

$L_{ИДП} = 125 \cdot 10^{-6}$ Гн (на частоте 1000 Гц). Осциллограмма получена при $U_0 = 1500$ В и величине электрической емкости накопителя $C = 200 \cdot 10^{-6}$ Ф.

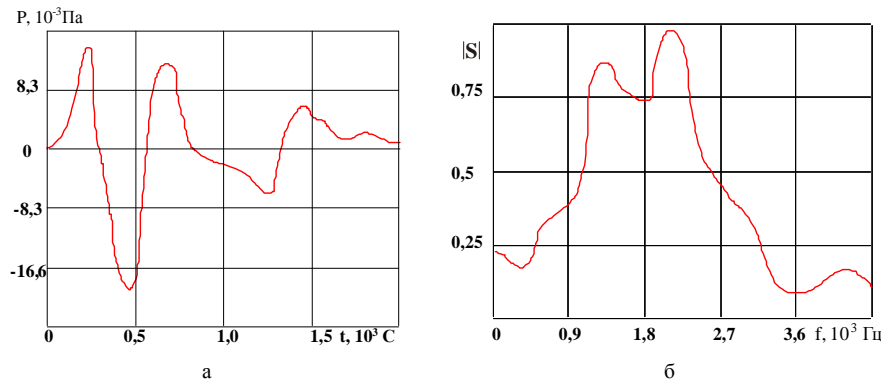


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики импульса давления: а - осциллограмма импульса давления; б - амплитудный спектр

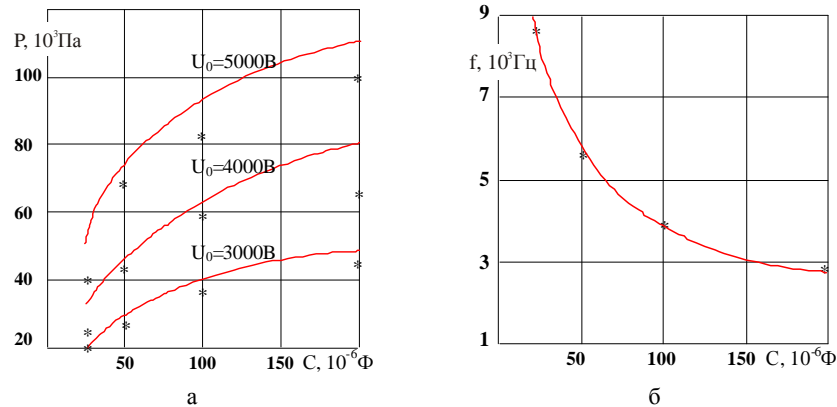


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные значения параметров импульса давления: а - зависимость амплитудного значения импульса давления от подводимой энергии; б - зависимость преобладающей частоты в спектре импульса давления от величины емкости накопителя

Анализируя полученные экспериментальные данные, можно сделать следующие выводы о характеристиках излучаемого импульса давления:

- развиваемое ИДП акустическое давление линейно зависит от подводимой электрической энергии (в исследуемом диапазоне частот и энергий);

- расхождение расчетных и экспериментальных амплитудных значений импульса давления не превышает 20 %, что является удовлетворительным для инженерных расчетов. Превышение расчетных значений импульса давления над измеренными, по-видимому, может быть объяснено дифракционными явлениями, характеризующими свойства акустического излучения данного типа плоского излучателя;

- преобладающая частота в спектре импульса давления зависит от параметров разрядного контура и приблизительно совпадает с удвоенной частотой импульса тока в ИДП;

- интенсивность излучаемого сигнала по оси ИДП линейно убывает с ростом расстояния.

В заключении отметим, что экспериментальная проверка ИДП проводилась в составе сейсмоакустических комплексов "Шельф" и САК по методике непрерывного сейсмического профилирования. Глубинность исследования илисто-глинистого участка акватории достигала 60-100 м при разрешающей способности, определяемой по мощности самых тонких пластов, различимых на записи, 0,15...0,20 м.

