

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

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-роликовой 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-роликовых передач с любым стандартным и нестандартным профилем.

Список литературы: 1. Глуценко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми 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-угнутих 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-rolkovymi cepyami. – L'vov: 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: Mashinostroyeniye, 1986. – 296p. 4. Pavlov A.I. Sovremennaya teoriya zubchatykh zachepleni. – Kharkov: HNADU, 2005. – 100p. 5. Litvin F.L. Teoriya zubchatykh zachepleni. Moscow: Nauka. – 1968. – 584p. 6. Andrienko S.V., Pavlov A.I., Ustinenko A.V. Modelirovaniye profilya zuba zvezdochki cepnoj peredachi na osnove postroyeniya Bobile // Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Seriya "Problemy mekhanichnogo pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. – No40 (1013). – P.5-8. 7. Andrienko S.V., Ustinenko A.V., Voroncov B.S. Chislennoe modelirovaniye profilya zuba zvezdochki cepnoj peredachi // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: 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. Issledovaniye skorosti skol'zheniya profil'ey zub'ev v evolyutnykh peredachah // Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Ser. "Problemy mekhanichnogo pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No36. – P.127-131. 10. Koval'skiy B.S. Raschet detaley na mestnoe szhatie. – Kharkov: Izd. HVVKIU, 1967. – 156p. 11. Smirnov V.I. Kurs vysshey matematiki: V pyati tomah. – Vol.1. – Moscow: Nauka, 1974. – 479p. 12. Kuznetsova A.V. Pidvyshchennya resursu konichnykh peredach z dvoopuklo-vvignutymy zubcyamy vyborom racional'nykh parametrov zacheplennya: Avtoref. dys. ... kand.tehn.nauk: 05.02.02. – Kharkiv, 2014. – 22p. 13. Onishchenko V.P., Kuznetsova A.V. Vplyv znosu dvoopuklo-vvignutych zubciv konichnykh peredach na parametry zacheplennya // Mashynoznavstvo: Vseukrains'kyj shhomislyachnyj naukovo-tehnichnyj i vyrobnychyj zhurnal. – L'viv, 2011. – No11-12(173-174). – P.15-20. 14. Drozdov Yu.N. Trenie i iznos v ekstremal'nykh usloviyakh: [spravochnik] / Yu.N. Drozdov, V.G. Pavlov, V.N. Puchkov. – Moscow: Mashinostroyeniye, 1986. – 224p.

Посмунла (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-

ных программных продуктов, которые помогают в развитии техники, например, в синтезе и анализе боковых поверхностей зубьев. Такие программы позволяют управлять геометрией боковой поверхности зуба на этапе ее синтеза, получая заданные характеристики передачи и моделировать ее работу, анализируя прочность и несущую способность. Также есть возможность создать программный код для полуавтоматических и автоматических станков с числовым программным управлением (ЧПУ). К таким программам можно отнести CATIA, Pro/ENGINEER, Abaqus, Adams, ANSYS, LS-DYNA, Nastran и другие. Однако необходимо отметить, что старые и более простые программы так же могут с успехом применяться для проектирования деталей машин, хотя и не в такой степени, как указано выше. Одной из таких коммерчески доступных систем автоматизированного проектирования (САПР) нижнего уровня является AutoCAD. В настоящее время эта программа используется в основном для создания чертежей. В статье описана возможность использования AutoCAD и программной надстройки для него на языке программирования AutoLISP для синтеза геометрии бокового профиля зубьев с выпукло-вогнутым контактом (ВБК).

