

**В.И. КОРОТКИН**, к.т.н., зав. 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;

**О.В. ЯВРУЯН**, к.ф.-м.н., младший научный сотрудник ЮФУ

## ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА НОВИКОВА СО СНИЖЕННЫМ ОСЕВЫМ УСИЛИЕМ

Рассмотрены новые передачи Новикова со спрямлёнными зубьями, у которых резко снижен (вплоть до нуля) осевой компонент усилий в зацеплении. Получены уравнения рабочих поверхностей зубьев, действующих и контактных линий, линии зацепления. Новые передачи предназначены для использования в узлах, для которых существуют жесткие ограничения в отношении величины и направления осевых усилий, а также осевого габарита конструкции, например, в качестве бортовых редукторов семейства тракторов.

Розглянуто нові передачі Новікова зі спрямленими зубьями, у яких різко знижено (аж до нуля) осеву компоненту зусиль у зачепленні. Отримані рівняння робочих поверхонь зубців, діючих і контактних ліній, лінії зачеплення. Нові передачі призначені для використання у вузлах, для яких існують жорсткі обмеження у відношенні величини і напрямлення осевих зусиль, а також осевого габариту конструкції, наприклад, у якості бортових редукторів сімейства тракторів.

In article considered the new Novikov gearing with straightened teeth, which greatly reduced (down to zero) axial component of gearing. Are obtained equations of working surfaces of the teeth, active contact lines and the lines of action. The new gears designed for use in the nodes for which there are strict limits on the magnitude and direction of axial forces and axial dimension structures, such as hub gear drive of tractor.

Зубчатые передачи Новикова получили широкое применение в промышленности благодаря высоким прочностным характеристикам. Для практического применения синтез этих передач, как известно, построен на кинематическом принципе, при котором общей контактной точке в неподвижном пространстве придают равномерное движение по прямой (линии зацепления), параллельной полюсной линии [1]. Рабочие поверхности зубьев колёс получают винтовыми, чем обеспечивается осевое перекрытие в зацеплении. Неизменным при этом является возникновение осевого компонента передаваемого усилия. Если в конструктивном отношении проектируемый узел машины имеет ограничения в осевом направлении, то осевой компонент усилия может достигать существенной величины из-за необходимости обеспечить достаточную величину коэффициента осевого перекрытия за счёт увеличения угла наклона зуба. Это является объективным недостатком передач Новикова, т.к. создаёт неблагоприятные условия для нормальной работы опор, заставляя увеличивать их габарит и массу, что не всегда представляется возможным.

Примером указанных узлов являются, в частности, бортовые передачи семейства тракторов, где используются исключительно прямозубые эвольвентные передачи, выход из строя которых обусловлен недостаточной контактной прочностью, присущей эвольвентным передачам вообще. Установка в этих узлах традиционных косозубых передач Новикова сдерживается конструкцией подшипников, воспринимающих, в основном, только радиальные

нагрузки, а установка передач шевронного типа (например, арочных и т.п.) невозможна, т.к. помимо стеснённого осевого габарита данные узлы допускают только осевую сборку-разборку.

Нами предложена [2] цилиндрическая зубчатая передача с выпукловогнутой контактом, синтезированная на основе идей Новикова (следовательно, обладающая высокой контактной прочностью), у которой в то же время резко снижен (вплоть до нуля) осевой компонент усилия в зацеплении. Достигается это тем, что прямая линия зацепления наклонена к полюсной линии на некоторый угол  $\mu$ , а проекция на начальную плоскость действующей линии зубьев исходной (производящей) рейки параллельна полюсной линии. Осевое перекрытие обеспечивается наклоном к полюсной линии проекции на осевую плоскость линии зацепления и действующей линии зуба рейки.

Сказанное иллюстрируется рисунком 1.

