

Р.В. ПРОТАСОВ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР;
Г.А. КРОТЕНКО, к.т.н., доцент каф. ТММ и САПР";
В.И. СЕРИКОВ, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР

ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ СКОЛЬЖЕНИЯ ЗУБЬЕВ В ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Рассмотрены абсолютные и удельные скорости скольжения в зацеплении для основных типов эволютных прямозубых передач с выпукло-вогнутым контактом. Описана методика их определения. Проведен сравнительный анализ скоростей скольжения эволютного зацепления с аналогичным эвольвентным. Выявлена зависимость между коэффициентом разновидности k и скоростью скольжения в зацеплении.

Розглянуто абсолютні та питомі швидкості ковзання в зацепленні для основних типів еволютних прямозубих передач з опукло-увігнутим контактом. Описана методика його визначення. Проведено порівняльний аналіз швидкостей ковзання еволютного зацеплення з аналогічним евольвентним. Визначено залежність між коефіцієнтом k та швидкістю ковзання в зацепленні.

The absolute and specific sliding velocity of main types of evolute spur gears with a convex-concave contact is considered. The method of his determination is described. The comparative analysis of sliding velocity for evolute and involute gear is made. The dependence between of coefficient k and sliding velocity in the gearing is received.

Введение. Как известно [1, 2], контактное выкрашивание зуба происходит в околополюсной зоне и начинается ниже начального диаметра шестерни. Это связано с совместным действием контактных давлений и проскальзыванием профилей. Поэтому одной из важнейших характеристик зубчатого зацепления является взаимная скорость скольжения профилей (скорость скольжения контактной точки), а ее определение позволит дать оценку износостойкости передачи.

В настоящее время многими исследователями ведутся разработки зацеплений с выпукло-вогнутым контактом (ВВК) зубьев, позволяющим снизить контактные напряжения и, тем самым, улучшить массогабаритные показатели передач. Одним из вариантов зацепления с таким контактом является т.н. эволютное, предложенное А.И. Павловым [3]. Естественно, возникает актуальная научно-практическая задача исследования скорости скольжения зубьев в этом зацеплении.

Целью работы является определение абсолютной и относительной скоростей скольжения зубьев для основных типов эволютного зацепления и его анализ в сравнении с аналогичным эвольвентным.

Определение абсолютной скорости скольжения. Уравнение профиля эволютной инструментальной рейки имеет вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &\in [-1, 1]; \\ y(x_0) &= C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Пусть два сопряженных профиля контактируют в точке Y (рисунок 1). Для определения абсолютной скорости в зацеплении V_y , необходимо записать уравнения рабочего профиля зуба шестерни. В работах [4-6] для этого был использован метод профильных нормалей:

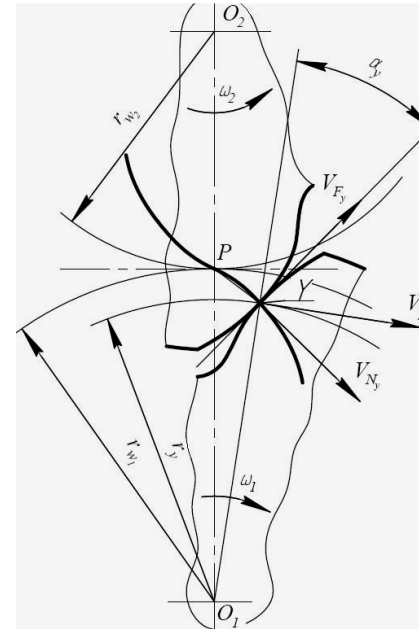


Рисунок 1 – Расчетная схема для определения скоростей скольжения в зацеплении в общем виде

$$\left. \begin{aligned} x_1(x_0) &= (x(x_0) - a(x_0)) \cos \varphi_1(x_0) + \\ &+ (y(x_0) + r_1) \sin \varphi_1(x_0); \\ y_1(x_0) &= -(x(x_0) - a(x_0)) \sin \varphi_1(x_0) + \\ &+ (y(x_0) + r_1) \cos \varphi_1(x_0). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Сопряженные профили в относительном движении перекатываются друг по другу с проскальзыванием в точке контакта, причем скорость скольжения [7]:

$$V_y = |V_{F_{y1}}| = |V_{F_{y2}}| \quad (3)$$

равна разности касательных составляющих скоростей контактирующих точек,

$$V_y = V_{F_{y1}} - V_{F_{y2}} \quad (4)$$

Абсолютная скорость скольжения зацепляющихся профилей равна:

$$V_y = PY(\omega_1 + \omega_2), \quad (5)$$

где $\omega_1 = 1c^{-1}$.

После преобразования выражение (5) примет вид:

$$V_y = \sqrt{(x_1^2(x_0 = 0) - x_1^2(x_0)) + (y_1^2(x_0 = 0) - y_1^2(x_0))} \left(u + \frac{1}{u} \right), \quad (6)$$

где u – передаточное число.

