

УДК 621.85

## МЕТОДИКА АНАЛИЗА И ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО КРИТЕРИЮ ИЗНОСА ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ С ЭВОЛЮТНЫМ ПРОФИЛЕМ

**С.В. Андриенко, преподаватель, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, А.В. Устиненко, проф., с.н.с., к.т.н., Р.В. Протасов, ст. преп., Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»**

*Аннотация.* Разработана методика синтеза профиля зуба звездочки на основе построения Бобилье. Определены радиусы кривизны профиля, скорости скольжения и контактные напряжения. Проведено моделирование процесса износа зуба и разработана методика оценки ресурса цепной передачи по критерию его износостойкости.

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

## МЕТОДИКА АНАЛІЗУ ТА ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗА КРИТЕРІЄМ ЗНОСУ ЗУБЦЯ ЗІРОЧКИ З ЕВОЛЮТНИМ ПРОФІЛЕМ

**С.В. Андрієнко, викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, О.В. Устиненко, проф., с.н.с. к.т.н., Р.В. Протасов, ст. викл., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»**

*Анотація.* Розроблено методику синтезу профілю зубця зірочки на основі побудови Бобільє. Визначено радіуси кривизни профілю, швидкості ковзання та контактні напруження. Проведено моделювання процесу зношування зубця та розроблено методику оцінки ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості.

*Ключові слова:* ланцюгова передача, зірочка, зубець, еволютний профіль, знос.

## METHODS OF ANALYSIS AND INCREASE OF THE CHAIN DRIVE RESOURCE BY THE CRITERION OF SPROCKET TOOTH WEAR WITH EVOLUTE PROFILE

**S. Andrienko, Instr., Kharkiv National Automobile and Highway University, A. Ustinenko, Prof., Sr. Researcher, Ph. D. ( Eng.), R. Protasov, Asst. Prof., National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»**

*Abstract.* A method for synthesis of the sprocket tooth profile based on Bobillier constructing is developed. The radii of profile curvature, sliding velocities, as well as the contact stress are determined. Modeling of the sprocket tooth wear is carried out, and a method of the chain drive resource evaluation according to the criterion of wear resistance is developed.

*Key words:* chain drive, sprocket, tooth, evolute profile, wear.

### Введение

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:

1. Передачи со втулочными цепями без роликов, часто применяемые в автомобилестроении с целью экономии массы.

2. Звездочки ведущих колес гусеничной техники [2] (по своей геометрии и кинематике аналогичны цепной втулочной передаче).

3. Также ускоренный износ звездочек часто встречается в передачах сельскохозяйственного и горного машиностроения, работающих в условиях повышенной запыленности [3], однако для них он обычно не является лимитирующим фактором нагрузочной способности.

Поэтому разработка новых профилей зубьев звездочек и ведущих колес, обеспечивающих уменьшение проскальзывания втулки (или цевки для гусеничного движителя), и исследование их износостойкости является актуальной научно-практической задачей современного машиностроения, поскольку ее решение обеспечивает повышение несущей способности и долговечности цепных передач и гусеничного движителя.

#### Анализ публикаций

Как известно, интенсивность износа зубьев зависит не только от смазки, шероховатости поверхностей и скорости их относительного проскальзывания  $\lambda$ , но и от уровня контактных напряжений в зацеплении [4], который можно снизить увеличением приведенного радиуса кривизны профилей  $\rho_H$ . Основным способ увеличения  $\rho_H$  без роста габаритов передачи заключается в применении зацепления с выпукло-вогнутым контактом [5, 6]. 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 [5] и основанное на построении Бобилье [7]. Данное 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 контактную прочность и износостойкость.

