

A. A. Bezrukih, R. A. Meister, M. A. Lubnin, S. A. Gotovko

INVESTIGATION OF WELD-DEPOSITION BY MEANS OF INDEPENDENT THREE-PHASE ARC SURFACING WITH CONSUMABLE ELECTRODES TECHNOLOGICAL OPPORTUNITIES

The technology of high-effective process of weld-deposition by independent three-phase arc surfacing with coated electrodes is given in the article. The share of the main metal in the overlay does not exceed 10 %, which is impractical for one-arc surfacing.

Keywords: surfacing, independent three-phase arc, consumable electrodes.

© Безруких А. А., Мейстер Р. А., Лубнин М. А., Готовко С. А., 2010

УДК 62-231.322.3

Н. А. Колбасина, Н. В. Мерзликина, В. А. Титов

СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТОРЦЕВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ МАТЕРИАЛОВ НА ИХ ОСНОВЕ

Показано, что результаты предыдущих работ по синтезу геометрии торцевой зубчатой передачи несовместимы с современными CALS-технологиями проектирования машин.

Полученная математическая модель передачи, на основе которой, используя возможности современных вычислительных пакетов, проведен синтез геометрии торцевой зубчатой передачи.

Ключевые слова: торцевая зубчатая передача, колесо, шестерня, геометрия.

В работе [1] показано, что одним из самых эффективных способов измельчения является измельчение в закрытом объеме при совместном воздействии на материал сжатия и сдвига. Наиболее полно этот способ реализуется в измельчителях, исполнительный механизм которых выполнен на основе торцевой зубчатой передачи (ТЗП).

Одним из основных моментов при создании таких измельчителей является проектирование геометрии ТЗП.

В [2] приведен анализ предыдущих работ по проектированию геометрии ТЗП, который выявил следующее:

- синтез геометрии выполнялся на основе метода профильных нормалей путем сочетания математических расчетов координат точек и построением по ним профиля вручную, хотя известен другой более эффективный метод, основанный на теореме Гофмана, но он не применялся из-за недостаточно развитого в то время программно-математического обеспечения;

- из-за особенностей метода профильных нормалей затруднен поиск рациональной геометрии, автоматический синтез профилей колес передачи;

- полученные ранее результаты по проектированию геометрии несовместимы с современными CALS-технологиями создания машин.

Таким образом, перед нами стала задача по реализации современного подхода к проектированию геометрии и созданию на основе ТЗП измельчителей материалов.

Как показано выше, существующие подходы к проектированию геометрии ТЗП не позволяют создать процессорные модули для вычислительных пакетов типа COSMOS, ANSYS и т. д., а также их использование в сис-

темах автоматического проектирования [3]. В работах [4; 5] рассматривается способ аппроксимационного решения задач профилирования (как прямой, так и обратный) без вычисления нормалей и скоростей относительного движения по единому алгоритму для любых форм описания исходного профиля.

Используя методику, изложенную в работах [3–5], решим задачу по проектированию геометрии ТЗП.

Нахождение сопряженного профиля можно представить в виде схемы: известен (задан) рабочий профиль зубьев одного из колес ТЗП, требуется найти профиль зубьев сопряженного колеса. Он может быть задан аналитически или в виде последовательности точек. В последнем случае необходимо использовать сплайн-аппроксимацию.

Составим свод формул для преобразования координат заданного исходного профиля зубьев одного из колес в координаты другого колеса передачи. При этом сложное движение представим в виде сочетания простейших движений: прямолинейного переноса и поворота координатных систем относительно друг друга.

Пусть зубья колеса выполнены с плоскими рабочими поверхностями, а шестерни – с выпуклыми поверхностями, которые характеризуются тем, что рабочие поверхности шестерни образованы кривой, сопряженной к линии – образующей рабочий профиль зубьев колеса.