Покажем на рисунке 2 абсолютную скорость скольжения для 4-х эволютных передач с углами зацепления в полюсе $\alpha = 15^\circ$ и $\alpha = 20^\circ$, коэффициентами разновидности $k = 2$ и $k = 5$ и проведем сопоставление с двумя эвольвентными передачами, имеющими аналогичные углы зацепления.

Анализ этих графиков показывает, что абсолютная скорость скольжения для эволютной передачи в доплюсовой и заплуюсовой зонах меньше, чем у аналогичной эвольвентной.

Чтобы дать качественную оценку, характеризующую степень взаимного скольжения профилей, необходимо ввести объективный показатель (безразмерную величину). Этим показателем является коэффициент скольжения λ – отношение абсолютной скорости скольжения точки профиля, находящейся в данный момент в контакте, к касательной составляющей этой скорости.

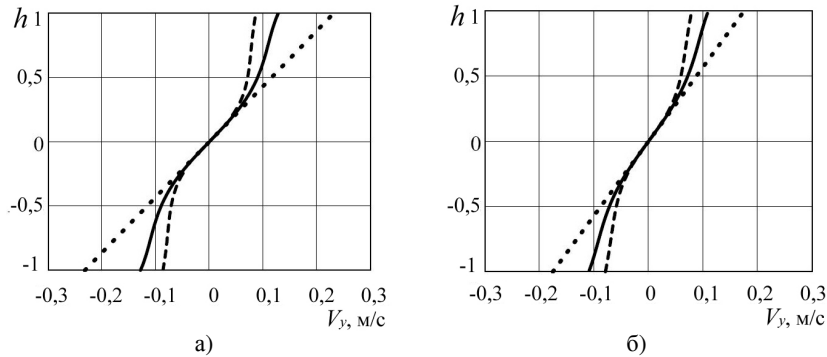


Рисунок 2 – Абсолютная скорость скольжения:
а) $\alpha=15^\circ$, б) $\alpha=20^\circ$; --- $k=2$, — $k=5$, – эвольвента

Выражения для коэффициента скольжения запишем в следующем виде [2]:

$$\text{для шестерни } \lambda = V_y / V_{Fy1}; \quad \text{для колеса } \lambda = V_y / (V_{Fy2} \cdot u). \quad (7)$$

Для определения касательной составляющей абсолютной скорости найдем угол α_y (рисунок 1). Для этого необходимо найти тангенс угла наклона касательной к рабочему профилю зуба в текущей точке контакта:

$$\alpha_p = \arctg(x'_1(x_0)/y'_1(x_0)). \quad (8)$$

Так как уравнение рабочего профиля зуба записано в подвижной системе координат [5, 6], то необходимо найти угол поворота шестерни, соответствующий текущей контактной точке из метода профильных нормалей [4]:

$$\alpha_z = \arctg(x_1(x_0)/y_1(x_0)). \quad (9)$$

Угол α_y найдем как сумму углов α_p и α_z :

$$\alpha_y = \alpha_p + \alpha_z. \quad (10)$$

Определим касательную составляющую скорости скольжения [7]:

$$V_{Fy} = \omega_1 r_y \sin \alpha_y. \quad (11)$$

Покажем на рисунке 3 касательную составляющую абсолютной скорости скольжения по высоте зуба.

Из анализа этих графиков видно, что в полюсе у всех типов передач при одинаковом угле зацепления касательные скорости равны. В доплоской и заплоской зонах у эвольвентной передачи касательная скорость скольжения выше, чем у эвольвентной, что должно негативно сказаться на ее износостойкости. Отметим, что с уменьшением k касательная скорость возрастает.

Нормальную скорость скольжения в зацеплении определим по следующей зависимости [7]:

$$V_{Ny} = \omega_1 r_y \cos \alpha_y. \quad (12)$$

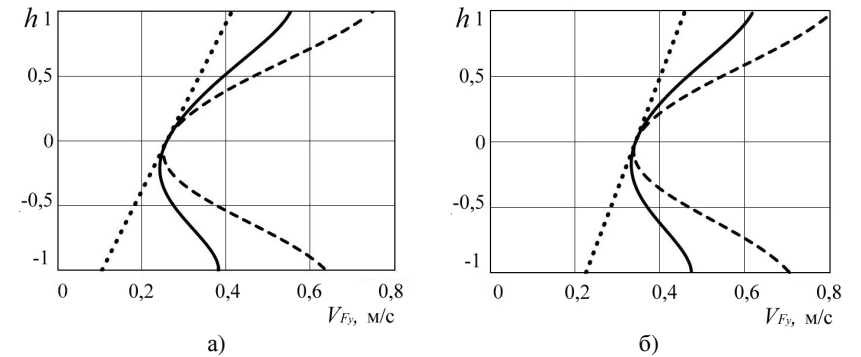


Рисунок 3 – Касательная скорость скольжения:
а) $\alpha=15^\circ$, б) $\alpha=20^\circ$; --- $k=2$, — $k=5$, – эвольвента

Покажем на рисунке 4 график изменения нормальной составляющей абсолютной скорости по высоте зуба.

