

С.В. АНДРИЕНКО, аспирант каф. ИКГ ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;
А.В. КУЗНЕЦОВА, к.т.н., доцент каф. ПМиКП ДонНТУ, Красноармейск;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., с.н.с., доцент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
Р.В. ПРОТАСОВ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНОСА ЭВОЛЮТНОГО ПРОФИЛЯ ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

При эксплуатации цепных передач в условиях повышенной запыленности, а также для звездочек ведущих колес гусеничной техники на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа рабочих профилей зубьев. Предложено решать эту проблему применением эволютного цепного зацепления, которое может обеспечить снижение скоростей скольжения и контактных давлений. Разработана методика синтеза профиля зуба звездочки на основе построения Бобилье. Определены радиусы кривизны профиля, скорости скольжения и контактные напряжения в цепном зацеплении. Проведено моделирование процесса износа зуба звездочки и разработана методика оценки ресурса цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба.

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

Введение. Актуальность задачи. Общеизвестно, что основной причиной выхода из строя цепных втулочно-роликовых передач является абразивный износ шарниров цепи [1]. Однако во многих случаях на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа рабочих профилей зубьев звездочек. К таким случаям относятся:

- передачи сельскохозяйственного и горного машиностроения, работающие в условиях повышенной запыленности [2];
- передачи со втулочными цепями без роликов, часто применяемые в автомобилестроении с целью экономии массы;
- звездочки ведущих колес гусеничной техники [3] (по своей геометрии и кинематике они аналогичны цепной втулочной передаче).

Поэтому разработка новых профилей зубьев звездочек цепных передач и ведущих колес, обеспечивающих уменьшение проскальзывания ролика (или цевки для гусеничного двигателя) и исследование их износостойкости является актуальной научно-практической задачей современного машиностроения.

Постановка задачи. Одним из перспективных путей решения этой задачи является применение так называемого эволютного зацепления. Это семейство профилей для зубчатых и цепных передач с выпукло-вогнутым контактом, разработанное украинским ученым А.И. Павловым [4] и основанное на построении Бобилье [5]. Построение заключается в замене зубчатого или цепного зацепления четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом. Регулируя геометрические размеры механизма, можно синтезировать зацепления с различными геометро-кинематическими показателями, непосредственно влияющими на износостойкость профиля зуба звездочки. В первую очередь это приведенный радиус кривизны r_H и скорость относительного скольжения λ .

Цель работы – разработка математической модели износа профиля зуба звездочки и методики оценки ресурса цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба. Рассмотрим основные этапы решения этой задачи.

© С.В. Андриенко, А.В. Кузнецова, А.В. Устиненко, Р.В. Протасов, 2015

Отметим, что все выкладки и расчеты будут проводиться для передач с втулочными цепями без роликов, как наиболее подверженных износу зубьев.

1. Синтез эволютного профиля зуба звездочки. Выполнив построение Бобилье для цепного зацепления, мы получаем дифференциальное уравнение второго порядка, которое описывает движение точки контакта между зубом и втулкой цепи [6]:

$$y_0'' = \frac{y_0' (1 + y_0'^2)(r_0 f - k)(1 - A y_0')}{x_0 (r_0 f - k)(1 - A y_0') + y_0' r_0 k f},$$

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r_0 - k/f)^2 + k^2}},$$
(1)

где x_0, y_0 – координаты точек профиля зуба в системе координат, начало которой совпадает с полюсом зацепления P , а ось x_0 является касательной к делительной окружности радиусом r_0 (рисунок 1); f – коэффициент трения скольжения в зацеплении; $k = h \sin \alpha_0$ – так называемый коэффициент разновидности эволютного зацепления [4], являющийся одним из его важнейших параметров: он позволяет управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи (h – расстояние между полюсом зацепления и центром вращения шатуна заменяющего механизма; α_0 – угол зацепления в полюсе).