Материалы и методы. Из теории плоской зубчатой передачи известно, что боковым профилем зуба может быть не только эвольвента, но и любая кривая, в том числе и обеспечивающая ВБК зубьев. Метод синтеза эвольвенты достаточно прост – обкатывание прямой линии по окружности. Однако синтез бокового профиля зуба с ВБК более сложный и такая кривая не может быть получена с помощью простых функциональных зависимостей. В этом случае боковой профиль зуба можно построить на основе более сложных функциональных расчетов, определенных в теории зацепления с ВБК [1]. Из этих зависимостей можно получить значения координат точек профилей зубьев шестерни и колеса, которые затем передаются в графический редактор для их построения. В данном случае, программная надстройка, написанная на языке программирования AutoLISP, позволяет как произвести расчеты параметров передачи, так и построить профиль зуба с ВБК. Кроме того, можно дополнить предложенную программу расчетом профиля режущего инструмента и построением линии зацепления. После запуска программы необходимо ввести исходные параметры (модуль, число зубьев, угол зацепления и т.д.) и в рабочем окне программы сразу появляется заданный профиль боковой поверхности зуба с дополнительными объектами. Впоследствии этот профиль можно редактировать. Также есть возможность получить 3D-модель шестерни и колеса.

Проектирование ВБК передач. Опишем вариант создания профиля зуба с ВБК с помощью AutoCAD и AutoLISP. В качестве исходных данных для прямозубой шестерни используется радиус линии зацепления 10, модуль шестерни 4,5, число зубьев 17 и угол наклона линии зацепления 20 градусов. Для вычисления координат точек профиля используются существующие отношения теории зацепления с ВБК [1].

$$\begin{aligned} x &= \mp 2r_{k_{h,d}} \sin(\alpha - \alpha_C) \cos[\alpha + \varphi_r(\alpha)] + r_1 \sin \varphi_r(\alpha); \\ y &= \mp 2r_{k_{h,d}} \sin(\alpha - \alpha_C) \sin[\alpha + \varphi_r(\alpha)] + r_1 \cos \varphi_r(\alpha). \end{aligned} \quad (1)$$

Часть программы показана на рисунке 1. Как уже было сказано, подставляя уравнения (1) для вычисления линии зацепления и профиля инструмента в

```
(SETQ ALFAC (STR ALFACST)) ;PREMENA STUPNOV NA RADIANY
(SETQ MAXALFA (STR MAXALFAST)) ;PREMENA STUPNOV NA RADIANY
(SETQ ALFAST ALFACST) ;NASTAVENIE ALFY V STUPNOCH NA POC.HODNOTU
(SETQ RXY 0)
(SETQ PT2 NIL) ;BOD PT2 PRAZDNY
(SETQ PT4 NIL) ;BOD PT4 PRAZDNY

(WHILE (<= RXY RAL) ;PODMIENKA CYKLU
  (SETQ ALFA (STR ALFAST)) ;PREMENA STUPNOV NA RAD.
  (SETQ E (- ALFA ALFAC))
  (SETQ D (SIN E))
  (SETQ G (/ (COS ALFAC) (COS ALFA)))
  (SETQ H (LOG G))
  (SETQ RALFA (* 2.0 RKH D))
  (SETQ F (/ (* 2.0 RKH) R1))
  (SETQ I (* E (COS ALFAC)))
  (SETQ J (* H (SIN ALFAC)))
  (SETQ FIR (* F (+ I J)))
  (SETQ L (+ ALFA FIR))
  (SETQ N (* R1 (SIN FIR)))
  (SETQ P (* R1 (COS FIR)))
  (SETQ XK (+ N (* -1 RALFA (COS L)) XB)) ; S BOCNOU VOLOU
  (SETQ YK (+ P (* RALFA (SIN L)))) ;+-
  (SETQ XT (* -1 RALFA (COS ALFA))) ;X SURADNICA ZAB. CIARY
  (SETQ YT (+ R1 (* RALFA (SIN ALFA)))) ;Y SURADNICA ZAB. CIARY
```

Рисунок 1 – Часть программы листинга AutoLISP

программу, получаем графическое отображение всех элементов для их дальнейшего анализа.

После построения профиля зуба или зацепления пары зубьев их можно редактировать. Одна из возможностей – создание контрольных размеров шестерни, таких как измерение через ролики. В то время как для эвольвентных передач данное значение легко определить, для передачи с ВБК это сложный процесс расчета и поэтому для их вычисления необходимо использовать специальную программу. Получаем в результате расчета такие данные: линия зацепления, профиль режущего инструмента и фактические размеры колеса с контрольным размером.

