

УДК 621.833

А.И. ПАВЛОВ, докт. техн. наук, проф., ХНАДУ, Харьков

С.В. АНДРИЕНКО, ст.препод., ХНАДУ, Харьков

ЭВОЛЮТНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

Рассмотрены достаточные условия проектирования обкатных передач с прямыми и косыми зубьями, в частности, с эволютным зацеплением. Предлагается представлять передачи с промежуточными телами как цевочные или цепные. Приведены преимущества и недостатки таких передач.

Ключевые слова: эволютное зацепление, эволюта, коэффициент перекрытия

Розглянуто достатні умови проектування обкатних передач з прямими і косими зубцями, зокрема, з еволютним зачепленням. Пропонується представляти передачі з проміжними тілами як цівочні або ланцюгові. Наведено переваги і недоліки таких передач.

Ключові слова: еволютне зачеплення, еволюти, коефіцієнт перекриття

We consider sufficient conditions for the design flow forming gear with straight and helical teeth, in particular, with the evolute gearing. Requested to submit the transfer to the intermediate bodies like lantern or chain. The advantages and disadvantages of such programs.

Keywords: evolute gearing, evolute, the overlap factor

Постановка задачи

Для плавного пересопряжения рабочих поверхностей в зубчатом зацеплении используются сопряженные кривые, которые в случае преобразования шестерен в рейки (колеса бесконечного радиуса) являются совпадающими, т.е. входят одна в другую как шаблон и контршаблон [1].

В момент входа в зацепление последующей пары зубьев предыдущая должна по-прежнему находиться в контакте, чем обеспечивается многопарность зацепления и значение коэффициента перекрытия, большего единицы. Для косозубой передачи это условие должно выполняться постоянно, так как точки контакта рабочих поверхностей имеют различные положения на линии зацепления.

Цель работы - уточнить условие для обкатных передач, являющееся достаточным.

Выполнение исследований проведем путем анализа плоскопараллельного движения твердого тела. Если точки одновременного контакта, принадлежащие одному или соседним зубьям, движутся по одной траектории, то это не значит, что они принадлежат одному телу. Доказательство этому положению видно из рис.1. Точки А и В движутся по траектории (циклоиде), если принадлежат кругу в двух положениях. Следовательно, мгновенными центрами скоростей будут разные точки P_1 и P_2 , образующие неподвижную центроиду. Векторы скоростей этих точек направлены по касательным к траекториям.

Для произвольной траектории, являющейся линией зацепления, плоскопараллельное движение можно представить как качение подвижной центроиды по неподвижной. В качестве неподвижной центроиды можно выбрать прямую линию. Тогда подвижной центроидой будет некруглая кривая, например, эллипс или овал (рис.2). При этом неподвижная центроида является эволютой траектории движения контактных точек профиля зубьев рейки в зацеплении.

Таким образом, если принять, что неподвижной центроидой является прямая линия, параллельная межцентровой, то под единственностью мгновенного центра

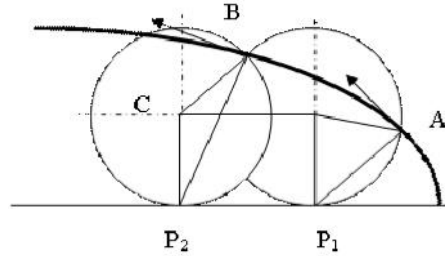


Рис.1. Качение круга по плоскости

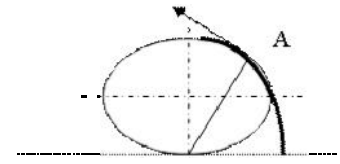


Рис.2. Качение овала

[2-4] скоростей шатуна в четырехзвенном механизме, заменяющем зубчатую передачу с помощью построения Бобилье, следует понимать постоянство ординаты, определяющей расстояние между неподвижной центроидой и межцентровой линией.

Под эволютой кривой, описывающей профиль зуба рейки, следует также понимать эту неподвижную центроиду. При этом сама кривая перемещается, а ее эволюта неподвижна, как и принято в работах [2-4].

Расстояние от этой неподвижной центроиды до межцентровой линии в работах [2-4] названо коэффициентом разновидности.

Следовательно, достаточным условием для проектирования обкатных зацеплений является единство неподвижной центроиды плоскопараллельного движения шатуна, при котором его точка движется по линии зацепления, и эволюты кривой, описывающей профиль зуба рейки (рис. 3).

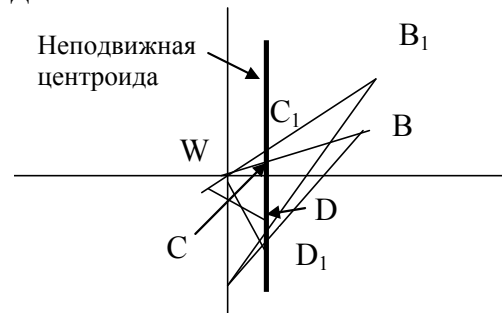


Рис.3. Построение Бобилье для обкатных передач

Если предположить, что центры кривизны линии зацепления расположены на дуге окружности или другой кривой, т.е. неподвижная центроида не прямая линия, то расстояние от центров кривизны до межцентровой линии будет являться функцией независимого параметра, определяющего положение точки контакта на линии зацепления. Но это вопрос дальнейших исследований.

