

**А.Ф.КИРИЧЕНКО**, д-р. техн. наук, НТУ "ХПИ"

**Н.В.МАТЮШЕНКО**, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ", г. Харьков

### ВЛИЯНИЕ ЭЛЛИПТИЧЕСКОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ФОРМЫ АРОЧНОГО ЗУБА КОЛЕСА НА ВЕЛИЧИНУ ОСЕВОГО СМЕЩЕНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА ДЛЗ

В роботі визначено положення точок контакту, що належать одному зубу, але лежать на різних контактних лініях в циліндричних передачах Новикова ДЛЗ з арочною еліптичною подовжньою формою зубців.

**Постановка проблеми.** В зубчатых передачах возможно прямое и обратное (реверсное) вращение. При прямом вращении в арочных передачах с зацеплением Новикова ДЛЗ при вхождении зубьев пары в зацеплении точка контакта  $\bar{N}_f$  возникает у вершины арки (рис.1) на доплюсной контактной линии. При дальнейшем вращении колес на угол  $\varphi$  точка контакта как бы раздваивается и теперь уже каждая из двух точек контакта  $N_f$  перемещается к своему торцу по этой же доплюсной контактной линии. Через определенное время в контакте в срединной плоскости вступает еще одна точка  $\bar{N}_{a_0}$  на заплуюсной контактной линии, которая также раздваивается и теперь еще каждая из двух образованных точек контакта  $N_a$  перемещается к своему торцу по заплуюсной контактной линии. Между собой доплюсная  $N_f$  заплуюсная  $N_a$  точка контакта на одном полушевроне взаимосвязаны переменной по фазе зацепления величиной осевого смещения  $q_{21}$ . При этом скорости осевого перемещения (вдоль линии зуба) всех точек контакта уменьшаются и точки плавно выходят из зацепления.

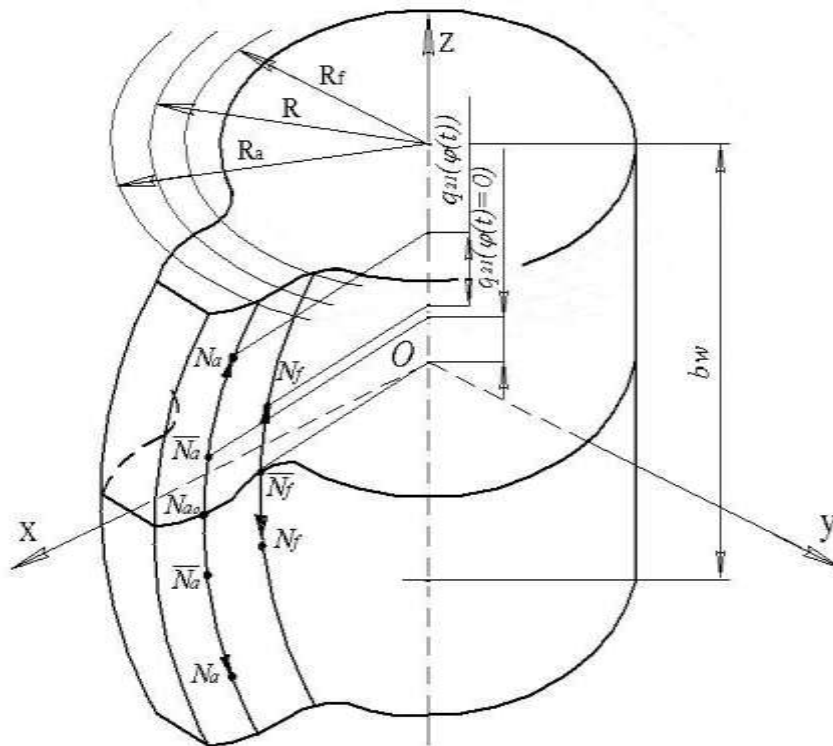


Рис.1 Геометрия движения точек контакта.

В случае реверса арочные зубья плавно входят в контакт двумя точками  $N_f$  на доплюсной линии зацепления у торцов колес. Далее эти две точки контакта ускоренно перемещаются к средней части зубчатого венца, у вершины арки сливаются в одну точку  $\bar{N}_f$  и происходит выход из зацепления. При этом аналогичное движение совершают и точки контакта  $N_a$  на заплуюсной линии зацепления, связанные с точками контакта на доплюсной линии контакта все той же величиной осевого смещения  $q_{21}$ . Точки контакта на соседнем зубе на все той же контактной линии входят в зацепление поворотом колеса на угол, соответствующий переменной по фазе зацепления величине осевого шага.

