

ния и контакта движущихся тел. Монография / Г.И. Шевелева. – М.: Станкин, 1999. – 494с. **12.** *Basov G.G.* To the calculation of temperature on the surface of spot of comb of wheel with the lateral surface of head of rail // Gorbunov N.I., Popov S.V. – IV International congress "Mechanical engineering technologies'04". Sofia. – Year XI, Volume 8/76, September 2004. – Section 6, p.133-135.

*Поступила в редколлегию 26.03.2013*

УДК 627.7

**Моделирование температурных процессов при обработке зубьев зубчатого колеса с зубьями винтового гиперболюидного притира / М.А. Кашура // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.54-58. – Бібліогр.: 12 назв.**

На базі методу обробки зубів циліндричних зубчастих коліс гвинтовим гіперболюїдним притиром побудована математична модель розрахунку контактної температури в зоні обробки. Визначена швидкість відносного ковзання. Зроблені розрахунки і побудований графік температури зони контакту.

**Ключові слова:** притирання, гвинтовий гіперболюїдний притир, температура, швидкість ковзання, зубчасте колесо, поверхня, пляма контакту.

On the basis of the method of treatment of teeth spur gears spiral hyperboloid lap, a mathematical model for calculating the contact temperature in the treatment area. The rate of relative sliding. Calculated and plotted the temperature of the contact.

**Keywords:** grinding, spiral hyperboloid lap, temperature, sliding speed, the gear, the surface footprint.

УДК 621.833

**В.И. КОРОТКИН**, к.т.н., доц., заведующий лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;

**Ю.Д. ХАРИТОНОВ**, к.т.н., старший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ

## **КРИВИЗНЫ БОКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА**

Рассмотрена методика определения кривизн в точках контакта боковых поверхностей арочных зубьев зубчатых передач Новикова для любой фазы зацепления. Разработан алгоритм компьютерной реализации данной методики.

**Ключевые слова:** арочный зуб, квадратичные формы, кривизны.

**Введение.** Известно, что арочная форма зубьев благодаря ряду достоинств положительно себя зарекомендовала на практике в эвольвентных передачах. Применение этой формы в передачах Новикова, обладающих повышенной контактной прочностью, позволяет ожидать суммарного эффекта, однако это применение зачастую сдерживается отсутствием надежных методик прочностного расчета, в частности, на сопротивление контактной усталости. При таком расчете необходимо располагать сведениями о кривизнах взаимодействующих боковых поверхностей зубьев в точках контакта. Данная задача является актуальной, при этом отметим, что она усложняется тем, что приходится учитывать многопарность зацепления Новикова ДЛЗ, при которой "опасной" по контактному разрушению может оказаться любая фаза зацепления.

**Анализ литературы.** Положительные качества цилиндрических зубчатых передач с арочными зубьями отмечаются, например, в источниках [1-4], однако теоретическим исследованиям прочностных характеристик данных передач уделено мало внимания. Большинство работ касается способов нарезания арочных зубь-

ев и конструкций режущего инструмента. Можно отметить лишь работы [1], [4], в которых рассматриваются некоторые вопросы нагруженности эвольвентных арочных передач, а также работу [5], посвященную разработке обобщенной теории круговинтовых поверхностей, включая передачи Новикова. Экспериментальные исследования передач Новикова с арочными зубьями, давшие положительные результаты, описаны в работе [2], где приведены также обширные данные внедрения цилиндрических передач с арочными зубьями в производство.

**Цель статьи.** Разработка методики определения приведенных главных кривизн взаимодействующих поверхностей арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова в любой фазе зацепления с представлением полученных зависимостей в форме алгоритма, реализуемого вычислительной компьютерной программой. Знание указанных кривизн позволит находить основные параметры контакта – размеры, форму и ориентацию площадки теоретически точечного контакта, сближений контактирующих поверхностей, а также нормальные и эффективные контактные напряжения.

**Постановка задачи.** Для решения поставленной задачи при определении главных кривизн поверхностей использован метод вычисления квадратичных форм Гаусса [6], хорошо зарекомендовавший себя при исследовании круговых зубьев квазиэвольвентных конических зубчатых передач [7], а для нахождения приведенных главных кривизн, предопределяющих искомые контактные напряжения на поверхностях, необходимо было найти главные направления на этих поверхностях, что выполнено с помощью аппарата дифференциальной геометрии и теории поверхностей. В качестве продольной формы арочного зуба принята наиболее распространенная – круговая.