После преобразований в координатной форме формулы перехода от системы колес S_k к системе шестерни S_{sh} примут следующий вид:

$$\begin{cases} x_{sh} = x_k \cos R\psi + y_k \sin R\psi - \alpha \sin \psi; \\ y_{sh} = -x_k \sin R\psi + y_k \cos R\psi - \alpha \cos \psi, \end{cases} \quad (1)$$

где $R = \frac{r_k}{r_{sh}} - 1$; $\alpha = r_k - r_{sh}$ – межосевое расстояние; r_{sh} – делительный радиус шестерни; r_k – делительный радиус колеса; ψ – угол обката шестерни; x_{sh}, y_{sh} – координаты любой точки профиля колеса в системе координат шестерни; x_k, y_k – координаты любой точки профиля колеса в системе координат колеса.

Для простоты будем рассматривать данную задачу как плоскую – в сечении, перпендикулярном осям вращения колеса и шестерни при заданном значении высоты зуба колеса, например в среднем сечении. Схема преобразования систем координат колеса в систему координат шестерни в процессе обката показана на рис. 1. При условии обката по делительным окружностям колеса и шестерни без проскальзывания, ψ – угол обката шестерни, ϕ – угол обката колеса.

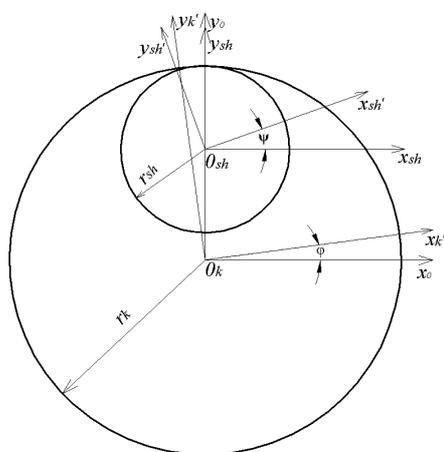


Рис. 1. Преобразование систем координат колеса и шестерни в процессе обката

Радиус обката принимается равным делительному радиусу шестерни. Чтобы получить реальный боковой профиль зуба необходимо найти огибающую семейства траекторий. За исходный профиль возьмем правую половину зуба колеса (рис. 2).

Формула линии профиля зуба колеса в системе координат колеса в параметрическом виде выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} x_k = u \cdot \operatorname{tg} \alpha + r_k (\sin \beta - \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha); \\ y_k = u, \end{cases} \quad (2)$$

где u – вспомогательный параметр; α – угол профиля зуба колеса; β – угол, соответствующий длине дуги, равной половине ширины зуба колеса.

Уравнения кривой рабочей части профиля зуба шестерни, являющейся сопряженным профилем к профилю зуба колеса в параметрической форме имеет вид

$$\begin{cases} x_{sh}(\psi) = r_k \sin(\alpha - \beta) \cos(R\psi + \alpha) + \\ + \frac{a}{R} \sin(R\psi + \alpha) \cos(R\psi + \alpha - \psi) - a \sin \psi; \\ y_{sh}(\psi) = -r_k \sin(\alpha - \beta) \sin(R\psi + \alpha) + \\ + \frac{a}{R} \cos(R\psi + \alpha) \cos(R\psi + \alpha - \psi) - a \cos \psi, \end{cases} \quad (3)$$

где ψ – основной варьируемый параметр – угол обката, радиус обката принимается равным делительному диаметру шестерни; α – угол профиля зуба колеса.

