

Онищенко В.П., Голдобин В.А. “Прогнозирование работоспособности зубчатых передач с учетом взаимовлияния формы изношенных зубьев и характеристик контакта” // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля, №9 (115), 2007, с. 165-171.

УДК 621.833:515.2

В.П. Онищенко, В.А. Голдобин

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ ВЗАИМОВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ИЗНОШЕННЫХ ЗУБЬЕВ И ХАРАКТЕРИСТИК КОНТАКТА

Изложена методика прогнозирования долговечности зубчатой прямозубой цилиндрической передачи с определением ожидаемых характеристик ее работоспособности. Методика учитывает влияние нагрузочно-кинематических параметров зацепления на форму изнашиваемого профиля зуба, которая, в свою очередь, влияет на нагрузочно-кинематические параметры зацепления. Рис. 2, Табл. 1, Источн. 8.

Существующие методики расчета зубьев зубчатых колес на износ не обеспечивают необходимой надежности расчетов и поэтому оценка работоспособности зубчатых передач рабочих машин производится только из условий предотвращения поломок зубьев и разрушения контактной поверхности в результате выкрашивания или заедания. Одной из возможных причин низкой надежности расчетов на износ, является то, что параметры контакта, от которых зависит износ зубьев, определяются по исходной (эвольвентной) форме профилей зубьев. В то же время известно, что в результате износа (как правило, неравномерного по высоте зуба) форма профиля становится отличной от эвольвентной [1]. Это неизбежно приводит к изменению нагрузочных (сила, напряжения) и кинематических (угловые скорости, скорости качения и скольжения) параметров контакта, которые, в свою очередь, влияют на скорость изнашивания и, соответственно, изменяется форма профилей зубьев (радиусы кривизны). Таким образом, имеет место непрерывное взаимовлияние формы профиля на параметры контакта и параметров контакта на форму профиля.

Прогнозирование работоспособности зубчатой передачи осуществляется на основе объединения в один комплекс трех моделей – кинематико-геометрической модели зацепления зубчатых колес с изношенными зубьями [2,3,4], динамической модели исследуемой передачи с учетом податливости и инерционности элементов привода [5,9] и модели изнашивания зубьев с синтезом изношенного профиля зуба [8]. Комплекс работает в следующей последовательности: по исходным значениям координат зацепляющихся зубьев определяются нагрузочно-кинематические параметры зацепления за время зацепления одного зуба ведущего зубчатого колеса (модель 1). Полученная информация передается в модель 2, где определяется динамическая нагрузка в контакте зубьев. Затем в модели 3 определяется износ зубьев в соответствующих точках контакта и синтезируются профили изношенных зубьев. После чего процесс повторяется до тех пор, пока значения показателей работоспособности не выйдут за пределы допустимых значений.

Для оценки степени влияния изменения формы профиля на параметры контакта, была разработана теория зацепления зубчатых передач с изношенными зубьями, т.е. с зубьями, имеющими в результате износа произвольный (хотя и близкий к эвольвентному) профиль [модель 1]. В отличие от зацепления неизношенных зубьев, имеющих постоянное значение передаточного числа, профили изношенных зубьев сохраняют толь-

ко его среднее значение (равное отношению чисел зубьев). При зацеплении изношенных зубьев мгновенное значение передаточного числа непостоянно и является функцией угла поворота ведущего звена передачи. Для описания таких профилей (то есть профилей изношенных зубьев) используются численные методы на основе кусочно-сплайновой аппроксимации, которая обеспечивает сглаживание профильных кривых только в зонах износа и сохраняет прежние координаты в не затронутой износом части профиля.

На основе разработанной геометрической модели зацепления изношенных зубьев определяются следующие параметры: координаты контактной точки: в абсолютной (неподвижной) и относительной (подвижной, связанной с осью симметрии зуба) системах координат; мгновенные значения передаточного числа и угла давления; скорости перемещения контактной точки по профилям зубьев, а также скорость скольжения; нормальная сила и контактные напряжения с учетом фактической кривизны профилей, изгибной и контактной податливости зубьев, а также распределения нагрузки между парами зубьев.

Для оценки динамического нагружения контакта с учетом инерционных и диссипативных характеристик передачи и привода, переменного передаточного числа, сил трения, а также нормального бокового зазора разработана специальная упругая динамическая модель [модель 2].

Основу моделирования кинетики изнашивания зубьев [модель 3] составляет итерационный процесс, реализованный в компьютерной программе с использованием численных методов решения соответствующих систем алгебраических и дифференциальных уравнений.

Итерационный процесс длится до достижения заданного максимального числа циклов изнашивания i_{\max} , пропорционального времени эксплуатации передачи. Значение i_{\max} принимается таким, чтобы средний износ за один итерационный цикл был не менее, чем на порядок выше, чем погрешность вычислительного процесса моделирования зацепления зубьев (по данным тестовых испытаний на теоретических профилях эта погрешность равна 0.001мм). В тоже время, для обеспечения близкого к эксплуатационному характера изнашивания, износ за цикл не должен превышать 1-2% от максимального износа за период эксплуатации.

