

червячных передач с выпукло-вогнутыми витками червяков, шлифуемых шлифовальным кругом, профиль которого очерчен окружностью.

В последние годы стало развиваться новое направление для цилиндрических зубчатых передач – математическое описание связей между геометрией исходного контура инструмента для нарезания зубьев с критериями их работоспособности и разработка дифференциальных уравнений для синтеза геометрии зубьев передач по геометро-кинематическим и комплексным критериям работоспособности с применением зависимостей полиномов, которые позволяют упростить производство и понизить энергоемкость данных передач.

Результаты научных исследований проф. В.П. Шишова обобщены в шести монографиях, более 250 научных работах и 40 авторских свидетельствах и патентах на изобретения. Среди его учеников – два доктора наук, профессора и 17 кандидатов технических наук, доцентов, работающих на различных кафедрах Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля.

К сожалению, из-за внезапной смерти Валентина Павловича еще десятки работ остались незавершенными. В последние годы он совместно с учениками активно исследовал цилиндрические передачи с линейчатым контактом, зубья которых образованы несимметричными исходными контурами (т.н. передачи смешанного зацепления); передачи с колесами, имеющими прямобоочные зубья; арочные передачи с точечным контактом рабочих поверхностей. Были в сфере его интересов и приближенные цилиндрические передачи с заданной функцией передаточного отношения, исследовались цилиндрико-гиперболоидные передачи с локализованным контактом зубьев.

Светлая память о Валентине Павловиче будет вечно жить в сердцах его коллег и учеников, считающих развитие основанных им научных направлений своей приоритетной задачей в науке.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 621.85

С.В. АНДРИЕНКО, аспирант каф. ИКГ ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;

А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";

Р.В. ПРОТАСОВ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ СИНТЕЗА ПРОФИЛЯ ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье рассмотрено построение Бобилье, которое заключается в замене зубчатого механизма эквивалентным шарнирно-рычажным. На его основе предложен способ нахождения рабочего профиля зубьев звездочки цепной передачи. Преимущество этого способа заключается в возможности управлять качественными показателями цепного зацепления на этапе синтеза. Выполнено численное решение задачи синтеза решением дифференциального уравнения, которое описывает профиль зуба звездочки, методом Рунге-Кутты.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, зуб, износ.

Введение. Актуальность задачи. Одной из распространенных причин выхода из строя звездочек цепных передач, характерной для сельскохозяйственного и горного машиностроения и для ведущих колес гусеничной техники [1, 2] является интенсивный абразивный износ. В настоящее время рабочей профилей

зуба звездочки втулочно-роликовой цепи стандартизован по ГОСТ 591-69 [3]. По этому стандарту он описывается дугами окружностей, которые образуют выпуклый профиль на головке зуба и вогнутый во впадине, что не является оптимальным геометро-конструктивным решением с точки зрения износостойкости.

Поэтому разработка новых профилей зубьев звездочек цепных передач и ведущих колес, обеспечивающих уменьшение проскальзывания ролика (или цевки для гусеничного движителя) и, соответственно снижение интенсивности износа, является актуальной научно-практической задачей современного машиностроения.

Постановка задачи. Цепные втулочно-роликовые передачи (также как и цевочные) относятся к передачам зацеплением, особенностью которых является известная заранее форма контактирующей поверхности (круглая) элементов зацепления, принадлежащих одному из тел передачи. Для цевочной передачи это цевочное колесо, а для цепной – это цепь. Особенностью цепной передачи помимо фаз входа и выхода зуба из зацепления является наличие фазы выстоя. Для осуществления правильного зацепления в передаче должно выполняться не только основное уравнение зацепления [4], но и соблюдаться условие плавного пересопряжения зубьев.

Цель исследований – построение профиля боковой поверхности зуба звездочки цепной передачи, обладающей лучшими рабочими характеристиками по сравнению со стандартным, в частности, меньшим износом. Для решения поставленной задачи воспользуемся последними достижениями в области теории зацеплений, в частности, методом синтеза эволютного зацепления на основе построения Бобилье [5, 6].

Построение Бобилье для цепной передачи. Как известно [5, 6], построение Бобилье заключается в замене зубчатого зацепления эквивалентным четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом, исследование которого существенно упрощает задачу синтеза зубчатого зацепления. На рисунке 1 оно приведено в общем виде для двух зубчатых колес наружного зацепления. Центры радиусов кривизны контактирующих в точке P' поверхностей находятся в точках C_1 и C_2 ; P – полюс зацепления.

Касательная к рабочим поверхностям при контакте в полюсе, проведенная до пересечения с лучами из центров вращения O_1 и O_2 , дает положения мгновенного центра скоростей D шатуна C_1C_2 и определяет радиусы кривизны C_1C' и C_2C' контактирующих поверхностей. Для прямозубой передачи положение точки D может быть любым и в каждый момент времени иным. Один из важнейших параметров, позволяющий управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи – коэффициент разновидности k , определяемый по зависимости

$$k = h \sin \alpha,$$

где h – расстояние между полюсом зацепления P и центром вращения шатуна D заменяющего механизма.