**Материалы и результаты исследований.** Исходными геометро-кинематическими предпосылками, лежащими в основе арочных передач Новикова, являются уравнения взаимодействующих поверхностей, полученные в параметрическом виде [8]:

$$\begin{cases} x = (\rho \sin \vartheta - b + r) \cos \varphi + [r\varphi + r_0 + (\rho \cos \vartheta - a - r_0) \cos \beta] \sin \varphi; \\ y = (\rho \sin \vartheta - b + r) \sin \varphi - [r\varphi + r_0 + (\rho \cos \vartheta - a - r_0) \cos \beta] \cos \varphi; \\ z = -(\rho \cos \vartheta - a - r_0) \sin \beta; \\ (r\varphi + r_0 - a \cos \beta - r \cos \vartheta) \sin \vartheta + b \cos \vartheta \cos \varphi = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Последняя строка – уравнение зацепления  $f(\vartheta, \beta, \varphi) = 0$ .

В уравнениях (1) обозначено (см. также рисунок 1):  $\rho$  – радиус активной окружности профиля исходного контура;  $r_0$  – продольный радиус кругового (арочного) зуба производящей рейки;  $r$  – начальный радиус зубча-

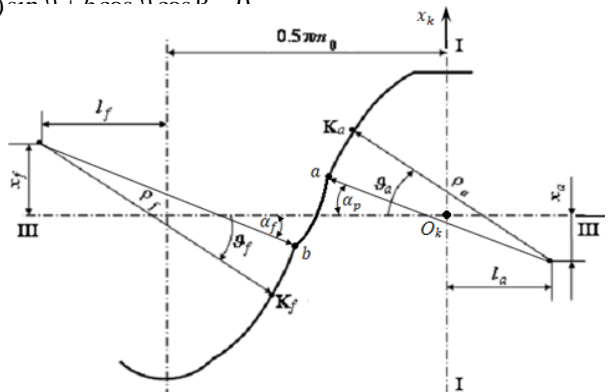


Рисунок 1 – Типичный исходный контур зубьев передач Новикова

того колеса, равный  $r = m_t z$ , где  $m_t$  – торцовый модуль, а  $z$  – число зубьев зубчатого колеса;  $\vartheta, \beta$  – соответственно текущий угол активного профиля зуба исходного контура и текущий угол наклона зуба производящей рейки (криволинейные координаты боковой поверхности);  $\varphi$  – угол поворота зубчатого колеса (параметр обкатки); параметры  $a, b$  – см. в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры, входящие в систему (1) для контактной точки

Параметр	$k = 1$		$k = 2$	
	$i = 1, a$	$i = 2, f$	$i = 1, f$	$i = 2, a$
$\rho$	$\rho_a$	$\rho_f$	$\rho_f$	$\rho_a$
$a$	$l_a$	$l_a + \Delta\rho \cos \alpha_k$	$-(l_f + 0.5\pi m_0)$	$-(l_f + 0.5\pi m_0) + \Delta\rho \cos \alpha_k$
$b$	$x_a - x_{n1}$	$x_f - x_{n1}$	$-(x_f + x_{n1})$	$-(x_a + x_{n1})$
$\vartheta$	$\alpha_k$	$\alpha_k$	$\pi + \alpha_k$	$\pi + \alpha_k$
$r$	$r_1$	$-r_2$	$r_1$	$-r_2$
$r_0$	$r_0(-1)^{t+1}$	$r_0(-1)^{t+1}$	$r_0(-1)^{t+1}$	$r_0(-1)^{t+1}$
$\varphi$	$\varphi_a$	$\varphi_a z_1 / z_2$	$\varphi_f$	$\varphi_f z_1 / z_2$
$\beta$	$\beta_a(-1)^{t+1}$	$\beta_a(-1)^{t+1}$	$\beta_f(-1)^{t+1}$	$\beta_f(-1)^{t+1}$

Примечание:  $\Delta\rho = \rho_f - \rho_a$ .

Уравнения (1) и таблица 1 составлены для общего случая круговых зубьев и любой фазы зацепления. В таблице 1 представлены значения входящих в (1) параметров для контактных точек, сопровождаемые следующими обозначениями:  $m_0$  – модуль инструмента (производящей рейки);  $l$  – расстояние от центра окружности радиуса  $\rho$  до оси симметрии I-I тела (или впадины) зуба;  $x$  – расстояние от центра окружности радиуса  $\rho$  до делительной линии III-III;  $x_{n1}$  – смещение производящей рейки при нарезании шестерни (рассматривается случай равносмещенного сдвига, т.е.  $x_{n1} = -x_{n2}$ );  $\alpha_p, \alpha_f$  – минимальный угол активного профиля исходного контура соответственно на головке и ножке зуба;  $\alpha_k$  – угол давления в контактных точках  $K$ .