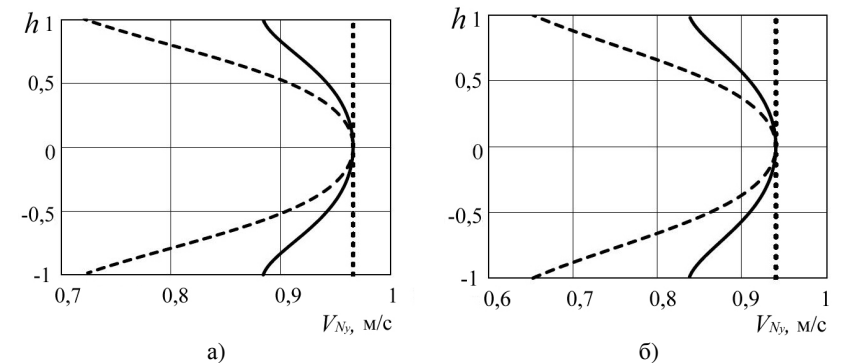


Рисунок 4 – Нормальная скорость скольжения:
а) $\alpha=15^\circ$, б) $\alpha=20^\circ$; --- $k=2$, — $k=5$, – эвольвента

Анализ этих графиков показывает, что в эвольвентном зацеплении нормальная скорость скольжения непостоянна по высоте зуба в отличие от эвольвентной. В полюсе нормальная скорость скольжения одинакова для всех типов передач, а в районе ножки и головки зуба она меньше у эвольвентной передачи, причем с уменьшением k нормальная скорость тоже уменьшается.

Покажем удельные скольжения по высоте зуба шестерни для всех типов рассматриваемых передач:

Анализ графиков на рисунке 5 показывает, что удельные скольжения эвольвентных и эвольвентных профилей в полюсе одинаковы, а на ножке и головке удельные скольжения профиля эвольвентной передачи меньше, чем у аналогичной эвольвентной, причем с уменьшением k удельное скольжение уменьшается. Следовательно, износостойкость рассматриваемых в данной работе эвольвентных передач по параметру удельного скольжения должна быть лучше, чем у аналогичной эвольвентной.

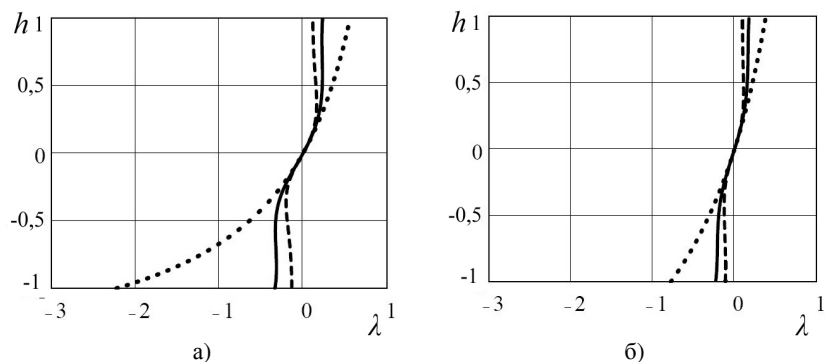


Рисунок 5 – Удельная скорость скольжения:
а) $\alpha=15^\circ$, б) $\alpha=20^\circ$; --- $k=2$, — $k=5$, – эвольвента

Выводы:

1. Описана методика определения абсолютной скорости скольжения в эвольютном зацеплении.
2. Анализ графиков абсолютной скорости скольжения показал некоторое преимущество эвольютных передач перед аналогичными эвольвентными.
3. Анализ графиков касательной составляющей скорости скольжения показал, что в эвольютных передачах она больше, чем в аналогичной эвольвентной, что может негативно сказаться на износостойкости профилей.
4. Описана методика определения удельной скорости скольжения в эвольютном зацеплении.
5. Анализ графиков удельного скольжения показал, что этот параметр у эвольютной передачи меньше, чем у аналогичной эвольвентной. Это объясняется меньшей абсолютной скоростью скольжения в эвольютном зацеплении.
6. Определена зависимость между коэффициентом разновидности k и скоростью скольжения в зацеплении. Анализ графиков показал, что с уменьшением k увеличивается касательная и нормальная составляющие, но абсолютная и удельная скорости скольжения уменьшается.

Список литературы: 1. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз. – 1962. – 403с. 2. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз. – 1962. – 530с. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. – 1968. – 584с. 5. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Аналитическое описание поверхностей зубьев эвольютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2009. – №12. – С.125-129. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение рабочих профилей зубьев эвольютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №19. – С.124–128. 7. Болотковский И.А. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1974. – 160с.

Поступила в редколлегию 21.05.12