Заменим одно из зубчатых колес цевочным и придадим цевке движение, характерное ролику цепи, с учетом фазы выстоя и условия контакта ролика с дном впадины между зубьями в этой фазе.

В этом случае мы получаем построение, приведенное на рисунке 2. На нем показано текущее положение, соответствующее перемещению ролика по профилю зуба до момента начала фазы выстоя. Расстояние KC между точкой контакта K и центром кривизны боковой поверхности C состоит из суммы полюсного расстояния KP и отрезка CP ,

$$KC = KP + CP.$$

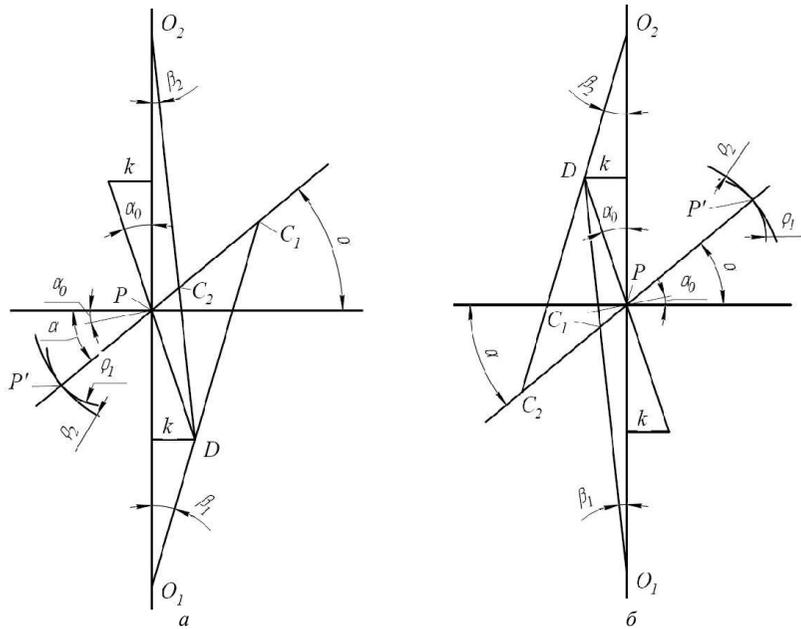


Рисунок 1 – Построение Бобилеве в общем виде:

a – дополнительное зацепление; *b* – полное зацепление;

$|OP_1|=r_1$; $|OP_2|=r_2$; $|KP|=l$; $\rho_1=l+|PC_1|$; $\rho_2=l+|PC_2|$;

P' – текущая точка контакта; *P* – полюс зацепления; *k* – коэффициент разновидности;

α – текущий угол зацепления; β_1, β_2 – углы смещения

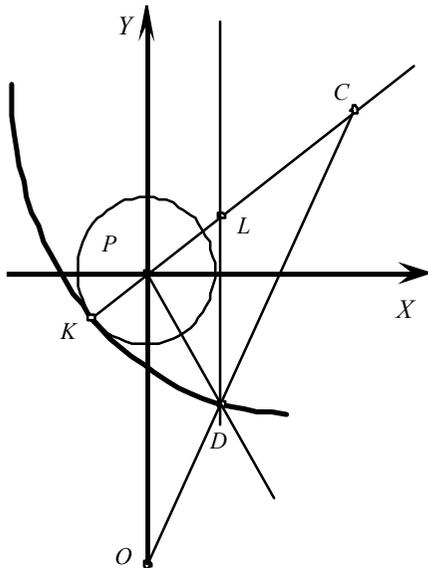


Рисунок 2 – Построение Бобилеве для зацепления зуба звездочки с роликом цепи

Эти величины определяются по зависимостям (подробнее см. [7]):

$$KC = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}; \quad (1)$$

$$KP = \frac{x}{y} \sqrt{1 + y'^2}; \quad (2)$$

$$CP = \frac{r \cdot \sin \beta}{\cos(\alpha + \beta)}, \quad (3)$$

где *x, y* – координаты текущей точки контакта профиля зуба и ролика; *r* – радиус делительной окружности звездочки, α – текущий угол зацепления, β – угол трения в полное зацепления:

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + y'^2}}; \quad \sin \alpha = \frac{y'}{\sqrt{1 + y'^2}};$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{k}{r - k/f}; \quad \sin \beta = \frac{k}{\sqrt{(r - k/f)^2 + k^2}}.$$

Тогда для отрезка *CP* можно записать,

$$CP = \frac{rkf \sqrt{1 + y'^2}}{(rf - k) \left[-y' \frac{k}{\sqrt{(r - k/f) + k^2}} \right]}, \quad (4)$$

где *f* – коэффициент трения скольжения в зацеплении.