#### Цель и постановка задачи

Целью работы является разработка комплексной методики анализа и повышения ресурса цепной передачи по критерию изно-

са профиля зуба звездочки с эволютным профилем. Для достижения этой цели необходимо решить следующие частные задачи:

1. Выполнить синтез геометрии цепного зацепления на основе построения Бобилье.
2. Определить геометро-кинематические характеристики цепного зацепления, влияющие на его прочность и износостойкость.
3. Определить контактные напряжения в цепном зацеплении.
4. Провести моделирование процесса износа зуба звездочки.
5. Оценить ресурс цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба.
6. Выявить влияние геометрических параметров эволютного зуба на его износ и определить их рациональные значения, обеспечивающие повышение износостойкости.

Для большей наглядности сведем все вышеперечисленные задачи в единую методику, алгоритм которой изображен на рис. 1. Она является универсальной – может быть применена для синтеза и анализа цепного зацепления с любым профилем зуба звездочки.

Далее подробно рассмотрим основные этапы предложенной методики. Отметим, что все выкладки и расчеты будем выполнять для передач со втулочными цепями без роликов как наиболее подверженных износу зубьев.

#### Математическое моделирование эволютного профиля зуба звездочки

На основе построения Бобилье для цепного зацепления в работах [8, 9] получено следующее обыкновенное дифференциальное уравнение (ОДУ) 2-го порядка, описывающее профиль эволютного зуба, который зацепляется с цевкой или втулкой

$$\frac{1 + y_0'^2}{y_0''} = \frac{x_0}{y_0'} + \frac{r_0 kf}{(r_0 f - k)(1 - Ay_0')}, \quad (1)$$

где  $x_0, y_0$  – координаты точек профиля зуба звездочки в системе координат, центр которой совпадает с полюсом зацепления  $P$ , а ось  $x_0$  является касательной к делительной

окружности радиусом  $r_0$  (рис. 2);  $f$  – коэффициент трения скольжения в зацеплении;  $k = h \sin \alpha_0$  – так называемый коэффициент разновидности эволютного зацепления [5] (один из важнейших параметров, позволяю-

щий управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи, здесь  $h$  – расстояние между полюсом зацепления и центром вращения шатуна заменяющего механизма;  $\alpha_0$  – угол зацепления в полюсе);