Как следствие, возникает сложная кинематическая система зацепления, т.к. получаем относительное

движение твердого тела с 5 степенями свободы. При точечном зацеплении в высшей кинематической паре взаимодействующих зубьев имеет место относительное движение, состоящее из относительных движений скольжения, перекачивания и верчения одновременно, а пространственный характер зацепления Новикова требует всестороннего подхода к выбору вида кривой арки.

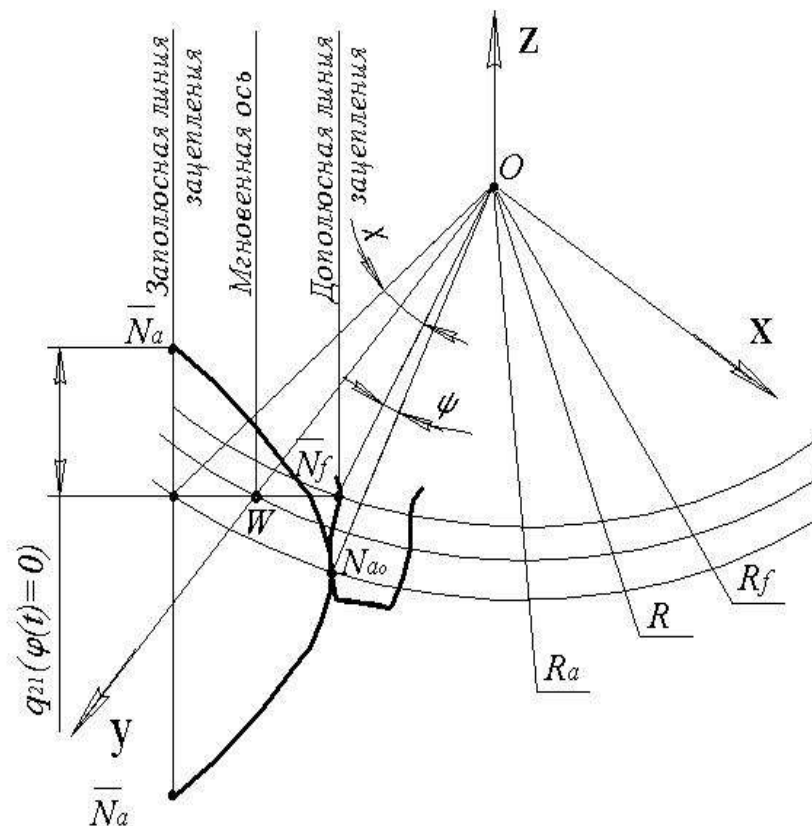


Рис.2 Определение осевого смещения при вхождении пары зубьев у вершины арки.

**Цель статьи.** Учет влияния арки дуги эллипса на величину осевого смещения. Выбор эллипса в качестве продольной кривой выбран вследствие того, что [1] индикатрисы Дюпена в точке контакта не пересекаются, и практически всегда осуществим физический контакт в зацеплении.

**Решение.** Ранее нами было получено уравнение активной поверхности [2] арочного зуба с эллиптической формой. При его выводе прежде всего учитывали, что нарезание производится резцовой головкой, нормальный профиль которой совпадает с исходным контуром (ИК) инструментальной рейки. Это уравнение имеет вид:

$$\begin{cases} x(\mu, \varphi) = R_{oz} \sin\left(\varphi + \arctg\left(\frac{x(\mu)}{y(\mu)}\right)\right) \\ y(\mu, \varphi) = R_{oz} \cos\left(\varphi + \arctg\left(\frac{x(\mu)}{y(\mu)}\right)\right) \\ z(\mu, \varphi) = b \sqrt{2\left(\frac{R_{oz}}{a} \varphi\right) - \left(\frac{R_{oz}}{a} \varphi\right)^2} \end{cases} \quad (1)$$

При этом, так как  $|z| \leq 0,5b_w$ , то при  $z \geq 0$ , а также  $b \geq 0,5b_w$ ,

$$0 \leq \varphi \leq \frac{a}{R_{oz}} \left( 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{0,5b_w}{b}\right)^2} \right) \quad , \quad (2)$$

$a$  и  $b$ - полуоси эллипса. Функция  $R_{oz} = \sqrt{x^2(\mu) + y^2(\mu)}$  - радиус цилиндра, определяемый точкой  $\vec{M} = x(\mu)\vec{i} + y(\mu)\vec{j}$ , которая является текущей точкой срединного профиля зуба колеса. Этот профиль получен как огибающая [3] однопараметрического семейства ( $\mu$ -параметр) мгновенных положений исходного контура режущего инструмента. При зубонарезании используют специальные резцовые головки, в которых резцы установлены группами так, что окончательное формообразование каждой впадины между зубьями на заготовке осуществляется резцами только одной группы [4,5,6]. При этом инструменту сообщается

вращение вокруг своей оси и поступательное движение, согласованное с вращением заготовки, а подача врезания производится вдоль оси инструмента.