Модификация зацепления с ВБК. У зацепления с ВБК более сложная форма зубьев [1] по сравнению с эвольвентным, кроме того, при проектировании зацепления всегда необходимо контролировать условия выпукло-вогнутости зацепления [1],

для шестерни:

$$\begin{aligned} &\text{радиус кривизны ножики зуба} \\ &\rho_{1b} < 0; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} &\text{радиус кривизны головки зуба} \\ &\rho_{1a} > 0, \end{aligned} \quad (3)$$

а также для колеса 2:

радиус кривизны ножки зуба

$$\rho_{2a} < 0; \quad (4)$$

радиус кривизны головки зуба

$$\rho_{2b} > 0. \quad (5)$$

При изготовлении зубчатой передачи с ВВК при помощи реечного инструмента могут возникнуть неточности, которые впоследствии отразятся на работе зубчатой пары. Решить эту проблему можно при помощи графического редактора, предназначенного для изменения профиля зуба. Одной из возможностей является замена части синтезированной кривой дугой окружности, которая формирует профиль режущего инструмента, что значительно упрощает изготовление и точность передачи с ВВК. На рисунке 2 показан результат изменения профиля.

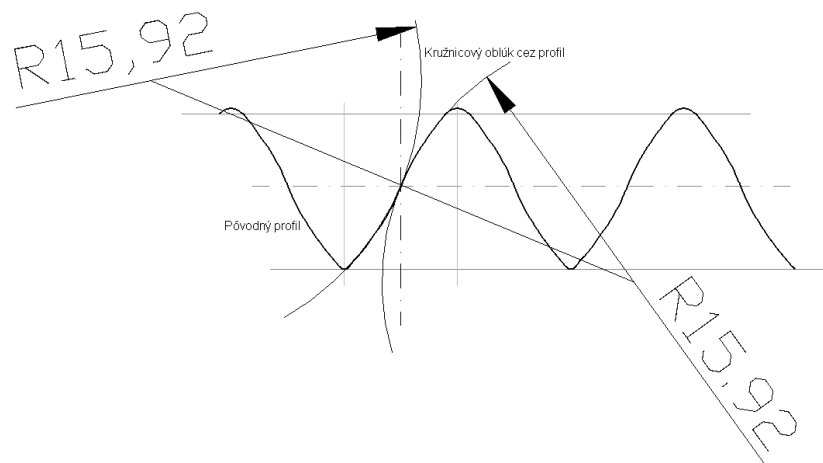


Рисунок 2 – Результат изменения профиля

Выводы. Данная работа показывает, что более простые и доступные программные продукты позволяют проектировать сложные детали машин, в том числе зубчатые колеса. Используя язык программирования, можно расширить возможности САПР и повысить эффективность работы. В случае с САПР верхнего уровня CATIA, подходящим является язык программирования Visual Basic, который более доступен, чем LISP. Однако стоит заметить, что AutoCAD является одной из самых старых САПР. При правильной формулировке предложенных вариантов можно получить необходимый результат. Как показано в данном случае, было удобно использовать AutoCAD, потому что его простота экономит время. Таким образом, необходимо хорошо знать возможности большинства САПР и для решения поставленной задачи выбрать наиболее подходящий из них.