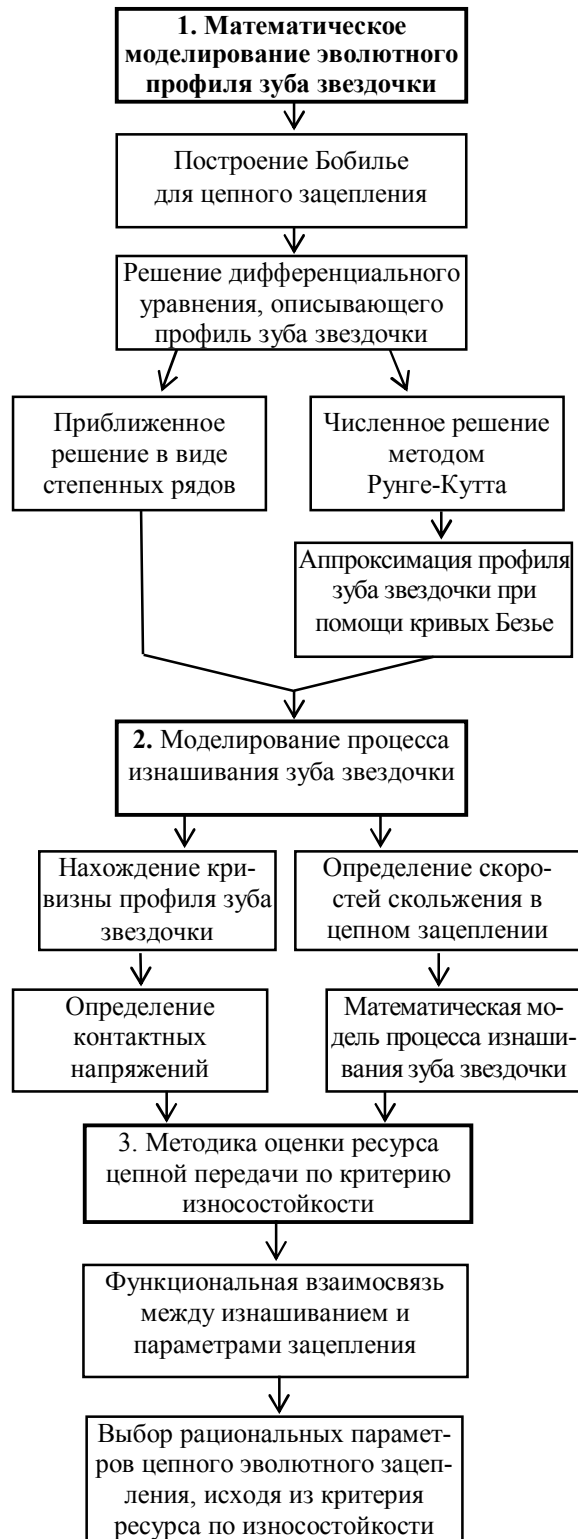


Рис. 1. Алгоритм методики анализа и повышения несущей способности цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба

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

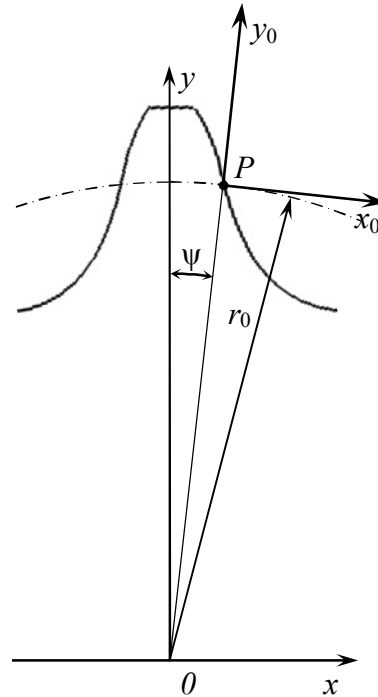


Рис. 2. Системы координат, применяемые при синтезе профиля зуба звездочки:  $P$  – полюс зацепления;  $r_0$  – радиус делительной окружности

Для удобства решения запишем ОДУ (5) в форме Коши

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

и приведем его к системе двух ОДУ 1-го порядка

$$\begin{cases} y_0' = y_1; \\ y_0'' = \frac{y_1(1 + y_1^2)(r_0 f - k)(1 - A y_1)}{x_0(r_0 f - k)(1 - A y_1) + y_1 r_0 k f}. \end{cases} \quad (3)$$

В качестве начальных условий будем использовать прохождение кривой, описывающей профиль зуба звездочки, в начальный момент зацепления через полюс  $P$ . Значения коэффициента разновидности  $k$  выбираются из рекомендаций [10].

Решение ОДУ (1) может быть осуществлено 2 способами. В работах [5, 8, 9] предложено приближенное решение в виде полинома с помощью программного комплекса Vissim. 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, необходимый 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 в работах [10, 11] предложено применить решение дифференциального уравнения (2) численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка как наиболее распространенным в наше время при решении ОДУ в связи с достаточной точностью и относительной простотой. Решение выполняется в системе MathCAD при помощи встроенной функции **Rkadapt**, основанной на методе Рунге-Кутты четвертого порядка с адаптивной подстройкой шага интегрирования по требуемой точности решения,

$$\mathbf{Rkadapt}(y, x_1, x_2, m, \mathbf{F}),$$

которая возвращает матрицу решений методом Рунге-Кутты с переменным шагом. Здесь  $y$  – вектор начальных условий размерности  $n$  ( $n$  – порядок ОДУ или число уравнений в системе);  $x_1, x_2$  – начало и конец интервала интегрирования, на котором ищется решение;  $m$  – число точек (не считая начальной), в которых ищется решение;  $\mathbf{F}$  – символьный вектор, содержащий правые части уравнений.