Индексы означают:  $a, f$  – отношение параметра соответственно к головке и ножке зуба;  $i=1$  относится к шестерне,  $i=2$  – к колесу;  $k=1$  – контакт головки зуба шестерни с ножкой зуба колеса,  $k=2$  – контакт ножки зуба шестерни с головкой зуба колеса;  $t=1$  – вариант с вогнутой рабочей стороной зуба шестерни (выпуклой стороной зуба колеса),  $t=2$  – вариант с выпуклой рабочей стороной зуба шестерни (вогнутой стороной зуба колеса).

Определение главных кривизн боковых поверхностей выполним, воспользовавшись первой и второй квадратичными формами Гаусса [6] для контактных точек исследуемых боковых поверхностей (1) круговых зубьев. Главные радиусы кривизны определяются как

$$R_{1,2} = (H \pm \sqrt{H^2 - K}) / K, \quad (2)$$

где  $H$  – средняя кривизна, определяемая по формуле

$$H = 0.5(EN - 2FM + GL)/(EG - F^2); \quad (3)$$

$K$  – полная (гауссова) кривизна, определяемая по формуле

$$K = d \cdot d'' - (d')^2 / (EG - F^2); \quad (4)$$

$E, G, F$  – коэффициенты первой квадратичной формы;  $L, M, N$  – коэффициенты второй квадратичной формы;  $d, d', d''$  – вспомогательные коэффициенты.

Все перечисленные коэффициенты определяются через частные производные по координатам боковых поверхностей (1):

$$E = (x'_\beta)^2 + (y'_\beta)^2 + (z'_\beta)^2, \quad (5) \quad F = x'_\beta \cdot x'_\gamma + y'_\beta \cdot y'_\gamma + z'_\beta \cdot z'_\gamma, \quad (6) \quad G = (x'_\gamma)^2 + (y'_\gamma)^2 + (z'_\gamma)^2, \quad (7)$$

$$L = d / \sqrt{EG - F^2}, \quad (8) \quad M = d' / \sqrt{EG - F^2}, \quad (9) \quad N = d'' / \sqrt{EG - F^2}, \quad (10)$$

$$d = \begin{vmatrix} x''_{\beta\beta} & y''_{\beta\beta} & z''_{\beta\beta} \\ x'_\beta & y'_\beta & z'_\beta \\ x'_\gamma & y'_\gamma & z'_\gamma \end{vmatrix}, \quad (11) \quad d' = \begin{vmatrix} x''_{\beta\gamma} & y''_{\beta\gamma} & z''_{\beta\gamma} \\ x'_\beta & y'_\beta & z'_\beta \\ x'_\gamma & y'_\gamma & z'_\gamma \end{vmatrix}, \quad (12) \quad d'' = \begin{vmatrix} x''_{\gamma\gamma} & y''_{\gamma\gamma} & z''_{\gamma\gamma} \\ x'_\beta & y'_\beta & z'_\beta \\ x'_\gamma & y'_\gamma & z'_\gamma \end{vmatrix}. \quad (13)$$

В общем виде главные радиусы  $R_{1,2}$  кривизны обеих контактирующих поверхностей определяются [9] как корни квадратного уравнения:

$$(LN - M)^2 R_{1,2}^2 - (EN - 2FM + GL)R_{1,2} + (EG - F^2) = 0, \quad (14)$$

а направления главных кривизн – как корни квадратного уравнения:

$$(FL - EM)(d\beta / d\gamma)^2 + (GL - EN)(d\beta / d\gamma) + (GM - FN) = 0. \quad (15)$$

Контактная прочность зависит, как известно, от приведенных главных радиусов кривизны контактирующих поверхностей зубьев. Обозначая кривизны символом  $\kappa = 1/R$ , воспользуемся следующим выражением [10]:

$$(\kappa_{np})_{1,2} = 0.5 \left[ \begin{array}{l} \kappa_{11} + \kappa_{12} - \kappa_{21} - \kappa_{22} \pm \\ \pm \sqrt{(\kappa_{11} - \kappa_{12})^2 - 2(\kappa_{11} - \kappa_{12})(\kappa_{21} - \kappa_{22}) \cos 2\phi + (\kappa_{21} - \kappa_{22})^2} \end{array} \right]. \quad (16)$$

Здесь обозначено:  $(\kappa_{np})_{1,2}$  – приведенная соответственно первая и вторая главные кривизны контактирующих поверхностей зубьев;  $\phi$  – угол между главными направлениями первой и второй поверхностей, определяемый с помощью (15).