Список литературы: 1. Калинин А.В., Калинин В.В., Пивоваров В.Л. Сейсмические исследования на акваториях.- М.: Недра,1983. - 421 с. 2. Балашканд М.И., Ловля С.А. Источники возбуждения упругих волн при сейсморазведке на акваториях.- М.: Недра, 1977. - 374 с. 3. Бельий И.В., Фертик С.М., Хименко Л.Т. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов.- Харьков: Вища шк., 1977.- 198 с. 4. Тетельбаум И.М., Шлыков Ф.М. Электрическое моделирование динамики электропривода механизмов.- М.: Энергия, 1970. - 191с. 5. Свердлин Г.И. Гидроакустические преобразователи и антенны. - Л.: Судостроение,1988.- 200 с. 6. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластины и оболочки.- М.: Физматгиз,1953. - 636 с. 7. Богородский В.В. Подводные электроакустические преобразователи.- Л.: Судостроение,1983.- 245 с. 8. Аронов В.С. Электромеханические преобразователи из пьезоэлектрической керамики.- Л.: Энергоатомиздат, 1990. - 272 с.

Поступила в редколлегию 28.04.10

УДК 621.833

Р.В. ПРОТАСОВ, аспирант каф. ТММ и САПР, **А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, доц. каф. ТММ и САПР, НТУ „ХПИ”

ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Підвищення контактної міцності зубців та зменшення габаритів зубчастих передач є важливим напрямом розвитку машинобудування. Застосування перспективного еволютного зачеплення з опукло-увігнутим контактом зубців дозволяє поліпшити ці показники. Початкове рівняння еволютної зубчастої рейки перетворено в параметричний вигляд для використання його в методі профільних нормалей. За допомогою цього методу отримано робочий профіль зубців шестерні.

Increase of contact durability of teeth and reduction of gears dimensions is the important direction of development of mechanical engineering. Application of the perspective evolute gears with convex-concave contact in teeth allows improving these indicators. Evolute gear rack the initial equation is transformed to a parametrical kind for its use in a method of profile normals. The working profile of a gear tooth with help of this method has been received.

Актуальность задачи. В современной теории зацеплений наиболее широко представлены и изучены передачи с зацеплением Новикова, эвольвентные и циклоидальные. Однако все они имеют определенные недостатки. Так, в эвольвентном зацеплении происходит контакт двух выпуклых поверхностей, что негативно сказывается на контактной прочности передачи. Циклоидальное зацепление имеет выпукло-вогнутый контакт, но вследствие некоторых недостатков не получило широкого применения. Другое зацепление с выпукло-вогнутым контактом – Новикова – может быть выполнено только косозубым.

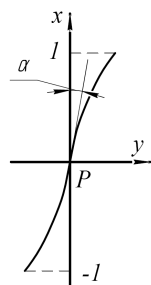


Рис. 1. Профиль рейки в исходной системе координат

Эвольвентное зацепление, предложенное А.И. Павловым [1, 2], имеет выпукло-вогнутый контакт и может быть выполнено как прямо-, так и косозубым. На основании проведенных исследований эвольвентного зацепления им было получено уравнение профиля зуба инструментальной рейки в виде полинома n -й степени (степенного ряда) [1].

Постановка задачи. Имея исходное уравнение боковой поверхности зуба инструментальной рейки, преобразуем его в параметрический вид и построим рабочие профили зуба шестерни с помощью метода профильных нормалей.

Уравнения рабочего профиля зубьев на основе метода профильных нормалей. Вследствие особенности методики аналитического синтеза профиля эвольвентного зуба рейки начало координат находится в полюсе зацепления, ось абсцисс направлена по межцентровой линии, а ось ординат – по касательной к делительным окружностям (рис. 1) [2]. Уравнение профиля получено в относительных единицах, где x изменяется в пределах $[-1, 1]$; α – угол наклона касательной, проведенной из текущей точки исходного контура к вертикальной оси (т.е. текущее значение угла профиля исходного контура).