После подстановки всех записанных выше выражений и элементарных преобразований получаем обыкновенное дифференциальное уравнение (ОДУ) 2-го порядка

$$\frac{1 + y'^2}{y''} = \frac{x}{y'} + \frac{rkf}{(rf - k)(1 - Ay')}, \quad (5)$$

где

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r - k/f)^2 + k^2}}.$$

Для удобства решения с помощью программных средств запишем ОДУ (5) в форме Коши,

$$y'' = \frac{y' \cdot (1 + y'^2) \cdot (rf - k) \cdot (1 - Ay')}{x(rf - k)(1 - Ay') + y'rkf}. \quad (6)$$

Решение дифференциального уравнения (6). В работах [5, 8] предложено приближенное решение уравнения (6) в виде полинома с помощью программного комплекса Vissim. В качестве начальных условий использовано прохождение кривой, описывающей профиль зуба звездочки, в начальный момент зацепления через полюс зацепления. Преимуществом такого метода решения является получение уравнения профиля зуба звездочки в явном виде, что позволяет достаточно просто профилировать зуборезный инструмент и находить радиус кривизны профиля зуба, необходимы для определения контактных напряжений по формуле Герца. Однако аппроксимация профиля полиномами высокой степени (чаще всего 7-й) часто приводит к погрешностям профиля и неустойчивости решения.

Поэтому представляется целесообразным применить альтернативное решение дифференциального уравнения (6) численными методами. В этом случае мы получаем набор координат точек профиля зуба, что не позволит применить аналитические методы для исследования геометрии и контактной прочности передачи. Однако в наше время все большее распространение получает исследование контактного взаимодействия деталей методом конечных элементов (МКЭ), опираясь на возможности современных САЕ-систем. Для этого необходимо лишь задать координатную сетку соответствующей плотности, зависящей от требуемой точности решения. Аналогично, для профилирования зуборезного инструмента на современных станках с ЧПУ требуются только координаты нарезаемого профиля.

Выполним численное нахождение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи методом Рунге-Кутты четвертого порядка [9], как наиболее распространенного в наше время при решении ОДУ в связи с достаточной точностью и относительной простотой. Решение будем выполнять в системе MathCAD [10] при помощи встроенной функции **Rkadapt**, основанной на методе Рунге-Кутты четвертого порядка с адаптивной подстройкой шага интегрирования по требуемой точности решения,

$Rkadapt(y, x_1, x_2, m, F)$,

яка повертає матрицю рішень методом Рунге-Кутта з перемінним кроком. Тут y – вектор початкових умов розмірності n (n – порядок ОДУ або кількість рівнянь в системі); x_1, x_2 – початок і кінець інтервала інтегрування, на якому шукається рішення; m – кількість точок (не враховуючи початку), в яких шукається рішення; F – вектор, що містить праві частини рівнянь.

Як приклад розглянемо синтез передачі, для якої в роботі [11] було отримано наближене рішення за допомогою програмного комплексу Vissim. За базові параметри при синтезі профіля зуба зірочки були прийняті: кількість зубів $z=20$, коефіцієнт тертя ковзання $f=0,2$; коефіцієнт різновидності $k=-5$. Значення коефіцієнта різновидності k обрано з рекомендацій [7].

На рисунку 3 показані отримані в результаті такого рішення робочі профілі зубів.

Синтезований профіль зуба зірочки дозволяє мати в зацепленні випукло-вогнутий контакт, що знижує контактні напруження. Зростає коефіцієнт перекриття передачі, що призводить до зниження навантаження на зуб. Також зменшується удільне ковзання в зацепленні, що дозволяє знизити знос і збільшити термін служби передачі.

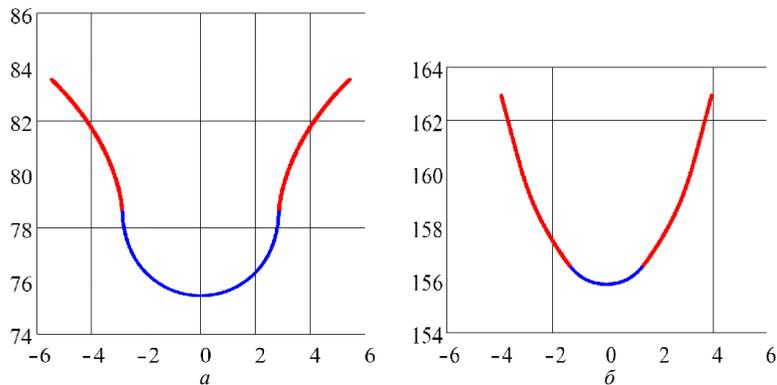


Рисунок 3 – Синтезовані профілі зуба зірочки:

a – з двома випуклими контактами зуба і ролика; b – з випукло-вогнутим контактом

Висновки. Розроблено чисельний метод побудови профіля зуба зірочки ланцюгової передачі на основі побудови Бобильє. Її перевагою є простота отримання рішення і можливість керувати його точністю.