Нижние двойные индексы означают: первый – номер поверхности, второй – порядковый номер кривизны (соответственно максимальной и минимальной).

Вычисление конкретных значений приведенных главных радиусов кривизны и направлений требует весьма громоздких преобразований зависимостей (2)–(16). В связи с этим разработан специальный алгоритм для вычислительной программы "Krivizna", который последовательно излагается ниже.

Исходными данными являются (см. выше):

$$k, t, \rho_a, \rho_f, x_a, x_f, l_a, l_f, \vartheta, x_{n1}, r_1, r_2, r_0, m_0, \beta.$$

- $A = \rho \sin \vartheta - b + r$ ;  $A_1 = \rho \cos \vartheta$ ;  $A_2 = -\rho \sin \vartheta$ .
- $C = \sin \vartheta (a \cos \beta + r_0 \cos \beta - r_0) - b \cos \vartheta \cos \beta$ ;  $C_1 = \cos \vartheta (a \cos \beta + r_0 \cos \beta - r_0) + b \sin \vartheta \cos \beta$ ;  
 $C_2 = -\sin \vartheta (a \cos \beta + r_0 \cos \beta - r_0) + b \cos \vartheta \cos \beta$ ;  $C_3 = -\cos \vartheta \sin \beta (a + r_0) - b \sin \vartheta \sin \beta$ ;  
 $C_4 = -\sin \vartheta \sin \beta (a + r_0) + b \cos \vartheta \sin \beta$ ;  $C_5 = -\sin \vartheta \cos \beta (a + r_0) + b \cos \vartheta \cos \beta$ .
- $\varphi = C / (r \sin \vartheta)$ ;  $\varphi_1 = (C_1 \sin \vartheta - C \cos \vartheta) / (r \sin^2 \vartheta)$ ;

$$\varphi_2 = \left[ (C_2 + C) \sin^3 \vartheta - \sin 2\vartheta (C_1 \sin \vartheta - C \cos \vartheta) \right] / (r \sin^4 \vartheta);$$

$$\varphi_3 = (C_3 \sin \vartheta - C_4 \cos \vartheta) / (r \sin^2 \vartheta); \varphi_4 = C_4 / r \sin \vartheta; \varphi_5 = C_5 / \sin \vartheta.$$