В качестве примера на рис. 3 показан синтезированный по предложенной методике профиль зуба звездочки со следующими основными параметрами: число зубьев  $z = 20$ ; шаг цепи  $t = 25,4$  мм; коэффициент трения скольжения  $f = 0,2$ ; коэффициент разнovidности  $k = -5$ . Профиль построен в системе координат  $x, y$ , центр которой совпадает с центром вращения колеса, а ось  $y$  – с осью симметрии зуба (рис. 2). Координаты точек профиля рассчитываются по зависимостям

$$\begin{cases} x_{1j} = r_0 \sin \psi + x_{0j} \cos \psi + y_{0j} \sin \psi; \\ y_{1j} = r_0 \cos \psi - x_{0j} \sin \psi + y_{0j} \cos \psi, \end{cases} \quad (4)$$

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

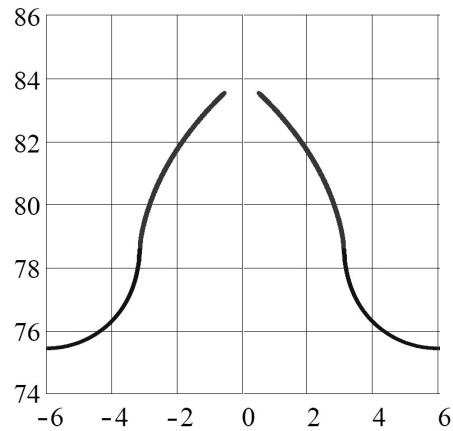


Рис. 3. Профиль синтезированного зуба звездочки цепной передачи с параметрами – шаг цепи  $t = 25,4$  мм,  $z = 20$ ,  $k = -5$

В завершение этого этапа, 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 [11].

### Моделирование процесса изнашивания зуба звездочки

Для начала определим скорости скольжения в цепном зацеплении. Скорости перемещения точки контакта по профилю зуба и втулки  $V_{y1}$  и  $V_{y2}$  представляют собой скорости качения на соответствующих участках в пределах определенного временного интервала:

$$V_{y1i,j} = \frac{\Delta S_1}{\Delta t}; \quad V_{y2i,j} = \frac{\Delta S_2}{\Delta t},$$

где  $\Delta S_1, \Delta S_2$  – путь, пройденный точкой контакта по профилю зуба и втулки в течение временного интервала  $\Delta t$ ;  $i$  – 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

$$V_{cki,j} = V_{ty1i,j} - V_{ty2i,j}.$$

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

$$V_{cki,j} \approx V_{ty1i,j}; \quad V_{ty2i,j} \approx 0.$$

Значения  $V_{cki,j}$  будем находить по следующей зависимости из [12], положив  $\omega_1 = 1 \text{ с}^{-1}$ ,  $\omega_2 = 0$ ,

$$V_{cki,j} = PY(\omega_1 + \omega_2) = \sqrt{x_{1i}^2(x_0=0) - x_{1i,j}^2(x_{0j}) + y_{1i}^2(x_0=0) - y_{1i,j}^2(x_{0j})}. \quad (5)$$

Нахождение радиуса кривизны профиля зуба звездочки  $\rho_{1i,j}$  выполняется по известной формуле дифференциальной геометрии (для случая параметрического задания кривой) [13] дифференцированием уравнения кривой Безье

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

где  $\lambda_{i,j}$  – текущий параметр кривой Безье, изменяющийся в пределах  $0 \leq \lambda_{i,j} \leq 1$  и соответствующий  $j$ -й точке кривой [9].

Также эта задача при необходимости может быть решена на основе численного метода «трех точек» [14].