Взаимодействие между сопряженными зубьями колеса и шестерни осуществляется в номинальных точках контакта  $\overline{N}_a$  и  $\overline{N}_f$  (рис.1). Точка  $\overline{N}_f$  в предельный момент времени принадлежит срединной плоскости  $xOy$  и является единой для верхней и нижней частей колеса, а две точки  $\overline{N}_a$  находятся на расстоянии  $q_{21}$  от плоскости  $xOy$  по обе ее стороны и принадлежит заполосной линии зацепления. Отметим, что этого вообще может и не быть, если  $q_{21} \geq b_w$ . Данный момент времени целесообразно принять за точку отсчета, т.е. угол поворота колеса  $\varphi = 0$ . Поэтому осевое смещение в этот момент времени равно  $q_{21}$ .

Найдем эту величину, используя взаимосвязь между линиями зацепления и контактными винтовыми линиями с круговым шагом, принадлежащими одному зубу (рис.2). Таким образом, мы обобщаем формулу Головки [7] нахождения  $q_{21}$  для косых зубьев. Осевое смещение есть аппликата точки  $\overline{N}_a$ , полученная в результате поворота колеса (а вместе с ним и точки  $\overline{N}_{a_0}$ ) на угол  $\chi + \psi$ .

$$q_{21} = b \sqrt{2 \left( \frac{R_{oz}}{a} (\chi + \psi) \right)^2 - \left( \frac{R_{oz}}{a} (\chi + \psi) \right)^2}$$

$$\chi = \arccos \left( \frac{R_a^2 + R_f^2 - 4 \frac{h_3^2}{\sin^2(\alpha)}}{2 R_a R_f} \right),$$

$$\psi = \arccos \left( \frac{|\overline{ON}_a, \overline{ON}_f|}{|\overline{ON}_a| |\overline{ON}_f|} \right),$$

где

$$R_a = \sqrt{R^2 + \frac{h_3^2}{\sin^2(\alpha)} + 2Rh_3}, \quad R_f = \sqrt{R^2 + \frac{h_3^2}{\sin^2(\alpha)} - 2Rh_3}, \quad h_3 = \rho_f \sin(\alpha_d) - x_f$$

$|\overline{ON}_{a_0}, \overline{ON}_f|$  - скалярное произведение векторов  $\overline{ON}_{a_0}$  и  $\overline{ON}_f$ .

$R_a, R_f$  - радиусы контактных цилиндров, найдены согласно [8]

$\rho_f, x_f, \alpha_d$  - параметры исходного контура (ИК), обозначения приняты согласно [9]. Текущая номинальная точка контакта  $N_a$  заполосной контактной линии будет отстоять от плоскости  $xOy$  на расстоянии

$$Z_a = b \sqrt{2 \left( \frac{R_{oz}}{a} (\chi + \psi + \varphi) \right)^2 - \left( \frac{R_{oz}}{a} (\chi + \psi + \varphi) \right)^2}$$

Текущая номинальная точка контакта  $N_f$  доплоской контактной линии будет отстоять от плоскости  $xOy$  на расстоянии

$$Z_f = b \sqrt{2 \left( \frac{R_{oz}}{a} \varphi \right)^2 - \left( \frac{R_{oz}}{a} \varphi \right)^2}$$

Следовательно, осевое смещение точек контакта в произвольный момент времени равно:

$$q_{21} = q_{21} - |Z_a - Z_f| \quad (3)$$

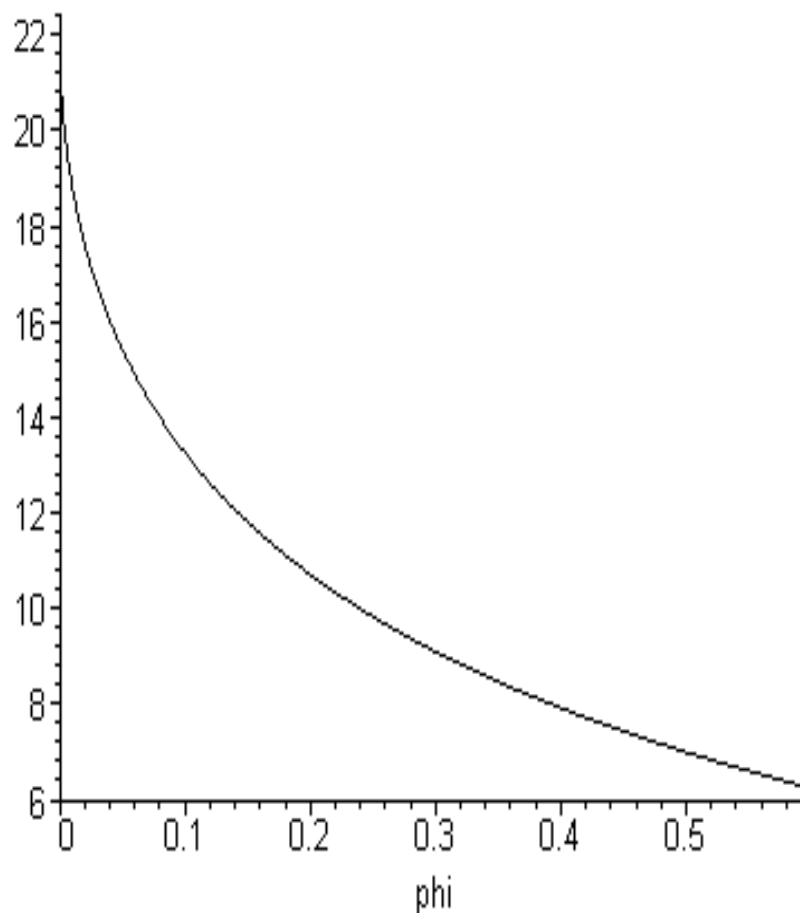


Рис.3 Зависимость осевого смещения от угла поворота колеса  $\varphi$ .

На рис 3 показана графическая реализация средствами пакета Maple 5 вышеизложенной методики при следующих начальных данных:

$$b_w = 50 \text{ (мм)}, R_u = 3'', a = 1.2 R_u, b = 0.5 R_u. \text{ Угол } \varphi \text{ дан в радианах.}$$

**Вывод.** Разработан алгоритм нахождения величины осевого смещения точек контакта, принадлежащих одному зубу и лежащих на различных контактных линиях. Это позволяет решать задачу о нахождении коэффициента перекрытия. Используя циклограмму зацепления, обеспечивается плавность пересоприжения зубьев, а, следовательно, и плавно уравнивается осевая нагрузка вдоль линии зацепления. За счет вариации параметрами эллипса исключаем возможность появления геометрической интерференции.

**Список литературы:** 1. Айрапетов Э.Л., Айрапетов С.Э., Мельникова Т.Н. О выборе продольной кривизны арочных зубьев // Цилиндрические передачи с арочными зубьями: Тез. докл. зонального семинара. - Курган, 1983.-С.11. 2. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Уравнение поверхности арочных зубьев с эллиптической продольной формой зубьев (в печати). 3. Залгаллер В.А. Теория огибающих. - М.: Наука, 1975. - 102 с.79. 4. Догода М.И., Тереник В.Д., Гоголев О.П. Зубчатые рейки с эллиптической линией зуба и особенности их изготовления // Технология механосборочного производства. - Краматорск, 1979.- вып.5.- С.55. 5. Догода М.И., Тереник В.Д., Гоголев О.П. Резцовая головка для нарезания зубчатых деталей //Исследования в области инструментального производства и обработки металлов резанием. - Тула, 1980.- вып.12.- С.105-108. 6. Догода М.И., Коуба Ю.Ф. Оптимизация геометрических параметров арочных передач с зацеплением Новикова // Перспективные направления создания новых и совершенствование существующих конструкций тяжело нагруженных редукторов и прогрессивная технология их изготовления. Тез. докл. науч.-техн. конф. - Краматорск, 1987.- С.145. 7. Головкин, Л.Ф., Дьяченко С.К. Некоторые исследования зубчатых передач с дозаполненным зацеплением Новикова // Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Сб. докладов конф. - М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, вып.2, 1964. - С. 3-173. 8. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Уравнение поверхности арочных зубьев цилиндрических передач Новикова ДПЗ, нарезанных резцовой головкой. - Вестник ХГПУ. - 1999. - №50. -С.118-127. 9. Павленко А.В., Федакин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. - К.: Техніка, 1978.- 144с.

Поступила в редакцию 10.05.2005