На рисунке 2 показан образец синтезированного профиля зуба звездочки цепной передачи. Решение уравнения (1) было получено численным методом Рунге-Кутты в системе MathCAD при помощи встроенной функции *Rkadapt* [7, 8]. Профиль построен в системе координат x, y , начало которой совпадает с центром вращения колеса, а ось y совпадает с осью симметрии зуба (рисунок 1), координаты точек профиля рассчитываются по зависимостям

$$\begin{cases} x_{1j} = r \sin \psi + x_{0j} \cos \psi + y_{0j} \sin \psi; \\ y_{1j} = r \cos \psi - x_{0j} \sin \psi + y_{0j} \cos \psi, \end{cases} \quad (2)$$

где ψ – центральный угол, соответствующий половине толщины зуба по дуге делительной окружности; $j=1, 2, \dots, k$; здесь k – задаваемое нами количество расчетных точек профиля.

Для удобства определения скоростей скольжения и радиуса кривизны профиля в точке контакта на основе численного решения выполняется аппроксимация профиля кривой Безье третьего порядка. Подробно алгоритм аппроксимации описан в [7].

2. Определение скоростей скольжения. Скорости перемещения точки контакта по про-

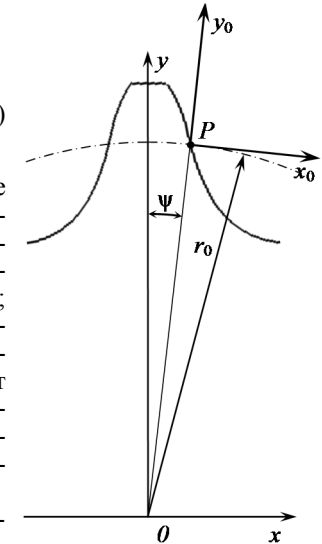


Рисунок 1 – Системы координат, применяемые при синтезе профиля зуба звездочки: P – полюс зацепления; r_0 – радиус делительной окружности

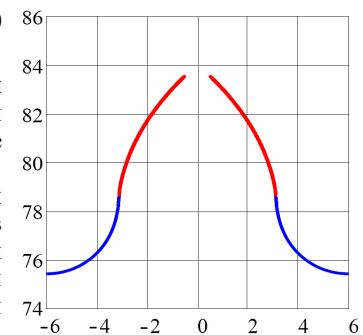


Рисунок 2 – Синтезированный профиль зуба звездочки с параметрами: шаг цепи $t=25,4$ мм, $z=20$, $k=5$

филю зуба и втулки V_{ty1} и V_{ty2} представляют собой скорости качения на соответствующих участках в пределах определенного временного интервала:

$$V_{ty1,j} = \frac{\Delta S_1}{\Delta t}; \quad V_{ty2,j} = \frac{\Delta S_2}{\Delta t},$$

где ΔS_1 , ΔS_2 – путь, пройденный точкой контакта по профилю зуба и втулки в течение временного интервала Δt ; i – номер цикла нагружения (соответствует 1 обороту звездочки).

Физический смысл цикла по i заключается в том, что после каждого цикла нагружения происходит деградация (в нашем случае – износ) профиля и, следовательно, изменение его геометрии, кинематических и прочностных характеристик.

Разность этих скоростей есть абсолютная скорость скольжения контактирующих профилей,

$$V_{cki,j} = V_{ty1,j} - V_{ty2,j}.$$

Для передачи с втулочной цепью без роликов путь скольжения точки контакта по зубу существенно больше, чем по втулке. Поэтому можно принять

$$V_{cki,j} \approx V_{ty1,j}; \quad V_{ty2,j} \approx 0.$$

Тогда значения $V_{cki,j}$ будем находить по следующей зависимости из [9], положив $\omega_1=1\text{с}^{-1}$, $\omega_2=0$,

$$V_{cki,j} = PY(\omega_1 + \omega_2) = \sqrt{x_{li}^2(x_0 = 0) - x_{li,j}^2(x_{0j}) + y_{li}^2(x_0 = 0) - y_{li,j}^2(x_{0j})}. \quad (3)$$

3. Определение контактных напряжений в цепном зацеплении. Выполняется по формуле Г. Герца [10] для первоначального касания упругих тел по линии. Запишем зависимость для расчета контактных напряжений $\sigma_{Hi,j}$, МПа, в j -й точке профиля на i -м цикле нагружения в следующем виде:

$$\sigma_{Hi,j} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{ni,j} E_H}{b_w \rho_{Hi,j}}}, \quad (4)$$

где $\rho_{Hi,j} = (\rho_{1i,j} \cdot \rho_{2i,j}) / (\rho_{2i,j} \pm \rho_{1i,j})$ – приведенный радиус кривизны в точке контакта зуба и втулки, здесь знак "+" при двояковыпуклом контакте, а "-" при выпукло-вогнutom; $E_H = 2(E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости материалов звездочки и втулки; b_w – рабочая ширина зуба звездочки; $F_{ni,j}$ – нормальное усилие в точке контакта,

$$F_{ni,j} = \frac{2T_i}{d_{ij} \cos \alpha_{ij}} = \frac{T_i}{\sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2} \cos \alpha_{ij}}, \quad (5)$$

где T_i – крутящий момент на звездочке, соответствующий i -му циклу нагружения.