Определение контактных напряжений в цепном зацеплении выполняется по формуле Г. Герца [6] для первоначального касания упругих тел по линии. Зависимость для расчета контактных напряжений  $\sigma_{Hi,j}$ , МПа, в  $j$ -й точке профиля на  $i$ -м цикле нагружения записывается в следующем виде:

$$\sigma_{Hi,j} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{ni,j} E_H}{b_w \rho_{Hi,j}}}, \quad (7)$$

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

$$F_{ni,j} = \frac{2T_i}{d_{ij} \cos \alpha_{ij}} = \frac{T_i}{\sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2} \cos \alpha_{ij}}, \quad (8)$$

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

Радиус кривизны профиля зуба  $\rho_{1i,j}$  определяется по зависимости (6), а  $\rho_2 = 0,5d_e = \text{const}$ , где  $d_e$  – диаметр втулки цепи.

При необходимости может быть проведено моделирование контактного взаимодействия зуба звездочки с втулкой методом конечных элементов (МКЭ). Подробно его методика и результаты приведены в [15]. На рис. 4–6 показаны конечноэлементная модель пары звездочка-втулка, контактные напряжения в цепной передаче и эквивалентные напряжения по Мизесу.

В процессе разработки математической модели процесса изнашивания зуба звездочки приняты следующие основные допущения [16]:

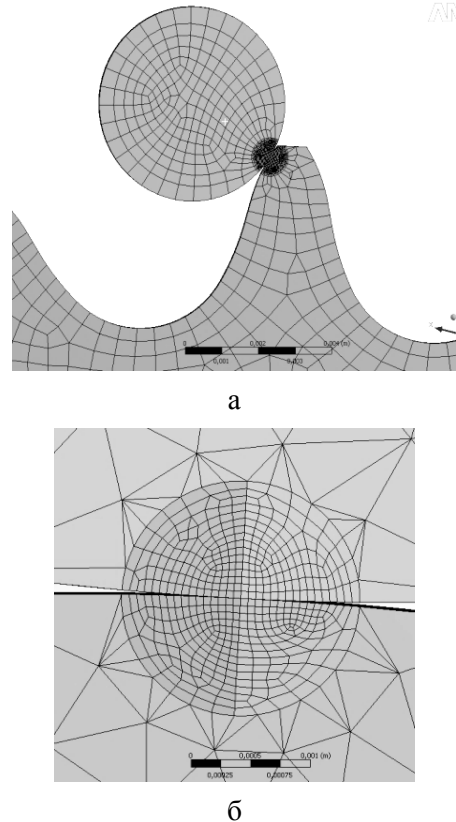


Рис. 4. Конечноэлементная модель: а – пара звездочка-втулка; б – область в зоне контакта

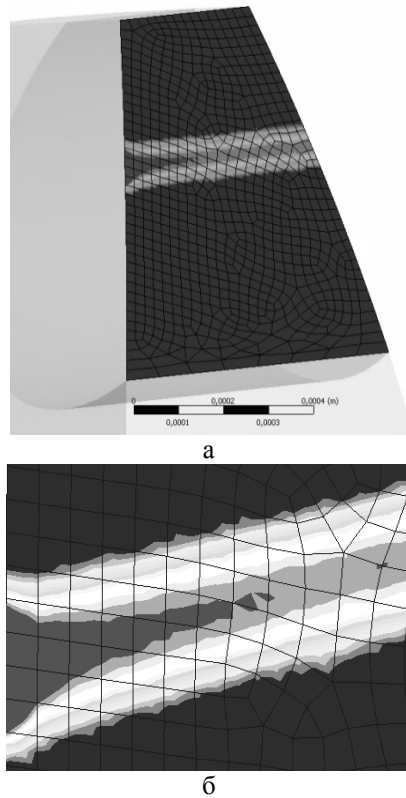


Рис. 5. Контактные напряжения в цепной передаче: а – пятно контакта по половине ширины зуба; б – краевой эффект