Действующая линия  $K_1K_2$  исходной рейки, расположенная на цилиндрической поверхности зуба, наклонена к начальной плоскости на угол  $\theta$ . При перемещении рейки по стрелке  $A$  общая контактная точка поверхности зубьев рейки и сцепляющегося с ней колеса движется по действующим линиям обоих элементов пары и по линии зацепления. При этом, как видно из рисунка 1, величина отрезка контактной нормали к торцовому профилю от точки цилиндрической передачи Новикова со спрямленными зубьями в трех проекциях от значения  $l_{k1}$  (в начальной контактной точке  $K_1$ ) до значения  $l_{k2}$  (в конечной контактной точке  $K_2$ ). Отсюда коэффициент  $\varepsilon_\beta$  осевого перекрытия по одной линии зацепления:

$$\varepsilon_\beta = b_w \operatorname{tg} \beta_l / p_t = (l_{k2} - l_{k1}) \cos \alpha_t / p_t, \quad (1)$$

где  $b_w$  – рабочая ширина зубчатого венца;  $\beta_l$  – угол между проекцией линии зацепления на начальную плоскость и полюсной линией;  $\alpha_{kt}$  – торцовый угол профиля зуба рейки в контактной точке;  $p_t$  – торцовый шаг зубьев.

Как легко заметить, углы  $\theta$ ,  $\beta_l$  и  $\alpha_t$  связаны соотношением:

$$\operatorname{tg} \theta = \operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{tg} \beta_l, \quad (2)$$

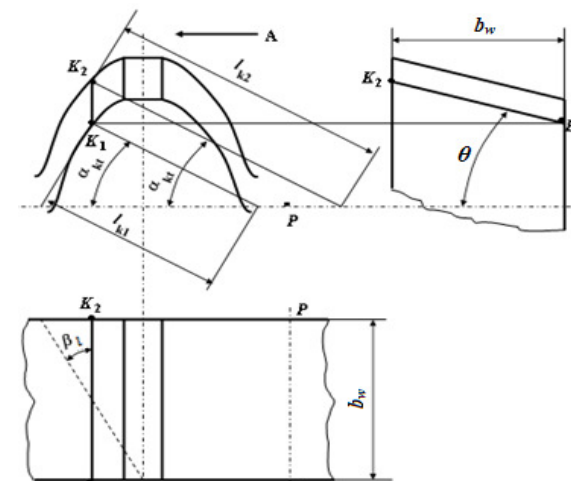


Рисунок 1 – Головка зуба исходной рейки цилиндрической передачи Новикова со спрямленными зубьями в трех проекциях

а угол  $\mu$  наклона линии зацепления к полюсной линии равен

$$\mu = \arctg(\tg \beta_i / \cos \alpha_{kt}) = \arctg(\tg \theta / \sin \alpha_{kt}). \quad (3)$$

Поскольку проекция линии зуба на начальную плоскость параллельна полюсной линии, то такой зуб получается спрямлённым, и в дальнейшем данную передачу будем называть передачей Новикова со спрямлёнными зубьями (сокращённо ПНСЗ).

Пусть торцовое сечение зуба рейки – окружность, с которой свяжем систему координат  $O_u x_u y_u z_u$ . Ось  $O_u x_u$  этой системы направим перпендикулярно начальной плоскости, ось  $O_u y_u$  – параллельно начальной прямой, а ось  $O_u z_u$  – параллельно полюсной линии (рисунок 2).

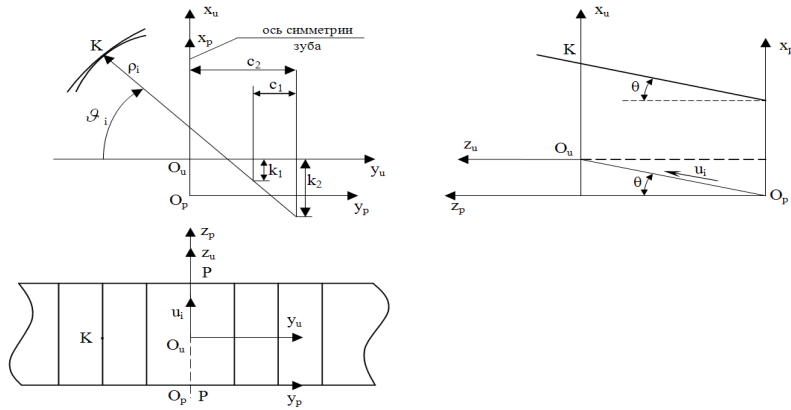


Рисунок 2 – К образованию поверхности зуба рейки

Уравнение окружности в системе  $O_u x_u y_u z_u$  запишется как

$$\begin{cases} x_u = \rho_i \sin \vartheta_i - k_i; \\ y_u = -(\rho_i \cos \vartheta_i - c_i); \\ z_u = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь  $\rho_i$  – радиус окружности,  $\vartheta_i$  – текущий угол профиля, где  $i=1,2$  (нижний индекс "1" относится к шестерне, "2" – к колесу).