Прежде чем приступить к построению профиля зуба, сопряженного заданному, заменим координатные оси, используемые А.И. Павловым, на систему координат, традиционно применяемую при синтезе зубчатых зацеплений [3]. Одновременно перейдем от относительных координат к абсолютным.

Форма задания боковой поверхности зуба инструментальной рейки имеет явный вид $y = f(x)$:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &\in [-1, 1]; \\ y_0(x_0) &= C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

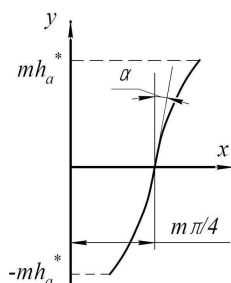


Рис. 2. Профиль рейки в рабочей системе координат

где x_0 – относительные координаты; y_0 – полином n -й степени.

Поменяем обозначения координатных осей (рис. 2). После этого введем в уравнения боковой поверхности зуба модуль передачи (считаем, что коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$) и сместим профиль зуба рейки вправо на $m\pi/4$ для симметрии зуба инструментальной рейки относительно межцентровой линии:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= (y_0(x_0) + \pi/4)m; \\ y_1 &= x_0 \cdot m. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Теперь уравнение профиля зуба имеет параметрический вид

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= f_1(x_0); \\ y_1 &= f_2(x_0). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Для построения профиля зуба шестерни по заданному профилю рейки используем метод профильных нормалей, достаточно подробно описанный Ф.Л. Литвиным [3]. Он устанавливает взаимосвязь между положением контактной точки на заданном профиле и углом поворота колеса.

Уравнение нормали в текущей точке профиля имеет следующий вид:

$$(X_1 - x_1)\cos\gamma + (Y_1 - y_1)\sin\gamma = 0. \quad (4)$$

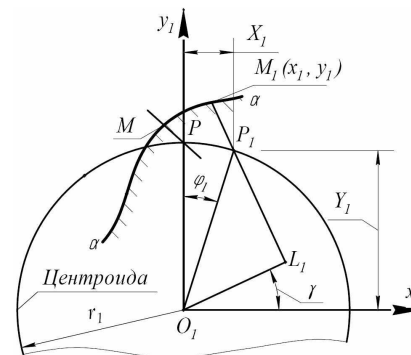


Рис. 3. Метод профильных нормалей

Через (x_1, y_1) обозначены координаты выбранной точки профиля, а через (X_1, Y_1) – координаты произвольной точки пересечения нормали с центроидой (рис. 3). Угол γ составлен касательной к профилю с осью (O_1, x_1) . Так как форма уравнения профиля имеет параметрический вид, для определения $\text{tg } \gamma$ воспользуемся зависимостью

$$\text{tg } \gamma = \frac{f_2'(x_0)}{f_1'(x_0)}. \quad (5)$$

Подставляя исходные значения $f_1(x_0)$ и $f_2(x_0)$, получим:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{x_0' \cdot m}{\left((C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n) + \pi/4 \right)' \cdot m}. \quad (6)$$

Возьмем производную по x_0 и выполним подстановку $x_0 = y_1/m$:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{C_1 + 2C_2 \cdot \left(\frac{y_1}{m} \right) + 3C_3 \cdot \left(\frac{y_1}{m} \right)^2 + \dots + nC_n \cdot \left(\frac{y_1}{m} \right)^{n-1}}. \quad (7)$$

Величина перемещения рейки a относительно неподвижной системы координат, в результате которого точка профиля (x_1, y_1) станет контактной точкой:

$$a = y_1 \operatorname{tg} \gamma + x_1. \quad (8)$$

Чтобы найти уравнения профиля, сопряженного заданному, координаты контактной точки нужно переписать в системе координат, связанной с ведомым колесом. Пусть система координат (x_1, y_1) связана с инструментальной рейкой, а (x_2, y_2) – с нарезаемым колесом (рис. 4).