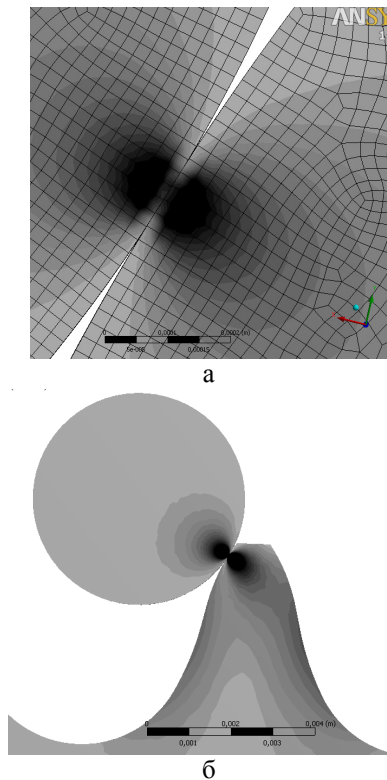


Рис. 6. Эквивалентные напряжения в цепной передаче: а – по Мизесу; б – по Мизесу в глубине зуба

– все зубья одной звездочки изнашиваются одинаково;

– 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;

– суммарный износ в контакте двух контактирующих поверхностей пропорционален удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения.

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  $I_{z,i,j}$  профиля зуба ( $I_{z1,i,j}$ ) и втулки ( $I_{z2,i,j}$ ) в  $j$ -й точке профиля за  $i$ -й цикл нагружения  $I_{z,i,j}$ :

$$I_{z1,i,j} \approx I_{z,i,j}; I_{z2,i,j} \approx 0.$$

Запишем зависимость для определения износа профиля зуба в  $j$ -й точке профиля за  $i$ -й цикл нагружения по аналогии с предложенной в [17] для зубчатых передач

$$I_{z,i,j} = i_z \alpha_T \alpha_B P_{z,i,j}, \quad (9)$$

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

$$P_{z,i,j} = f_{\text{три},j} \cdot \sigma_{H_{i,j}} \sqrt{K_d \cdot V_{\text{ск},j}}, \quad (10)$$

где  $K_d$  – коэффициент динамической нагрузки;  $V_{\text{ск},j}$  – скорость скольжения;  $f_{\text{три},j}$  – коэффициент трения с учетом скольжения и качения, определяем по формуле Ю.Н. Дроздова [4] с учетом вышесказанного замечания о соотношении скоростей качения зуба и втулки.

$$f_{\text{тр},j} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2} \sigma_{H_{i,j}}^{0,02} \left[ 10 + \lg \left( \frac{HB \cdot R_{ai}}{E_H \cdot \rho_{H_{i,j}}} \right) \right]}{v^{0,07} \cdot V_{\text{ски},j}^{0,32}} \leq f_{\text{трmax}} \quad (11)$$

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

### Методика оценки ресурса цепной передачи по критерию износостойкости

После определения величины износа по зависимости (9) определяем координаты точек изношенного профиля  $x_{i+1,j}, y_{i+1,j}$ :

$$\begin{cases} x_{i+1,j} = x_{i,j} - I_{z_{i,j}} \cos(\alpha_{i,j} - \psi_i); \\ y_{i+1,j} = y_{i,j} - I_{z_{i,j}} \sin(\alpha_{i,j} - \psi_i). \end{cases} \quad (12)$$

Далее находим новые значения  $\rho_{H_{i+1,j}}, V_{\text{св}+1,j}$  и  $\sigma_{H_{i+1,j}}$ , после чего определяем значения износа на  $i+1$ -м цикле нагружения  $I_{z_{i+1,j}}$ , 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:

$$I_{z\Sigma j} = \sum_i I_{z_{i,j}}; \quad I_{z\text{max}} = \max_{1 \leq j \leq k} I_{z\Sigma j}. \quad (13)$$

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

$$I_{z\text{max}} \geq I_{\text{зкр}} \quad (14)$$

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

$$L_h = \frac{N_{\text{ц}}}{60 \cdot n}, \quad (15)$$

где  $N_{\text{ц}}$  – количество циклов нагружения до достижения величины критического износа  $I_{\text{зкр}}$ ;  $n$  – частота вращения звездочки.