Для поиска точки сопряжения между кривыми, образующими профиль зуба и его выкружки необходимо решить систему следующих уравнений:

$$\begin{cases} x_b^2 + y_b^2 = r_{kb}^2; \\ \begin{cases} x_b(\psi) = x_p(un) \cdot \cos(R\psi) + \\ + y_k(un + a) \cdot \sin(R\psi) - a \sin(\psi); \\ y_b(\psi) = -x_p(un) \cdot \sin(R\psi) + \\ + y_k(un + a) \cdot \cos(R\psi) - a \cos(\psi); \end{cases} \\ \begin{cases} x_p(u) = u \cdot \operatorname{tg} \alpha + P_1; \\ y_p = u - a, \end{cases} \end{cases} \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} P_1 &= r_k (\sin \beta - \cos \beta) \cdot \operatorname{tg} \alpha; \\ x_{1,2} &= \frac{-2 \cdot c_1 y_p(un + a) \pm 2x_p(un) \cdot \sqrt{x_p^2(un) + y_p^2(un) - c_1^2}}{2 \cdot [x_p^2(un) + y_p^2(un + a)]}; \\ c_1 &= \frac{r_{kb}^2 - x_p^2(un) - y_p^2(un + a) - a^2}{2 \cdot a}; \\ \psi &= \frac{\arccos(x_{1,2})}{R - 1}. \end{aligned}$$

Для точки пересечения профиля зуба с окружностью вершин следует решить систему уравнений:

$$\begin{cases} x_b^2 + y_b^2 = r_{ka}^2; \\ \begin{cases} x_{sh}(\psi) = \left[\cos(R\psi + a) \cdot P_1 + \frac{a}{R} \sin(R\psi + a) \cdot P_2(\psi) \right] \times \\ \times \cos(\alpha) - a \sin \psi; \\ y_{sh}(\psi) = \left[-\sin(R\psi + a) \cdot P_1 + \frac{a}{R} \cos(R\psi + a) \cdot P_2(\psi) \right] \times \\ \times \cos(\alpha) - a \cos \psi; \end{cases} \\ P_2 = \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin(\psi - R\psi) + \cos(\psi - R\psi); \\ x_{1,2} = \frac{2a \cdot \cos \alpha \cdot P_1 \pm 2a \cdot \sqrt{P_1^2 \cos^2(\alpha) - \frac{(1-2R)}{R^2} \cdot c^2}}{2 \cdot \frac{a^2}{R^2} (1-2R)}, \end{cases} \quad (5)$$

где $c_2 = r_{ka}^2 - P_1^2 \cos^2(\alpha) - \frac{a^2}{R^2} (1-2R)^2$;

$$\psi = \frac{\arcsin(x_{1,2}) + a}{1 - R}.$$

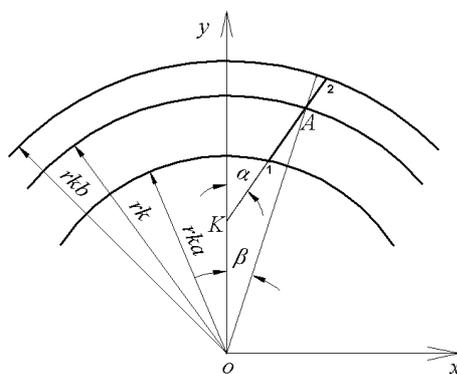


Рис. 2. Профиль зуба колеса в среднем сечении в системе координат колеса

Графики траекторий точек колеса и шестерни в зацеплении, полученные по описанным выше формулам, представлены на рис. 3.

На основе произведенных расчетов было синтезировано зацепление шестерни и колеса (рис. 4).

Рассмотренная выше методика проектирования ТЗП позволяет получить разнообразные варианты сочетаний сопряженных профилей и выбрать из них наиболее рациональный, например, по критерию технологичности.

Библиографические ссылки

1. Титов В. А., Василенко Н. В. Реализация способа экструзионного измельчения в дезинтеграторах на основе торцевой зубчатой передачи // Проблемы машиностроения и автоматизация. 2007. № 1. С. 115–115.
2. Титов В. А. Состояние вопроса и подход к проектированию торцевых зубчатых передач для дезинтеграторов // Машиностроение : сб. науч. ст. / отв. ред. Е. Г. Сиенко. Красноярск : ИПК СФУ. 2008. С. 52–57.
3. Усаков В. И., Колбасина Н. А., Скорняков С. Н. Использование сплайнов для аппроксимации реальных поверхностей при проектировании зубчатых // Качество продукции машиностроения : тез. докл. науч.-практ. конф. Красноярск, 1998. С. 106–107.