Список литературы 1. Benda I., Rusnák J., Kadnár M., Šumichrast J.: Comparison of measurement methodology possibilities for bio-decomposable oils tests. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, p.9-12. ISBN 80-8069-701-9. 2. Bošanský M.: Voľba geometrických parametrov konvexno-konkávneho ozubenja z hľadiska povrchového poškodenia boku zuba. Habilitačná práca. STU Bratislava, 1999. 3. Bošanský M., Vereš M., Kožuch I., Oročký R.: Modifikácia tvaru zuba konvexno-konkávneho ozubenja z hľadiska možnosti jeho výroby. Zborník referátov z XLIII. medzinárodnej vedeckej konferencie Katedier častí a mechanizmov strojov, s.76-79, TU Zvolen, 2002. 4. Bošanský M., Vereš M.: Korigovanie evolventného ozubenja, Vydavateľstvo STU Bratislava, 2001, s.126, ISBN 80-227-1602-2. 5. Bošanský M., Vereš M., Tökölly P., Vanya A.: Neštandardné ozubené prevody, Vydavateľstvo STU Bratislava 2012, 11590p., ISBN 978-80-227-3713-5. 6. Čepel J., Šiposs A.: Obálka n-parametrickej sústavy plôch v priestore. Aplikace matematiky, 1967, č.3. 7. Kadnár M., Rusnák J.: Ecological oils applied in sliding journals. Monograph. Faculty of Engineering, Slovak University of Agriculture in Nitra, 2008, 87p. ISBN 978-80-8069-998-7. 8. Kožuch I.: Odvalňovacie frézovanie ako možnosť výroby konvexno-konkávneho ozubenja. Zborník referátov z XLIII. medzinárodnej vedeckej konferencie Katedier častí a mechanizmov strojov, s.91-94, TU Zvolen, 2002. 9. Nemčeková M.: Príspevok k odhadu životnosti ozubených prevodov pri premenlivom prevádzkovom zaťažení. Dizertačná práca na získanie akademicko-vedeckého titulu "doktor" 1996, Strojnícka fakulta STU Bratislava. 10. Nemčeková M., Bošanský M., Vereš M.: Metodika vyhodnocovania poškodenia ozubených kolies pittingom, In.: Zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004, Nitra 2005, s.80-83. 11. Šumichrast J., Rusnák J., Benda I., Kadnár M.: Bio-decomposable oils and their usage. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, pp.136-140. ISBN 80-8069-701-9. 12. Tökölly P.: Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hľadiska odolnosti voči opotrebeniu, Dizertačná práca, Slovenská technická univerzita v Bratislave – Strojnícka fakulta, 2009, 92s., Bratislava, 2009. 13. Tökölly P., Bošanský M., Vanya A.: The effect of gear geometry on the thickness of tooth face hardened layer. Visnik Nacional'nogo Techničnogo Universitetu No. 27. s.10-19. ISSN 2079-0791. 14. Vereš M., Bošanský M.: Teória rovinného ozubenja, Vydavateľstvo STU Bratislava, 1999, ISBN 80-227-1226-4. 15. Vereš M., Bošanský M., Gaduš J.: Theory of Convex-Concave and Plane Cylindrical Gearing, Vydavateľstvo STU Bratislava 2006, 180p., ISBN 80-227-2451-3.

Поступила (received) 14.04.2015

УДК 621.833

Б.В. ВИНОГРАДОВ, д.т.н., профессор каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ, Днепропетровск;
Д.А. ФЕДИН, к.т.н., доцент каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Проведен анализ возможных причин неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий в открытых зубчатых передачах крупногабаритных мельниц. Показано, что в открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин всегда имеет место неприрабатываемая составляющая погрешности зацепления. Методом конечных элементов исследовано напряженно-деформированное состояние самоустанавливающейся шестерни. Показано, что в отличие от стандартных инженерных методик метод конечных элементов позволяет получить данные для расчета на прочность.

Ключевые слова: открытая зубчатая передача, метод конечных элементов, расчет на прочность, самоустанавливающаяся шестерня.

Введение. Снижение затрат на измельчение минерального сырья идет по пути создания крупногабаритных мельниц и увеличения их единичной мощности. Так компания MetsoMinerals (США) в 1996 году изготовила самую большую в мире мельницу самоизмельчения с барабаном диаметром 12,2м и двигателем, установленным непосредственно на барабане, мощностью 20тыс.кВт, а в 2001 году – шаровую мельницу диаметром 7,93м и мощностью двигателя 15500кВт. В большинстве случаев привод мельниц оснащен открытой зубчатой передачей мощностью до 7090кВт и выше[1].

© Б.В. Виноградов, Д.А. Федин, 2015