Радиус кривизны профиля зуба $\rho_{1i,j}$ определяется по известной формуле дифференциальной геометрии (случай параметрического задания кривой) [11] дифференцированием уравнения кривой Безье,

$$\rho_{1i,j} = \frac{(x'_{li,j}(\lambda_{i,j}) + y'_{li,j}(\lambda_{i,j}))^{3/2}}{y''_{li,j}(\lambda_{i,j}) \cdot x'_{li,j}(\lambda_{i,j}) - x''_{li,j}(\lambda_{i,j}) \cdot y'_{li,j}(\lambda_{i,j})}, \quad (6)$$

где $\lambda_{i,j}$ – текущий параметр кривой Безье, изменяющийся в пределах $0 \leq \lambda_{i,j} \leq 1$ и

соответствующий j -й точке кривой [7].

Радиус кривизны $\rho_2 = 0,5d_g = \text{const}$, где d_g – диаметр втулки цепи.

4. Моделирование процесса износа зуба звездочки. При разработке модели приняты следующие основные допущения [12]:

- все зубья одной звездочки изнашиваются одинаково;
- суммарный износ в контакте двух контактирующих поверхностей пропорционален удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения,
- суммарный износ соприкасающихся тел в контактной точке распределяется между ними прямо пропорционально пути скольжения точки контакта по этим телам и обратно пропорционально твердости контактной поверхности.

Учтем, что твердость поверхности зуба обычно существенно меньше твердости втулки, а путь скольжения точки контакта по зубу существенно больше, чем по втулке. Тогда в первом приближении можно принять следующее распределение общего износа $I_{zi,j}$ профиля зуба ($I_{z1i,j}$) и втулки ($I_{z2i,j}$) в j -й точке профиля за i -й цикл нагружения $I_{zi,j}$.

$$I_{z1i,j} \approx I_{zi,j}; \quad I_{z2i,j} \approx 0.$$

Запишем зависимость для определения износа профиля зуба в j -й точке профиля за i -й цикл нагружения по аналогии с предложенной в [13] для зубчатых передач,

$$I_{zi,j} = i_z \alpha_T \alpha_B P_{zi,j}, \quad (7)$$

где $i_z=0,03\text{мм/Вт}$ – удельная интенсивность изнашивания; α_T – коэффициент вариации удельной интенсивности изнашивания, учитывающий изменение i_z в процессе эксплуатации, определяется экспериментально; α_B – коэффициент, учитывающий влияние мгновенной температуры контакта зубьев; $P_{zi,j}$ – удельная мощность сил трения в контакте при относительном качении со скольжением контактирующих зуба и втулки,

$$P_{zi,j} = f_{tpi,j} \cdot \sigma_{Hi,j} \sqrt{K_d \cdot V_{cki,j}}, \quad (8)$$

K_d – коэффициент динамической нагрузки; $V_{cki,j}$ – скорость скольжения; $f_{tpi,j}$ – коэффициент трения с учетом скольжения и качения, определяется по формуле Ю.Н. Дроздова [14] при учете вышесказанного замечания о соотношении скоростей качения зуба и втулки,

$$f_{tpi,j} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2} \sigma_{Hi,j}^{0,02} \left[10 + \lg \left(\frac{HB \cdot R_{ai}}{E_H \cdot \rho_{Hi,j}} \right) \right]}{\nu^{0,07} \cdot V_{cki,j}^{0,32}} \leq f_{tp\text{max}}. \quad (9)$$

Здесь HB и R_{ai} – твердость по Бринеллю и среднее арифметическое значение шероховатости профиля для менее твердого из контактирующих тел (чаще всего – для зуба); ν – кинематическая вязкость смазки при температуре вступающих в контакт поверхностей; $f_{tp\text{max}}$ – максимальное значение коэффициента трения для данных условий трения, принимаемое на основе экспериментальных данных.