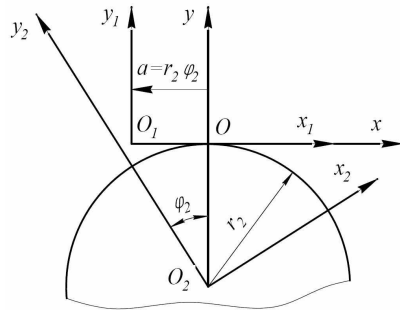


Рис. 4. Применяемые системы координат

Для определения сопряженного профиля в системе координат (x_2, y_2) , связанной с центром зубчатого колеса, воспользуемся уравнениями перехода:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (x_1 - a) \cos \varphi_2 + (y_1 + r_2) \sin \varphi_2; \\ y_2 &= -(x_1 - a) \sin \varphi_2 + (y_1 + r_2) \cos \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

В этих уравнениях $\varphi_2 = a/r_2$, где r_2 – радиус центроиды (начальной окружности) второго колеса.

В качестве примера построим боковой профиль зуба с двусторонним (двойко выпукло-вогнутым) эволютным зацеплением по имеющемуся профилю инструментальной рейки.

Профиль рейки с двусторонним зацеплением в относительных координатах описывается уравнением [4]

$$y_0 = 0,178105x_0 + 0,195597x_0^3. \quad (10)$$

Перепишем уравнение профиля зуба инструментальной рейки в рабочей системе координат (x_1, y_1) , умножив его на модуль зацепления m и сместив вправо на величину $m\pi/4$.

Согласно зависимости (7) для нахождения $\operatorname{tg} \gamma$ продифференцируем уравнение, описывающее профиль зубчатой рейки и, подставив в (8), найдем величину ее перемещения относительно неподвижной системы координат. Далее определяем координаты точек профиля зуба в системе координат (x_2, y_2) по зависимостям (9).

На рис. 5 показан профиль зуба инструментальной рейки модулем $m=10$ мм, а на рис. 6 – полученный профиль впадины между зубьями колеса при радиусе начальной окружности $r_2 = 100$ мм.

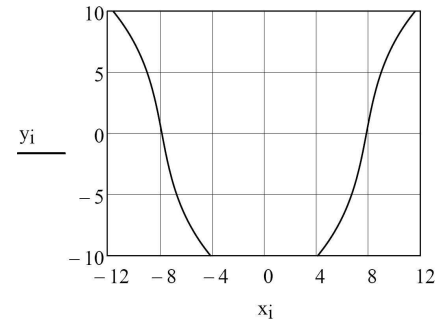


Рис. 5. Профиль зуба инструментальной рейки

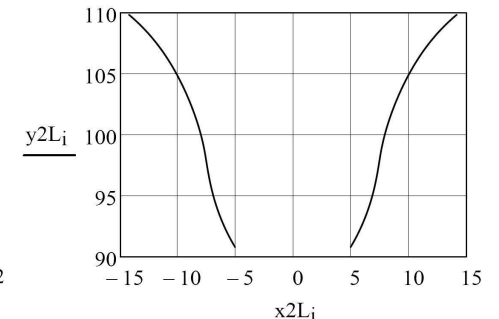


Рис. 6. Профиль впадины между зубьями эволютного колеса

Выводы.

1. Разработка и исследование эволютных зубчатых передач является перспективной научно-практической задачей, так как наличие выпукло-вогнутого контакта позволит улучшить массогабаритные характеристики зубчатых приводов.

2. Преобразование исходных уравнений боковой поверхности инструментальной рейки из явного в параметрический вид дало возможность с минимальными затратами моделировать рейку с необходимым модулем зацепления.

3. На основе метода профильных нормалей получены в общем виде уравнения активных профилей впадин между эволютными зубьями.

4. Полученные уравнения и профили впадин между зубьями послужат основой для построения параметрических и конечно-элементных моделей с целью исследования прочностных показателей зацепления.

Список литературы: 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103–106. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с. 4. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2004. – Вып.30. – С.153–157.

Поступила в редакцию 15.02.10