В подальшому планується його застосування в процесі дослідження контактної взаємодії зуба з роликом методом скінченних елементів.

Список літератури: 1. Глуценко І.П. Основи проектування ланцюгових передач з втулково-роликовими ланцюгами. – Львів: Вид-во Львівського університету, 1964. – 226 с. 2. Платонов В.Ф., Лецаєвич Г.Р. Гусеничні та колесні транспортно-тягові машини. – М.: Машинобудування, 1986. – 296 с. 3. ГОСТ 591-69. Зірочки к приводним роликовим і втулковим ланцюгам. Методи розрахунку та побудови профіля зуба і інструмента. Допуски. – М.: Вид-во стандартів, 2001. – 70 с. 4. Литвин Ф.Л. Теорія зубчастих зацеплень. М.: Наука, – 1968. – 584 с. 5. Павлов А.І. Сучасна теорія зубчастих зацеплень. – Харків: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 6. Павлов А.І. Синтез високонавантажених передач на основі лінійчастих зубчастих зацеплень з опукло-вогнутим контактом робочих поверхонь: Автореф. дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство. – Луганськ, 2009. – 42 с. 7. Павлов А.І. Обкатна ланцюгова передача // Труды междунар. конф. "MicroCAD-98". – Харків, 1998. – С.127-129. 8. Павлов А.І., Чайка Э.Г. Исследование приведенного радиуса кривизны в нормальном сечении зацепления с выпукло-вогнутым контактом обкатной косо-

зубой цилиндрической зубчатой передачи с помощью программного комплекса VISSIM // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків, 2002. – Вип.2. – С.108-111. 9. Турчак Л.І., Плотников П.В. Основи чисельних методів. – М.: ФІЗМАТЛІТ, 2002. – 304 с. 10. Дьяконов В.П. Энциклопедия MathCAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832 с. 11. Андриенко С.В., Устиненко А.В. Моделирование профиля зуба зірочки ланцюгової передачі на основі побудови Бобильє // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №40(1013). – С.5-8.

Поступила (received) 12.02.2014

УДК 62-23+519.863

О.В. БОНДАРЕНКО, к.т.н., старший викладач каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ"

ПІДХОДИ ДО ПСЕВДОВИПАДКОВОГО ПОШУКУ ПРИ РАЦІОНАЛЬНОМУ ПРОЕКТУВАННІ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

Розглянута задача проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів. Надана постановка задачі та вказані параметри проектування. Записані критерії та обмеження на параметри проектування. Розроблені методики та алгоритми розв'язання задачі двома підходами. Проведені тестові розрахунки.

Ключові слова: проектування, редуктор, раціональні параметри, алгоритм.

Актуальність задачі. Широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, які використовуються для зміни обертового моменту та частоти обертання, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні редуктори. Більш часто застосовуються двоступінчасті редуктори, які можуть бути виконані як у розгорнутій так і у співвісній компоновках.

Складністю проектування такого типу приводів є розподілення передавальних чисел між ступіннями редуктора, а, як наслідок, обрання відповідних конструктивних параметрів. Також у ході проектування необхідно забезпечити рівномірність зубчастих зацеплень при головній вимозі – поліпшенні масогабаритних характеристик. З точки зору проектування редуктора, зазвичай, виділяють наступні найбільш значущі масогабаритні характеристики: міжосьова відстань (співвісна редуктори) чи сумарна міжосьова відстань, довжина та маса редуктору. Досягнення кращих масогабаритних характеристик майже завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати підходи до проектування, які включають в себе деякі аспекти математичної оптимізації. Більшість задач раціонального проектування є винятковими, тому не кожен з існуючого різноманіття методів може бути використаний для їх розв'язання.

З усього різноманіття методів було обрано псевдовипадковий пошук, що базується на зондуванні простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПТ-послідовності [1]. Але проводити псевдовипадковий пошук можливо декількома шляхами, що, зазвичай, дає різні розв'язання однієї задачі.

Таким чином, розробка підходів псевдовипадкового пошуку, що дають змогу знайти раціональні конструктивні параметри редуктора з мінімальною міжосьовою відстанню, є актуальним.

Конструктивні параметри проектування та критерії проектування. Розглянемо кінематичну схему редуктора (рисунки 1). На ньому прийняті наступні позначення: m_{μ} – відповідні модулі пар зубчастих коліс ($\mu=1,2$); $z_{\mu,k}$ –

© О.В. Бондаренко, 2014