5. Оценка ресурса цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба. После определения величины износа по зависимости (7) определяем координаты точек изношенного профиля $x_{i+1,j}$, $y_{i+1,j}$:

$$\begin{cases} x_{i+1,j} = x_{i,j} - I_{zi,j} \cos(\alpha_{i,j} - \psi_i); \\ y_{i+1,j} = y_{i,j} - I_{zi,j} \sin(\alpha_{i,j} - \psi_i). \end{cases} \quad (10)$$

Далее вычисляем новые значения $\rho_{Hi+1,j}$, $V_{cki+1,j}$ и $\sigma_{Hi+1,j}$, после чего находим значения износа на $i+1$ -м цикле нагружения $I_{zi+1,j}$, координаты точек изношенного профиля $x_{i+2,j}, y_{i+2,j}$ и т.д. Одновременно на каждом цикле вычисляется суммарный износ профиля звездочки в каждой j -й точке и ищется максимальная величина износа по зависимостям

$$I_{z\Sigma j} = \sum_i I_{zi,j}; \quad I_{z \max} = \max_{1 \leq j \leq k} I_{z\Sigma j}. \quad (11)$$

Таким образом, мы получили итерационный процесс, который останавливается при достижении величины критического износа $I_{z \text{кр}}$, т.е. при выполнении условия

$$I_{z \max} \geq I_{z \text{кр}}. \quad (12)$$

Тогда ресурс цепной передачи по критерию износа профиля звездочки, L_h , час,

$$L_h = \frac{N_u}{60 \cdot n}; \quad (13)$$

где N_u – количество циклов нагружения до достижения величины критического износа $I_{z \text{кр}}$; n – частота вращения звездочки.

Выводы:

1. Разработана методика, позволяющая выполнить моделирование процесса износа эволютного зуба звездочки цепной втулочно-роликотной передачи и оценить ее ресурс по критерию износостойкости профиля зуба.

2. Методика является достаточно универсальной и может быть применена (за исключением этапа синтеза эволютного профиля) для исследования износа зубьев цепных втулочно-роликотных передач с любым стандартным и нестандартным профилем.

Список литературы: 1. Глуценко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликотными цепями. – Львов: Изд. Львовского ун-та, 1964. – 226с. 2. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462с. 3. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М.: Машиностроение, 1986. – 296с. 4. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 5. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с. 6. Андриенко С.В., Павлов А.И., Устиненко А.В. Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобиле // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – №40(1013). – С.5-8. 7. Андриенко С.В., Устиненко А.В., Воронцов Б.С. Численное моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи // Механіка та машинобудування. – 2014. – №1. – С.11-17. 8. Дьяконов В.П. Энциклопедия MathCAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832с. 9. Протасов Р.В., Устиненко А.В., Кротенко Г.А., Сериков В.И. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №36. – С.127-131. 10. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 11. Смирнов В.И. Курс высшей математики: В пяти томах. – Т.1. – М.: Наука, 1974. – 479с. 12. Кузнецова А.В. Підвищення ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями вибором раціональних параметрів зацеплення: Автореф. дис. . . канд.техн.наук: 05.02.02. – Харків, 2014. – 22с. 13. Оніщенко В.П., Кузнецова А.В. Вплив зносу двоопукло-ввігнутих зубців конічних передач на параметри зацеплення // Машинознавство: Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. – Львів, 2011. – №11-12(173-174). – С.15-20. 14. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: [справочник] / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.