4. Понкратов Ю. М. Аппроксимационное профилирование обкатных инструментов // Научно-технические ведомости СПбГТУ. 1999. № 3 (17). С. 72–75.

5. Колбасина Н. А. Способ получения функций, описывающих профили зубьев, нарезаемых стандартным инструментом на типовом оборудовании // Транспортные средства Сибири : сб. тр. – Вып. 8. Красноярск, 2002. С. 577–588.

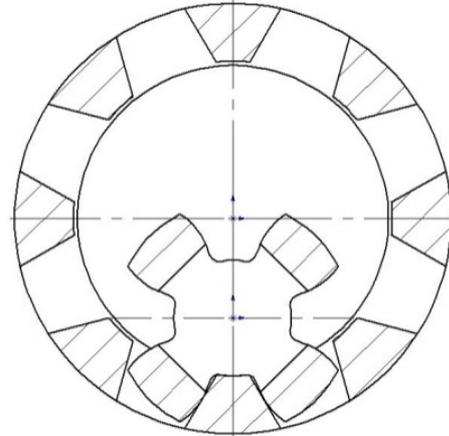


Рис. 4. Синтезированное зацепление шестерни и колеса в среднем сечении

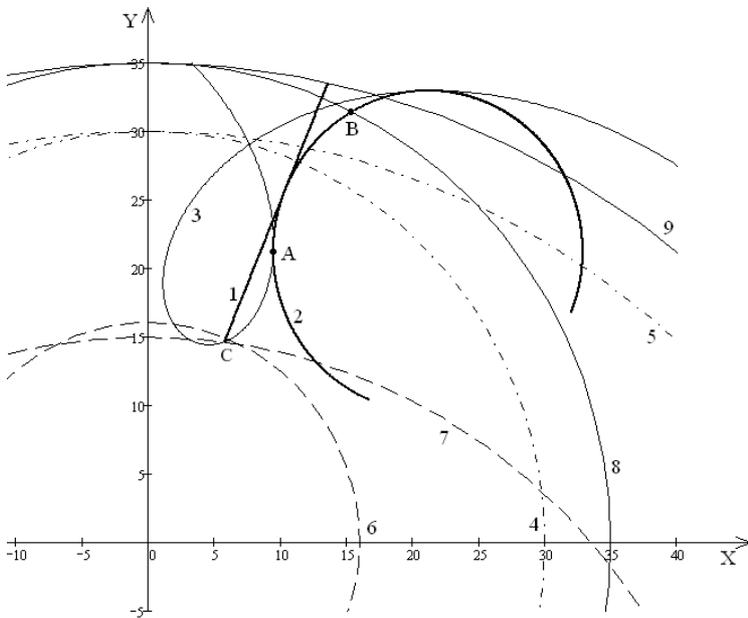


Рис. 3. Траектории в зацеплении: 1 – правый профиль зуба колеса; дуга АВ – левый профиль зуба шестерни; 2 – дуга, огибающая, образующая сопряженный профиль шестерни; 3 – траектория движения вершины профиля зуба колеса при обкате; 4 – делительная окружность для шестерни; 5 – делительная окружность для колеса; 6 – окружность впадин для шестерни; 7 – окружность впадин для колеса; 8 – окружность вершин для шестерни; 9 – окружность вершин для колеса

N. A. Kolbasina, N. V. Merzlikina, V. A. Titov

MODERN APPROACH TO THE FACE TOOTH GEARING AND RAW MATERIALS GRINDING

Shown that the results of previous work on the synthesis of the geometry of face gear drive is incompatible with modern CALS-technologies designing machines.

This mathematical model of transmission, on the basis of which use the capabilities of modern computer packages reviewed synthesis of the geometry of face gear.

Keywords: face tooth gearing wheel, gear, geometry.