4.  $B = r\varphi + r_0 + (\rho \cos \vartheta - a - r_0) \cos \beta; B_1 = r\varphi_1 - \rho \sin \vartheta \cos \beta; B_2 = r\varphi_2 - \rho \cos \vartheta \cos \beta;$   
 $B_3 = r\varphi_3 + \rho \sin \vartheta \sin \beta; B_4 = r\varphi_4 - \sin \beta (\rho \cos \vartheta - a - r_0); B_5 = r\varphi_5 - \cos \beta (\rho \cos \vartheta - a - r_0).$
5.  $x_1 = A_1 \cos \varphi - \varphi_1 A \sin \varphi + B_1 \sin \varphi + \varphi_1 B \cos \varphi;$   
 $x_2 = A_2 \cos \varphi - 2\varphi_1 A_1 \sin \varphi - A(\varphi_2 \sin \varphi + \varphi_1^2 \cos \varphi) + B_2 \sin \varphi + 2\varphi_1 B_1 \cos \varphi B(\varphi_2 \cos \varphi - \varphi_1^2 \sin \varphi);$   
 $x_3 = -\varphi_4 A_1 \sin \varphi - A(\varphi_3 \sin \varphi + \varphi_1 \varphi_4 \cos \varphi) + B_3 \sin \varphi + B_1 \varphi_4 \cos \varphi + B_4 \varphi_1 \cos \varphi + B(\varphi_3 \cos \varphi - \varphi_1 \varphi_4 \sin \varphi);$   
 $x_4 = -A\varphi_4 \sin \varphi + B_4 \sin \varphi + B\varphi_4 \cos \varphi;$   
 $x_5 = -A(\varphi_5 \sin \varphi + \varphi_4^2 \cos \varphi) + B_5 \sin \varphi + 2B_4 \varphi_4 \cos \varphi + B(\varphi_5 \cos \varphi - \varphi_4^2 \sin \varphi).$
6.  $y_1 = A_1 \sin \varphi + A\varphi_1 \cos \varphi - B_1 \cos \varphi + B\varphi_1 \sin \varphi;$   
 $y_2 = A_2 \sin \varphi + 2A_1 \varphi_1 \cos \varphi + A(\varphi_2 \cos \varphi - \varphi_1^2 \sin \varphi) - B_2 \cos \varphi + 2B_1 \varphi_1 \sin \varphi + B(\varphi_2 \sin \varphi + \varphi_1^2 \cos \varphi);$   
 $y_3 = A_1 \varphi_4 \cos \varphi + A(\varphi_3 \cos \varphi - \varphi_1 \varphi_4 \sin \varphi) - B_3 \cos \varphi + B_1 \varphi_4 \sin \varphi + B_4 \varphi_1 \sin \varphi + B(\varphi_3 \sin \varphi + \varphi_1 \varphi_4 \cos \varphi);$   
 $y_4 = A\varphi_4 \cos \varphi - B_4 \cos \varphi + B\varphi_4 \sin \varphi;$   
 $y_5 = A(\varphi_5 \cos \varphi - \varphi_4^2 \sin \varphi) - B_5 \cos \varphi + 2B_4 \varphi_4 \sin \varphi + B(\varphi_5 \sin \varphi + \varphi_4^2 \cos \varphi).$
7.  $z_1 = \rho \sin \vartheta \sin \beta; z_2 = \rho \cos \vartheta \sin \beta; z_3 = \rho \sin \vartheta \cos \beta;$   
 $z_4 = -(\rho \cos \vartheta - a - r_0) \cos \beta; z_5 = (\rho \cos \vartheta - a - r_0) \sin \beta.$
8.  $E = x_4^2 + y_4^2 + z_4^2; F = x_4 x_1 + y_4 y_1 + z_4 z_1; G = x_1^2 + y_1^2 + z_1^2.$
9.  $d = x_5(y_4 z_1 - z_4 y_1) - y_5(x_4 z_1 - z_4 x_1) + z_5(x_4 y_1 - y_4 x_1);$   
 $d_1 = x_3(y_4 z_1 - z_4 y_1) - y_3(x_4 z_1 - z_4 x_1) + z_3(x_4 y_1 - y_4 x_1);$   
 $d_2 = x_2(y_4 z_1 - z_4 y_1) - y_2(x_4 z_1 - z_4 x_1) + z_2(x_4 y_1 - y_4 x_1).$
10.  $D = d / \sqrt{EG - F^2}; D_1 = d_1 / \sqrt{EG - F^2}; D_2 = d_2 / \sqrt{EG - F^2}.$
11.  $K_1 = DD_2 - D_1^2; K_2 = ED_2 - 2FD_1 + GD; K_3 = EG - F^2.$
12.  $R_1 = (K_2 + \sqrt{K_2^2 - 4K_1 K_3}) / 2K_1; R_2 = (K_2 - \sqrt{K_2^2 - 4K_1 K_3}) / 2K_1.$   
 Если  $|R_1| \leq |R_2|$ , то  $R_1 = R_\alpha$  и  $R_2 = R_\beta$ , иначе  $R_2 = R_\alpha$  и  $R_1 = R_\beta.$
13.  $L_1 = FD - ED_1; L_2 = GD - ED_2; L_3 = GD_1 - FD_2.$
14.  $\mu_1 = (-L_2 + \sqrt{L_2^2 - 4L_1 L_3}) / 2L_1; \mu_2 = (-L_2 - \sqrt{L_2^2 - 4L_1 L_3}) / 2L_1.$   
 Если  $|\mu_1| \leq |\mu_2|$ , то  $\mu_1 = \mu_\alpha$ , иначе  $\mu_2 = \mu_\alpha.$
15.  $x_1 = x_4 \mu_\alpha + x_1; y_1 = y_4 \mu_\alpha + y_1;$   
 $x_\alpha = x_1 \cos \varphi + y_1 \sin \varphi; y_\alpha = x_1 \sin \varphi - y_1 \cos \varphi; z_\alpha = z_4 \mu_\alpha + z_1.$
16.  $\theta = \arccos \frac{x_{\alpha 1} x_{\alpha 2} + y_{\alpha 1} y_{\alpha 2} + z_{\alpha 1} z_{\alpha 2}}{\sqrt{(x_{\alpha 1}^2 + y_{\alpha 1}^2 + z_{\alpha 1}^2)(x_{\alpha 2}^2 + y_{\alpha 2}^2 + z_{\alpha 2}^2)}}.$
- (Индексы "1" и "2" относятся соответственно к шестерне и колесу – таблица 1).
17.  $\alpha = 0.5 \arctg \left\{ \sin(2\theta) \left[ \cos(2\theta) - (1/R_{\beta 2} - 1/R_{\alpha 2}) / (1/R_{\beta 1} - 1/R_{\alpha 1}) \right] \right\}.$
18.  $K_\alpha = \text{abs} \left[ \cos^2 \alpha / R_{\alpha 2} + \sin^2 \alpha / R_{\beta 2} - \cos^2(\alpha - \theta) / R_{\alpha 1} - \sin^2(\alpha - \theta) / R_{\beta 1} \right];$