Функциональная взаимосвязь между изнашиванием и параметрами зацепления (в первую очередь коэффициентом  $k$ , углом зацепления в полюсе  $\alpha_0$ , шагом цепи  $t$  и числом зубьев  $z$ ) устанавливается путем варьирования этих параметров на этапе синтеза эволютного профиля. Последовательно пройдя все этапы алгоритма, мы получаем значение ресурса  $L_h$  по предельному износу профиля для каждого набора геометрических параметров при одинаковых нагрузках, физико-механических свойствах материала и состоянии поверхности зуба. Значения параметров цепного эволютного зацепления, при которых ресурс  $L_h$  максимален, будут рациональными для конкретной передачи.

В дальнейшем планируется обобщить результаты моделирования в виде графиков и справочных таблиц. Они позволят выбирать рациональные параметры цепного эволютного зацепления на этапе его проектирования.

### Выводы

Эволютное зацепление позволяет повысить нагрузочную способность цепных передач по критерию износостойкости.

Разработана методика анализа и повышения ресурса цепной передачи по критерию износа профиля зуба звездочки с эволютным профилем.

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.

Дальнейшее совершенствование предложенной методики позволит выбирать рациональные параметры цепного эволютного зацепления на этапе его проектирования.

### Литература

1. Глушенко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями / И.П. Глушенко. – Львов: Изд. Львовского ун-та, 1964. – 226 с.

2. Платонов В.Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В.Ф. Платонов, Г.Р. Леиашвили. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
  3. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.
  4. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
  5. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений / А.И. Павлов. – Х.: ХНАДУ, 2005. – 100 с.
  6. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие / Б.С. Ковальский. – Х.: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156 с.
  7. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
  8. Павлов А.И. Построение рабочей поверхности зубьев звездочки цепной передачи / А.И. Павлов, С.В. Андриенко // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр. Тем. вып.: Технологии в машиностроении, 2003. – Вып. 8, Т. 3. – С. 43.
  9. Андриенко С.В. Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобилье / С.В. Андриенко, А.И. Павлов, А.В. Устиненко // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. пр. Серия: Проблемы механичного привода. – 2013. – №40(1013). – С. 5–8.
  10. Андриенко С.В. Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи / С.В. Андриенко, А.В. Устиненко, Р.В. Протасов // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. пр. Серия: Проблемы механичного привода. – 2014. – №31(1074). – С. 10–15.
  11. Андриенко С.В. Численное моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи / С.В. Андриенко, А.В. Устиненко, Б.С. Воронцов // Механіка та машинобудування. – 2014. – №1. – С.11–17.
  12. Протасов Р.В. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах / Р.В. Протасов, А.В. Устиненко, Г.А. Кротенко, В.И. Сериков // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. пр. Серия: Проблемы механичного привода. – 2012. – №36. – С. 127–131.
  13. Смирнов В.И. Курс высшей математики: в 5 т. / В.И. Смирнов. – Т.1. – М.: Наука, 1974. – 480 с.
  14. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров: пер. с англ. / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1974. – 832 с.
  15. Протасов Р.В. Анализ контактного взаимодействия в зубчатых и цепных передачах с эволютным профилем методом конечных элементов / Р.В. Протасов, А.В. Устиненко, С.В. Андриенко и др. // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. пр. Серия: Транспортне машинобудування. – 2015. – №43(1152). – С. 69–73.
  16. Кузнецова А.В. Підвищення ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями вибором раціональних параметрів зачеплення: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство» / А.В. Кузнецова. – Харків, 2014. – 22 с.
  17. Оніщенко В.П. Вплив зносу двоопукло-ввігнутих зубців конічних передач на параметри зачеплення / В.П. Оніщенко, А.В. Кузнецова // Машинознавство: Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. – 2011. – № 11–12(173–174). – С. 15–20.
- Рецензент: М.А. Подригало, професор, д.т.н., ХНАДУ.
- Статья поступила в редакцию 15 октября 2015 г.
-