Поверхность зуба рейки в системе  $O_p x_p y_p z_p$  образуется при поступательном движении системы  $O_u x_u y_u z_u$  вместе с окружностью в направлении  $U_i$  под углом  $\theta$  к начальной плоскости. Уравнение поверхности зуба рейки:

$$\begin{cases} x_p = \rho_i \sin \vartheta_i - k_i + U_i \sin \theta; \\ y_p = -(\rho_i \cos \vartheta_i - c_i); \\ z_p = U_i \cos \theta. \end{cases} \quad (5)$$

Очевидно при  $\vartheta_1 = \vartheta_2 = \alpha_{kt}$  уравнение (5) опишет прямую линию касания двух сопряжённых реек.

В точках касания двух неконгруэнтных производящих поверхностей 1 и 2 имеем равенство радиусов-векторов (6) и ортов нормалей (7):

$$\vec{r}_p^{(1)} = \vec{r}_p^{(2)}, \quad (6) \quad \vec{e}_p^{(1)} = \vec{e}_p^{(2)}. \quad (7)$$

Имея в виду, что

$$\vec{e}_p^{(i)} = t \left( \frac{\partial \vec{r}_p^{(i)}}{\partial \vartheta_i} \times \frac{\partial \vec{r}_p^{(i)}}{\partial U_i} \right), \quad (8)$$

где  $t$  – нормирующий множитель, получим после преобразований следующие проекции орта нормали:

$$\begin{cases} e_{px}^{(i)} = \sin \vartheta_i \cos \theta; \\ e_{py}^{(i)} = -\cos \vartheta_i \cos \theta; \\ e_{pz}^{(i)} = -\sin \vartheta_i \sin \theta. \end{cases} \quad (9)$$

Осевой компонент  $n$  усилия в точках контакта, под которым будем понимать отношение осевого усилия  $F_x$  к окружному  $F_t$ , на основании (9) равен

$$n = F_x / F_t = e_{pz} / e_{py} = \tg \alpha_{kt} \tg \theta. \quad (10)$$

Для сравнения напомним, что в традиционных косозубых передачах Новикова, имеющих угол наклона  $\beta$ , имеем

$$n = \tg \beta \quad \text{и} \quad \varepsilon_\beta = b_w \tg \beta / p_t. \quad (11)$$

Сопоставляя при одинаковых  $b_w, \varepsilon_\beta$  формулы (11) и (10) с учётом (2), получаем, что осевой компонент усилия в ПНСЗ в  $\ctg \alpha_{kt}^2$  раз ниже, чем в традиционной передаче Новикова. Так, к примеру, при  $\alpha_{kt} = (20...30)^\circ$  имеем снижение в (7,5...3) раза, а при  $\beta = 17^\circ$  осевой компонент  $n = 0,04...0,1$ . Заметим при этом, что направление усилия  $F_x$  при реверсировании ПНСЗ не меняется, что на практике часто оказывается весьма ценным.

Из приведенных формул также следует, что при одинаковых  $F_x$  и  $\varepsilon_\beta$  ПНСЗ имеет осевой габарит также в  $\ctg \alpha_{kt}^2$  меньше, чем традиционная передача Новикова.

Интересно отметить, что в тех случаях, когда ПНСЗ должна работать как нереверсивная, можно добиться на рабочей стороне зубьев полной ликвидации осевого компонента усилия, т.е. обеспечить  $F_x = 0$ , если, как вытекает из (10), проекцию действующей линии рейки на начальную плоскость наклонить к полюсной линии на угол  $\beta$ , равный:

$$\beta = \arctg(\tg \alpha_{kt} \tg \theta). \quad (12)$$

Перейдём к выводу уравнений рабочей поверхности зубьев колёс, для чего обратимся к рисунку 3, на котором обозначено:  $r_i$  – радиус начального цилиндра зубчатого колеса;  $\varphi_i$  – угол поворота зубчатого колеса в процессе его зацепления с рейкой или с парным колесом;  $\Pi$  – начальная плоскость;  $Ox_1y_1z_1$  – общая неподвижная система координат;  $O_i x_i y_i z_i$  – подвижная система координат, связанная с вращающимся зубчатым колесом.