Bibliography (transliterated): 1. *Glushchenko I.P.* Osnovy proektirovaniya cepnyh peredach s vtulochno-rolikovymi cepyami. – Lvov: Izd. Lvovskogo un-ta, 1964. – 226p. 2. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya / Pod red. M.N. Erokhina.* – Moscow: KolosS, 2005. – 462p. 3. *Platonov V.F., Leishvili G.R.* Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye mashiny. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 296p. 4. *Pavlov A.I.* Sovremennaya teoriya zubchatykh zachepleni. – Khar'kov: HNADU, 2005. – 100p. 5. *Litvin F.L.* Teoriya zubchatykh zachepleni. Moscow: Nauka. – 1968. – 584p. 6. *Andrienko S.V., Pavlov A.I., Ustinenko A.V.* Modelirovanie profilya zuba zvezdochki cepnoj peredachi na osnove postroeniya Bobile // Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Seriya "Problemy mehanichnogo pryvodu". – Khar'kov: NTU "KhPI", 2013. – No40 (1013). – P.5-8. 7. *Andrienko S.V., Ustinenko A.V., Voroncov B.S.* Chislennoe modelirovanie profilya zuba zvezdochki cepnoj peredachi // Mehanika ta mashynobuduvannya. – Khar'kov: NTU "KhPI", 2014. – No1. – P.11-17. 8. *Dyakonov V.P.* Enciklopediya MathCAD 2001i, 11. Biblioteka professionala. – Moscow: Solon-Press, 2004. – 832p. 9. *Protasov R.V., Ustinenko A.V., Krotenko G.A., Serikov V.I.* Issledovanie skorosti skol'zheniya profilej zub'ev v evolyutnykh peredachah // Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Ser. "Problemy mehanichnogo pryvodu". – Khar'kov: NTU "KhPI", 2012. – No36. – P.127-131. 10. *Koval'skij B.S.* Raschet detalej na mestnoe szhatie. – Khar'kov: Izd. HVVKIU, 1967. – 156p. 11. *Smirnov V.I.* Kurs vysshej matematiki: V pyati tomah. – Vol.1. – Moscow: Nauka, 1974. – 479p. 12. *Kuznetsova A.V.* Pidvyshhennya resursu konichnykh peredach z dvoopuklo-vvignutymi zubcyamy vyborom racionalnykh parametrov zacheplennya: Avto-ref. dys. . . kand.tehn.nauk: 05.02.02. – Khar'kov, 2014. – 22p. 13. *Onishchenko V.P., Kuznetsova A.V.* Vplyv znosu dvoopuklo-vvignutych zubciv konichnykh peredach na parametry zacheplennya // Mashynoznavstvo: Vseukrains'kij shhomislyachnyj naukovo-technichnyj i vyrobnychnyj zhurnal. – Lviv, 2011. – No11-12(173-174). – P.15-20. 14. *Drozdo Yu.N.* Trenie i iznos v ekstremal'nykh uslov'yah: [spravochnik] / Yu.N. Drozdov, V.G. Pavlov, V.N. Puchkov. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 224p.

Почмунна (received) 12.04.2015

УДК 621.833

МИРОСЛАВ БОШАНСКИ, PhD., профессор института транспорта и проектирования машиностроительного факультета Словацкого технического университета, Братислава, Словакия;
РАДОСЛАВ ОРОКОЦКИ, PhD., Dytron, Словакия;
РАСТИСЛАВ ЯНЧЕК, IWE, Словакия

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ AUTOCAD ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НОВЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Современное машиностроение предъявляет высокие требования к деталям машин, которые часто являются противоречивыми. Поэтому задача поиска оптимальных параметров детали является очень сложной. Все это в полной мере относится и к зубчатым передачам. Перспективным является зацепление с выпукло-вогнутым контактом зубьев (ВВК). Данный тип зацепления описывается сложными функциональными зависимостями. Существующие программные продукты верхнего уровня (CATIA, Pro/ENGINEER, ANSYS) позволяют провести полный цикл синтеза и анализа зубчатых передач. Однако продукты нижнего уровня (AutoCAD) с расширением на языке программирования AutoLISP также позволяют синтезировать профиль зуба и провести геометрический анализ. В статье рассмотрена реализация геометрического синтеза и анализа зубчатых передач с ВВК в среде AutoCAD с расширением на AutoLISP. Данная программная реализация позволяет создавать зубчатые колеса в 2D и 3D, редактировать синтезированный профиль и выводить контрольные размеры зубчатых колес.

Ключевые слова: AutoCAD, AutoLISP, CATIA, выпукло-вогнутый контакт (ВВК), модификация ВВК зацепления.

Введение. Настоящий вклад является частью проектов VEGA 1/0277/12, VEGA 1/0227/15, направленных на изучение влияния отдельных геометрических, структурных и материальных параметров зубчатых передач для достижения оптимальной прочности и их трибологических характеристик.

В настоящее время использование компьютеров является составной частью проектирования и разработки деталей машин. Увеличение высокопроизводительной вычислительной техники открывает новый путь развития слож-