

Н.Э. ТЕРНЮК, д.т.н., проф., Институт машин и систем НАН Украины,
Харьков,
А.И. ПАВЛОВ, д.т.н., доц., ХНАДУ, Харьков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЮТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Розрахунок геометрії зубчастих передач із еволютним зацепленням має деякі особливості. Цьому питанню присвячена дана робота.

Расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением обладает некоторыми особенностями. Этому вопросу и посвящена данная работа.

The calculation of geometry of gearing with the evolute gearing possesses some features. To this question and devoted hired.

Общая постановка. В теории зацеплений наиболее широко представлены и изучены эвольвентное, циклоидальное и зацепление Новикова. Эвольвентное зацепление получено путем обката прямой линии по окружности. Циклоидальное явилось результатом перекачивания круга по прямой линии. Оба эти зацепления имеют соответствующую линию зацепления. Однако каждому зацеплению присущи свои недостатки. Эвольвентное зацепление сводится к контакту двух выпуклых поверхностей, что с точки зрения контактной прочности ставит это зацепление в менее выгодные условия. Циклоидальное зацепление имеет выпукло-вогнутый контакт, однако по некоторым причинам в силовых передачах не применяется. Зацепление Новикова предложено автором как способ создания выпукло-вогнутого контакта в силовых передачах, но оно является не-обкатным по высоте зуба, т.е. точечным. А это приводит к тому, что невозможно применять его в прямозубых передачах.

Создание эволютного зацепления [1] позволило получить выпукло-вогнутый контакт в обкатных передачах. Основные характеристики этого зацепления, как правило, выше характеристик упомянутых ранее зацеплений. Название зацеплению дано из-за того, что профиль зуба строится по заранее известной эволюте. Оказывается, эволютой профиля зуба инструментальной рейки есть прямая линия, параллельная межцентральной [2].

Цель данной работы описать методику построения эволютного зацепления, доступную для широкого круга проектантов и производителей редукторов различного назначения.

Профиль зуба инструментальной рейки (червяной фрезы) для нарезания методом обкатки может быть получен путем решения дифференциального уравнения [3], имеющего вид

$$y'' = \frac{y'(1+y'^2)}{ky' + x},$$

где $y(x)$ – уравнение, описывающее профиль зуба рейки в системе координат, начало которой находится в полюсе зацепления, ось абсцисс направлена по межцентральной линии, а ось ординат – по касательной к делительным окружностям; k – коэффициент разновидности, значение которого принимается по ниже описанным рекомендациям.

Решение дифференциального уравнения требует задания начальных условий и значения коэффициента разновидности. Поскольку профиль зуба рейки для беззазорной передачи проходит через полюс зацепления, то принимаем $y_0 = 0$. Если вводится значение бокового зазора δ , то $y_0 = \delta/2$. Значение производной y_0' в полюсе зацепления выбирается из условий, что $y_0' \geq f$, где f – коэффициент трения скольжения в передаче, но не более y_{\max}' , которое приводит к заострению зубьев. Рекомендуется назначать $\delta = 0,2 \div 0,6$ мм, а $0,05 < y' < 0,4$. С возрастанием y_0' убывает значение коэффициента полезного действия зацепления и возрастает коэффициент полезного действия, изменение коэффициента относительного скольжения λ не замечено. Если выбранные значения начальных условий и коэффициента разновидности приведут к негативным результатам, то необходимо их исправить и повторить решение.

Назначение коэффициента разновидности зависит от того, какой вид эволютного зацепления будет принят. Для одностороннего зацепления коэффициент разновидности больше значения модуля. Рекомендуется $k = (3 \div 7)m$, где m – модуль передачи. С увеличением этого коэффициента уменьшается значение приведенного радиуса кривизны в зацеплении и коэффициент перекрытия, но увеличивается коэффициент полезного действия.

Одностороннее зацепление имеет крупный недостаток, который состоит в том, что оно стремится к интерференции. Чтобы избежать этого, рекомендуется одностороннее зацепление выполнять в заплоском варианте, когда зуб шестерни имеет только выпуклую головку, а зуб колеса – только вогнутую ножку. Одностороннее зацепление является непарным, т.е. для изготовления шестерни и колеса необходимо иметь два разных инструмента.

Для двустороннего зацепления коэффициент разновидности принимает значение меньше модуля передачи. В этом случае имеется переходная околосредняя зона, которая будет иметь контакт двух выпуклых поверхностей. Чтобы ее исключить, передачу необходимо выполнять косозубой. Для прямозубой передачи можно рекомендовать двустороннее зацепление с двумя коэффициентами разновидности разного знака, например, $k = \pm 1$. Тогда можно получить парную передачу, т.е. такую, для изготовления которой используется один инструмент. При этом профиль зуба инструмента является симметричным относительно по-

люса зацепления. Но в этом варианте коэффициент перекрытия приближается к единице, так как контакт в разных точках на линии зацепления с разными мгновенными центрами скоростей шатуна [4] невозможен.

На основании проведенных исследований выбраны два зацепления. Профиль зуба инструментальной рейки одностороннего эволютного зацепления (заполосный вариант) описывается уравнением

$$y = 0,15383x + 0,0431889x^2 + 0,0180714x^3.$$

В зависимости от высоты зуба может быть предложен другой вариант профиля зуба для рейки. Например, для высоты головки зуба, равной 2 модулям зацепления, профиль зуба рейки описывается уравнением

$$y = 0,191315x + 0,107622x^2 + 5,90628x^3.$$

Выводы. Приведенные рекомендации позволяют правильно спроектировать зубчатую передачу с новым зацеплением.

Список литературы: 1. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. *Litvin F.I.* Theory of Gearing. Nasa Reference Publication 212, AVSCOM Technical Report 88. - C-035.- Washington, D.C. - 1989. – 620 p. 3. *Аникин Ю.В.* Синусоидальное зацепление.- Воронеж: Изд-во Воронежского университета, 1975. – 61с. 4. *Vereš M., Bošanský M., Gaduš J.* Theory of Convex-concave and plane cylindrical gearing, Slovak university of technology in Bratislava, ISBN 80-227-2451-3. – 180 p.

Поступила в редколлегию 27.09.11