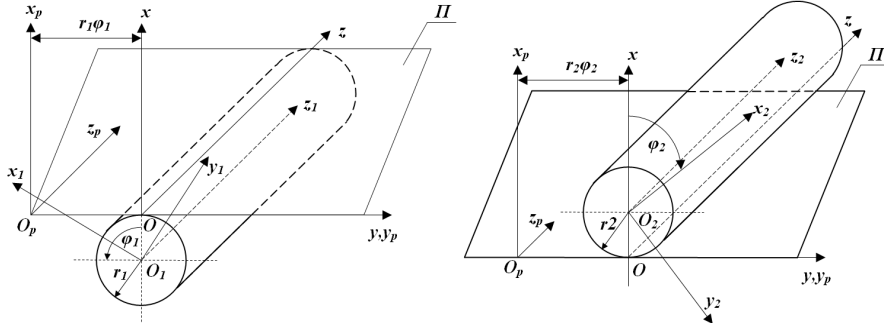


Рисунок 3 – К образованию поверхностей зубьев зубчатых колёс

Для получения уравнений поверхностей зубьев зубчатых колёс необходимо от системы  $O_p x_p y_p z_p$  перейти к системе  $O_i x_i y_i z_i$  через матрицу  $M_{ip}$  перехода [3]

$$M_{ip} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_i & \mp \sin \varphi_i & 0 & \pm r_i (\cos \varphi_i + \varphi_i \sin \varphi_i) \\ \pm \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 & r_i (\sin \varphi_i - \varphi_i \cos \varphi_i) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Верхний знак относится к первому колесу, нижний – ко второму.

После подстановок и преобразований, исключая параметр  $U_i$ , получаем искомые уравнения поверхностей зубьев в виде:

$$\begin{cases} x_i = r_i (\sin \vartheta_i \cos \varphi_i \pm \cos \vartheta_i \sin \varphi_i) - c_i (\operatorname{tg} \vartheta_i \cos \varphi_i \pm \sin \varphi_i) \pm \\ \quad \pm r_i [\cos \varphi_i (\pm \varphi_i \operatorname{tg} \vartheta_i + 1) + \varphi_i \sin \varphi_i]; \\ y_i = \pm r_i (\sin \vartheta_i \sin \varphi_i \mp \cos \vartheta_i \cos \varphi_i) \mp c_i (\operatorname{tg} \vartheta_i \sin \varphi_i \mp \cos \varphi_i) + \\ \quad + r_i [\sin \varphi_i (\pm \varphi_i \operatorname{tg} \vartheta_i + 1) - \varphi_i \cos \varphi_i]; \\ z_i = [(r_i \varphi_i - c_i) \operatorname{tg} \vartheta_i + k_i] \operatorname{ctg} \theta. \end{cases} \quad (13)$$

При выводе уравнения (13) использовано уравнение зацепления, устанавливающее связь между параметром обкатки  $\varphi_i$  и криволинейными координатами  $\vartheta_i, U_i$  поверхности зуба:

$$f_i(\vartheta_i, U_i, \varphi_i) = (r_i \varphi_i - c_i) \sin \vartheta_i - (U_i \sin \theta - k_i) \cos \vartheta_i = 0. \quad (14)$$

Уравнение зацепления (14) получено из известного положения о том, что общая нормаль к сопрягающимся поверхностям в точках контакта должна пересекать ось зацепления (полносную линию).

