \sin^2 \mu, a_{V\Sigma II} = (1 - (1/u)) \Phi_1 (1 + \Omega_{1\Phi} K_{n\Phi}) \sin^2 \mu$$

$$c_{V\Sigma I} = (1 - (1/u)) \cdot (f_1 / f_2') \cos^2 \mu, c_{V\Sigma II} = (1 - (1/u)) \cdot (\Phi_1 / \Phi_2') \cos^2 \mu.$$

4) Дифференциальные уравнения по заданной приведенной кривизне (6) имеют вид (10), но с коэффициентами $A_{V\chi}, B_{V\chi}, C_{V\chi}$, которые находятся по формулам:

$$A_{\chi I} = f_2' (R_1 + R_2) \cos^2 \mu + c_{V1}^2 \chi_{np} f n_f^3, A_{\chi II} = \Phi_2' (R_1 + R_2) \cos^2 \mu + c_{V2}^2 \chi_{np} \Phi n_{\Phi}^3,$$

$$B_{\chi I} = \chi_{np} f n_f^3 (2c_{V1} a_{V1} + c_{V1} (R_1 - R_2)), B_{\chi II} = \chi_{np} \Phi n_{\Phi}^3 (2c_{V2} a_{V2} + c_{V2} (R_1 - R_2)),$$

$$C_{\chi I} = (R_1 + R_2) f_2' b_{V1} - \chi_{np} f n_f^3 (R_1 + a_{V1}) (R_2 - a_{V1}),$$

$$C_{\chi II} = (R_1 + R_2) \Phi_2' b_{V2} - \chi_{np} \Phi n_{\Phi}^3 (R_1 + a_{V2}) (R_2 - a_{V2}).$$

5) Дифференциальные уравнения по заданным коэффициентам удельных скольжений (7) (для головки и ножки зуба соответственно):

$$f_2'' = \frac{f_2'^2}{f_1 f_1'} \left[\frac{f_1'^2 + f_1 f_1''}{f_2'} + f_2' - \frac{C_{\eta f}}{B_{\eta f}} \right], \quad \Phi_2'' = \frac{\Phi_2'^2}{\Phi_1 \Phi_1'} \left[\frac{\Phi_1'^2 + \Phi_1 \Phi_1''}{\Phi_2'} + \Phi_2' - \frac{C_{\eta \Phi}}{B_{\eta \Phi}} \right].$$

Здесь имеют место обозначения (для головки и ножки зуба соответственно):

$$C_{\eta f} = R_i f_2' \eta_{if} \pm f_1 f_2' \left(1 + \frac{\Omega_{1f}}{R_u + f_2} \right) \sin^2 \mu (\eta_{if} - (1 + (1/u))),$$

$$C_{\eta \Phi} = R_i \Phi_2' \eta_{i\Phi} \pm \Phi_1 \Phi_2' \left(1 + \frac{\Omega_{1\Phi}}{R_u + \Phi_2} \right) \sin^2 \mu (\eta_{i\Phi} - (1 + (1/u)));$$

$$B_{\eta f} = \mp f_1 \cos^2 \mu (\eta_{if} - (1 + (1/u))), B_{\eta \Phi} = \mp \Phi_1 \cos^2 \mu (\eta_{i\Phi} - (1 + (1/u))).$$

В качестве критерия синтеза может быть выбран любой показатель качества из построенной системы и соответствующие ему дифференциальные уравнения. Этот выбор зависит от назначения конкретной зубчатой передачи и соответственно от требований, которые к ней предъявляются.

Анализ полученных формул показывает, что уменьшение приведенной кривизны оказывает положительное влияние на все комплексные и геометрокинematicкие критерии. Поэтому, в основу синтеза геометрии круговых арочных зубьев усовершенствованных передач можно положить ее синтез по заданной приведенной кривизне, обеспечивая наименьшее ее значение в пределах поля зацепления с учетом требований к коэффициенту профилевого перекрытия и заострения зубьев.

Заключение

1. Анализ литературных источников показывает, что повышение эффективности процесса нарезания арочных зубьев резцовыми головками возможно за счет максимального использования потенциала метода обкатки в сочетании с другими традиционными и инновационными методами и подходами.

2. Построена модель, которая отображает функциональные взаимосвязи физических, кинематических и технологических параметров процесса зубонарезания и конструктивных параметров инструмента.

3. Полученные функциональные зависимости могут быть использованы при проектировании новых арочных зубчатых передач смешанного зацепления, нарезаемыми круговыми резцовыми головками, а также при анализе показателей работоспособности арочных передач смешанного зацепления с круговыми зубьями.

4. Универсальность предложенного в статье математического обеспечения синтеза процесса зубонарезания состоит в следующем: а) может быть выбрана другая продольная линия зуба (эллипс, конхоида и др.); б) могут быть выбраны другие функции (в том числе и одинаковые), описывающие головку и ножку зуба, с учетом необходимых ограничений; в) можно выбрать другой критерий для синтеза и соответствующие этому критерию дифференциальные уравнения. При этом все предложенные в работе аналитические зависимости остаются в силе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ерихов, М. Л. Цилиндрические передачи с арочными зубьями: особенности и возможности / М. Л. Ерихов // Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Расчет, проектирование, изготовление. Тез. докл. зональн. науч.-техн. семин. – Курган, 1983. – С. 3-5.

2. Малый, Д. В. Цилиндрические передачи с арочным зубом: анализ опыта расчета, проектирования и изготовления / Д. В. Малый // Вісник Східноукраїнського Національного Університету. – 2000. – №9(31). – С. 139-144.

3. Бережной, В. А. Арочные зубья с циклоидальной продольной формой / В. А. Бережной, А. В. Федченко // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2013. – Вып. 40. – С. 77-81.

4. Догода, М. И. Способы, станки и автоматические устройства для обработки арочных зубьев / М. И. Догоджа // Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Расчет, проектирование, изготовление: Тез. докл. зональн. науч.-техн. семин. – Курган, 1983. – С. 31-34.

5. Липатов, С. И. Разработка многорезцового обкатного инструмента с нулевым углом профиля для высокопроизводительного зубонарезания арочных колес на станках с ЧПУ: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.07 / С. И. Липатов. – М., 2013. – 28 с.

6. Паршин, А. Н. Разработка методов анализа, синтеза зацепления и изготовления арочных цилиндрических зубчатых колес: дис.... канд. техн. наук / А. Н. Паршин / – Москва, 2008. – 146 с.

7. Журавлев, Г. А. О развитии формы профиля зубьев зубчатых колес. Труды VI Международного симпозиума «Теория реальных передач зацеплением». – Курган, 1997. – № 53-57.

8. Ткач, П. М. Геометрокінематичні критерії працездатності циліндричних аркових передач змішаного зацеплення з круговим зубом / П. М. Ткач, О. Ю. Чала / Вісник НТУ «ХП». Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – №31 (1074). – С. 163-168.

9. Шишов, В. П. Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: дис.... докт. техн. наук / В. П. Шишов / – Луганск, 1994. – 525 с.

Поступила в редколлегию 06.03.2017 г.