$$K_{\beta} = \text{abs} \left[ \cos^2 \alpha' / R_{\alpha 2} + \sin^2 \alpha' / R_{\beta 2} - \cos^2 (\alpha' - \theta) / R_{\alpha 1} - \sin^2 (\alpha' - \theta) / R_{\beta 1} \right],$$

где  $\alpha' = \pi / 2 + \alpha$ .

Искомые приведенные главные радиусы кривизны контактирующих поверхностей:

$$(R_{np})_{\alpha} = 1 / K_{\alpha}, \quad (17) \quad (R_{np})_{\beta} = 1 / K_{\beta}. \quad (18)$$

**Вывод.** Таким образом, изложенный алгоритм является основой для разработки вычислительной программы "Krivizna", с помощью которой и предполагается определять радиусы (17) и (18), необходимые для нахождения прочностных характеристик арочных (круговых) зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова в общем случае и для любой фазы зацепления.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

**Список литературы:** 1. Решетов Д.Н., Головачев М.И. К расчету арочных передач на сопротивление контактной усталости // Вестник машиностроения. – 1983. – №2. – С.12-16. 2. Догода М.И., Еремин В.Е., Догода А.И. Разработка и освоение высоконагруженных арочных передач и средств для их производства // Вестник машиностроения. – 1990. – №9. – С.41-44. 3. Сирицын А.И., Беляев А.И., Сирицын Д.А. Особенности изготовления и применения высокоточных арочных тяговых зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1997. – №1. – С.3-6. 4. Айратов Э.Л., Городничий В.П., Ерихов М.Л., Сызранцев В.Н. Нагруженность цилиндрических передач с арочными зубьями // Вестник машиностроения. – 1986. – №2. – С.20-22. 5. Севрюк В.Н. Теория круговинтовых поверхностей в проектировании передач Новикова. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1972. – 168с. 6. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (пер. с англ.). – М.: "Наука", 1970. – 720с. 7. Лопато Г.А., Кабатов Н.Ф., Сегаль М.Г. Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1977. – 423с. 8. Короткин В.И., Харитонов Ю.Д. Некоторые вопросы геометрии цилиндрических зубчатых передач Новикова с арочными зубьями / Вестник Национального технического университета "ХПИ". Сб. трудов. Тематический выпуск "Проблемы механического привода". – Харьков: Изд. НТУ ХПИ, 2011. – №28. – С.82-91. 9. Раевичский П.К. Дифференциальная геометрия. – М.: Физматгиз, – 1956. – 380с. 10. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. – М.: ВВИА им. Н.Е.Жуковского, 1958. – 186с.

Поступила в редколлегию 31.03.2013

УДК 621.833

**Кривизны боковых поверхностей взаимодействующих арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова / В.И. Короткин, Ю.Д. Харитонов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.58-63. – Бібліогр.: 10 назв.**

Розглянуто методіку визначення кривизн в точках контакту бічних поверхонь арочних зубів зубчатих передач Новікова для будь-якої фази зацеплення. Розроблено алгоритм комп'ютерної реалізації даної методіки.

**Ключові слова:** арочний зуб, квадратичні форми, кривизни.

The method of determination of the curvatures at the contact points of the teeth flanks arched Novikov gears for any phase of the engagement considered. The algorithm of the computer implementation of this technique developed.

**Keywords:** arch tooth, quadratic forms, curvature.

УДК 621.833; 621.793

**М.А. ЛЕВАНЦЕВИЧ**, к.т.н., доц., ведущий научный сотрудник  
ОИМ НАН Беларуси, Минск;  
**Н.Н. МАКСИМЧЕНКО**, к.т.н., старший научный сотрудник  
ОИМ НАН Беларуси

**РАБОТОСПОСОБНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ  
С ПЛАКИРОВАННЫМ ВЕНЦОМ ЗУБЬЕВ**