Из третьего уравнения (13) получим:

$$\varphi_i = (z_i \operatorname{tg} \theta - k_i + c_i \operatorname{tg} \vartheta_i) / (r_i \operatorname{tg} \vartheta_i). \quad (15)$$

Придавая различные значения  $z_i$ , будем получать различные сечения зуба зубчатого колеса плоскостями, перпендикулярными оси  $z_i$  в виде:

$$\begin{cases} x_i = x_i(\vartheta_i); \\ y_i = y_i(\vartheta_i). \end{cases} \quad (16)$$

Из (14) следует, что в общем случае, когда параметр  $U_i$  имеет произвольное значение, контактная линия является некоторой пространственной кривой. В случае же, когда  $U_i$  принимает значение, равное  $k_i / \sin \theta$ , получаем  $\varphi_i = c_i / r_i$ , т.е. на основании (5) в качестве линии одновременного контакта на поверхности зуба рейки имеем окружность

$$\begin{cases} x_p = r_i \sin \vartheta_i; \\ y_p = -(r_i \cos \vartheta_i - c_i) \end{cases} \quad (17)$$

радиуса  $r_i$  с центром на начальной линии, лежащую в плоскости, перпендикулярной оси  $z_i$  и отстоящую от торца зубчатого венца на расстоянии  $z_p = k_i \operatorname{ctg} \theta$ .

Окружность радиуса  $r_i$  на поверхности зуба зубчатого колеса получается из (13) и имеет вид:

$$\begin{cases} x_i = r_i \sin(\vartheta_i \pm c_i / r_i) \pm r_i \cos(c_i / r_i); \\ y_i = -r_i \cos(\vartheta_i \pm c_i / r_i) + r_i \sin(c_i / r_i). \end{cases} \quad (18)$$

Координаты центра радиуса окружности (18) будут соответственно  $x_{0i} = \pm r_i \cos(c_i / r_i)$ ,  $y_{0i} = r_i \sin(c_i / r_i)$ .

Действующую прямую линию  $K_1 K_2$  (рисунок 1), по которой движется контактная точка на зубе производящей рейки, получим из (5), положив  $\vartheta_i = \alpha_{kt}$ :

$$\begin{cases} x_p = \rho_i \sin \alpha_{kt} - k_i + U_i \sin \theta; \\ y_p = -(\rho_i \cos \alpha_{kt} - c_i); \\ z_p = U_i \cos \theta. \end{cases} \quad (19)$$

Эта линия наклонена к плоскости  $O_p y_p z_p$  на угол  $\theta$ .

Действующие линии на поверхностях зубьев зубчатых колёс найдутся из (13) при подстановке  $\vartheta_i = \alpha_{kt}$  с учётом имеющего место в точках контакта соотношения  $k_i = c_i \operatorname{tg} \alpha_{kt}$ :

$$\begin{cases} x_i = (r_i - c_i / \cos \alpha_{kt} + r_i \varphi_i / \cos \alpha_{kt}) \sin(\alpha_{kt} \pm \varphi_i) \pm r_i \cos \varphi_i; \\ y_i = (-r_i + c_i / \cos \alpha_{kt} - r_i \varphi_i / \cos \alpha_{kt}) \cos(\alpha_{kt} \pm \varphi_i) + r_i \sin \varphi_i; \\ z_i = r_i \varphi_i \operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{ctg} \theta. \end{cases} \quad (20)$$

Это линия с винтовым параметром  $p_i = r_i / (\sin \mu \cos \alpha_{kt})$ , где  $\mu$  – угол наклона линии зацепления к полюсной линии и оси  $O_i z_i$  (3). Как показали исследования, действующие линии (20) лежат на однополостном гиперboloиде, образованном вращением линии зацепления вокруг оси  $O_i z_i$ .

Уравнения линии зацепления получим в общей неподвижной системе координат  $Oxyz$  (рисунок 3). С этой целью достаточно в эту систему переписать уравнения (5), положив при этом  $\vartheta_i = \alpha_{kt}$  и присоединив уравнение зацепления (14). После несложных преобразований и исключения параметра  $U_i$  получим:

$$\begin{cases} x = r_i \sin \alpha_{kt} - k_i + r_i \varphi_i \operatorname{tg} \alpha_{kt}; \\ y = -(r_i \cos \alpha_{kt} - c_i) - r_i \varphi_i; \\ z = r_i \varphi_i \operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{ctg} \theta. \end{cases} \quad (21)$$

Из (21) видно, что линия зацепления – прямая, поскольку её координаты зависят от параметра обкатки  $\varphi_i$  в первой степени, т.е. линейно.