Дифференциальное уравнение, описывающее профиль зуба рейки, имеет вид

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

где $y(x)$ - функция, описывающая профиль зуба рейки;

k - коэффициент разновидности. Начало координат принято в полюсе передачи, а ось ординат направлена перпендикулярно межцентровой линии.

Дифференциальное уравнение, описывающее линию зацепления, по виду мало отличается от уравнения (1):

$$z'' = \frac{z'(1+z'^2)}{z+k}, \quad (2)$$

где $z(x)$ - функция, описывающая линию зацепления. Ось аппликат коллинеарна оси ординат, но направлена в противоположную сторону.

В последнее время все чаще предлагаются передачи с промежуточными телами. Однако эти предложения ограничиваются только экспериментальными разработками [5].

Вообще передачу с промежуточными телами можно рассматривать как цевочную или цепную, если поочередно рассматривать контакт промежуточного тела с одной или другой шестерней.

Построение зацепления цевочной передачи выполнено из условия прямолинейной эволюты [6]. В этом случае профиль зуба звездочки определяется уравнением

$$y'' \frac{y'(1+y'^2)(rf-k)(1-Ay')}{x(rf-k)(1-Ay') + y'rkf}, \quad (3)$$

где $y(x)$ – уравнение, описывающее профиль зуба звездочки;

r - радиус делительной окружности звездочки;

f - коэффициент трения скольжения в зацеплении;

A – коэффициент, определяемый по формуле

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r - \frac{k}{f})^2 + k^2}}, \quad (4)$$

Профиль зуба инструментальной рейки для нарезания зубьев звездочки методом обката описывается тем же уравнением (1), что подтверждается исследованиями, проведенными в работе [6].

У всякой передачи с промежуточными телами, в том числе и у предложенной в работе [5], коэффициент перекрытия равен единице, если использовать двухстороннее зацепление (у которого головки зубьев выпуклые, а ножки зубьев – вогнутые), коэффициент полезного действия меньше, чем в цевочной передаче, т.к. потери происходят одновременно в двух точках контакта и увеличиваются примерно в два раза. Достоинства передачи с промежуточными телами состоят в увеличении контактной и изгибной прочности зубьев. Однако из-за большой чувствительности к погрешностям изготовления и монтажа и большой неравномерности вращения ведомого колеса может применяться только в тихоходных силовых передачах. Изготовление шестерен для передачи с промежуточными телами также может выполняться тем же инструментом, что и для изготовления звездочек цепной передачи. Правда, для изготовления шестерен передачи с промежуточными телами применяется один инструмент.

В результате проведенных исследований была изготовлена опытная зубчатая передача с эволютным односторонним зацеплением, представленная на рис. 4. Ее производство потребовало проведения конструкторских и технологических проработок и исследований, которые заключаются в выборе бокового зазора в зацеплении, подбора высоты зуба, проверки зацепления на отсутствие

интерференции и определения размеров заготовки. Изготовленная опытная передача подтвердила справедливость выше приведенных исследований и обеспечения в зацеплении выпукло-вогнутого контакта.

Приведенная на рис.4 передача обладает рабочими характеристиками, приведенными в таблице.



Рис. 4. Зубчатая передача с эволютным односторонним зацеплением (заполюсный вариант)

Таблица. рабочие характеристики передачи

Параметры	Обозначение	Значение
Модуль передачи, мм	m	5
Передаточное число	u	2
Межцентровое расстояние, мм	a_w	135
Высота головки зуба шестерни, мм	h_1	10
Высота ножки зуба шестерни, мм	h_2	0
Боковой зазор, мм	δ	0,8
Коэффициент перекрытия	ε	1,59
Приведенный радиус кривизны, мм	ρ	90
Максимальное значение коэффициента относительного скольжения	λ	0,6
Коэффициент полезного действия	η	0,98

Выводы

В теории зубчатых зацеплений произошел скачок в ее развитии. Получена возможность расширения области самих зацеплений с новыми, более высокими характеристиками. С помощью новых положений можно правильно спроектировать цепные и цевочные зацепления. Это касается и передач с промежуточными телами.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука.-1968.-584с. 2.Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Некоторые аспекты проектирования и исследования зубчатых зацеплений. // Вісник Східноукраїнського університету ім. В.Даля.-№12(70).-Луганск.-2003.- С.10-14. 3.Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Андрієнко С.В. Побудова робочих поверхонь зубців зубчастих передач і визначення їх характеристик // Прикладна геометрія та інженерна графіка. Київ, КНУБА. - 1999, вип. №65.-С. 48-52. 4.Павлов А.И. Зацепления с выпукло-вогнутым контактом для силовых зубчатых передач //Вестник ХГПУ.- Харьков.- 2000, вып. 68.-С. 49-53. 5.Стрельников В.Н. Энергетические потери в передаче с промежуточными телами. //Вестник НТУ «ХПИ» №9, т.2.-Харьков.-2003- С. 118-131. 6.Павлов А.И., Андрієнко С.В. Построение рабочей поверхности зубьев звездочки цепной передачи. // Вестник НТУ «ХПИ» №8, т.3.- Харьков.-2003- С.43-46.

Поступила в редколлегию 12.10.2011