Как выше указывалось, линия зацепления (21) наклонена к полюсной линии на угол  $\mu$  (3), а углы её наклона к осям координат в неподвижной системе будут:

$$\begin{cases} \cos \mu_x = \sin \alpha_{kt} \sin \mu; \\ \cos \mu_y = -\cos \alpha_{kt} \sin \mu; \\ \cos \mu_z = \cos \mu. \end{cases} \quad (22)$$

Полагая  $\mu = 0$ , получим линию зацепления традиционных косозубых передач Новикова, параллельную оси  $Oz$ .

Зубонарезание зубчатых колес рассматриваемой передачи практически не отличается от зубонарезания обычных долбяков и осуществляется на серийных зубофрезерных полуавтоматах с помощью, например, дополнительной гитары настройки, связывающей вертикальное перемещение суппорта с фрезой и горизонтальное перемещение стола с заготовкой. Поверхность впадин нарезаемых зубчатых колес приобретает при этом слегка коническую форму с углом  $2\theta$  при вершине конуса (рисунок 4). Для создания равномерного радиального зазора поверхность вершин зубьев также выполняется конической с тем же углом при вершине конуса. Благодаря конструкции "встречных конусов" передача допускает осевую регулировку, компенсирующую радиальные технологические погрешности (например, отклонения от номинала межосевого расстояния пары) и тем самым позволяющую стабилизировать высотное положение площадки контакта, что принципиально важно для зацепления Новикова.

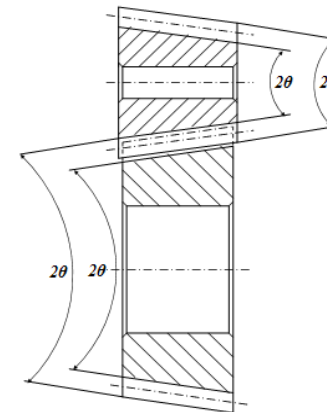


Рисунок 4 – Схематичное изображение цилиндрической зубчатой пары Новикова со спрямленными зубьями

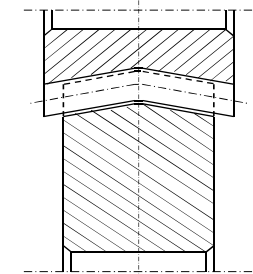


Рисунок 5 – Передача Новикова с "ёлочными" зубьями

Интересной разновидностью передачи со спрямленными зубьями является изображенная на рисунке 5 передача с "ёлочными" зубьями, действующая линия зубьев исходной рейки которой выполнена в виде ломаной прямой. Такая передача имеет увеличенное число контактных точек в одновременном зацеплении и, подобно обычным шевронным, обладает способностью к осевой саморегуляции. Преимуществом ее по сравнению с шевронной является то, что при изготовлении колес не требуется переустановок червячной фрезы, благодаря чему отпадает надобность в канавке, снижаются потери технологического времени зубообработки, сокращается осевой габарит передачи, а зуб получается прочным благодаря цельной (без канавки) форме по длине. Кроме того, отсутствие переустановок фрезы автоматически обеспечивает строгое совпадение плоскостей симметрии зубьев для всех участков зубчатого венца, а это, в свою очередь, приводит к выравниванию распределения нагрузки между участками и более полному использованию общей рабочей длины зубьев.

Таким образом, рассмотренные разновидности ПНСЗ, обладая высокой контактной прочностью на уровне известных передач Новикова, дают определенный эффект при их использовании в механизмах, для которых существуют жесткие ограничения в отношении величины и направления осевых усилий, а также осевого габарита конструкции.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант 10-08-00031.

**Список литературы:** 1. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1958. – 186с. 2. Короткин В.И. Синтез новых разновидностей цилиндрических зубчатых передач с выпукло-вогнутым точечным контактом // Изв. СКНЦВШ. Технические науки. – Ростов н/Д: Изд-во РГУ, 1979. – №4. – С.62-66. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1968. – 584с.

Поступила в редакцию 20.04.12