Модель изнашивания разработана на основе результатов анализа условий эксплуатации тяжело нагруженных горных машин и, в частности, горных угледобывающих комбайнов, а также с учетом трибологических теорий соответствующих рассмотренным условиям работы зубчатых колес. В соответствии с этим, в модель изнашивания заложены следующие основные положения.

Суммарный износ зубьев в контактной точке $I_{\Sigma} = I_1 + I_2$ определяется износом зуба шестерни I_1 и колеса I_2 . Каждое из этих слагаемых представляет собой сумму основного износа I_z , обусловленного кинематикой зацепления, и дополнительного износа I_b вследствие относительного смещения зубьев из-за радиального биения зубчатых колес:

$$I_{\Sigma} = I_1 + I_2 = (I_{z1} + I_{b1}) + (I_{z2} + I_{b2}) = I_z + I_b = (I_{z1} + I_{z2}) + (I_{b1} + I_{b2}). \quad (1)$$

Принято, что суммарный износ зубьев шестерни и колеса в контактной точке прямо пропорционален значениям удельной мощности сил трения P_{fz} и P_{fb} ($\text{Вт} / \text{мм}^2$):

$$I_z = I_{z1} + I_{z2} = a_z k_q P_{fz} = a_z k_q (f_z \sigma_H v_{sz}), \quad (2)$$

$$I_b = I_{b1} + I_{b2} = a_b k_q P f_b = a_b k_q (f_b \sigma_H v_{sb}), \quad (3)$$

где a_z, a_b - исходные значение удельной интенсивности изнашивания зубьев ($\text{мм}^3 / \text{Вм}$),

k_q - коэффициент вариации интенсивности изнашивания,

f_z - коэффициент трения между зубьями в процессе их зацепления [7],

f_b - коэффициент трения между зубьями при их взаимном скольжении из-за радиального биения зубчатых колес [7],

σ_H - контактные напряжения (МПа),

v_{sz}, v_{sb} - значения скоростей скольжения (м/сек).

Благодаря введению в выражение (1) дополнительного слагаемого I_b , независимого от кинематических параметров зацепления, модель позволяет получить износ и в полюсе зацепления, (что подтверждается практикой), несмотря на нулевое значение скорости скольжения между зубьями.

Коэффициенты распределения суммарного износа между зубьями шестерни и колеса в точке их контакта k_z и k_b приняты прямо пропорциональными скоростям перемещения контактной точки по профилю зуба (определяемого в кинематической модели) и обратно пропорциональными твердости их рабочих поверхностей:

$$k = \frac{I_1}{I_2} = \frac{v_2}{v_1} \frac{HRC_2}{HRC_1}. \quad (4)$$

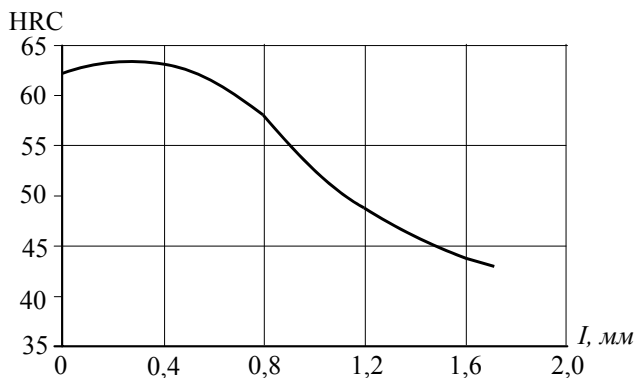


Рис. 1. Изменение твердости по глубине цементационного слоя стали 20X2H4A

По мере изнашивания зуба твердость его рабочей поверхности снижается. По данным работы [8] эта зависимость представлена на рис. 1.

Для удобства ввода значений твердости в модель изнашивания эта кривая была аппроксимирована полиномом второй степени:

$$HRC = 64 - 4I^2 - 4I \quad (5)$$

С учетом значений коэффициентов k_z и k_b износ зубьев колеса I_2 и шестерни I_1 в контактной точке будет равен:

$$I_2 = I_{z2} + I_{b2} = \frac{I_z}{1+k_z} + \frac{I_b}{1+k_b}, \quad (4)$$

$$I_1 = I_{z1} + I_{b1} = \left(\frac{I_z k_z}{1+k_z} + \frac{I_b k_b}{1+k_b} \right) k_u. \quad (5)$$

Несмотря на то, что частота входа зубьев шестерни в зацепление в передаточное число (u) раз больше, чем зубьев колеса, результаты экспериментального определения износа зубьев не подтвердили соответствующего увеличения объемного износа зубьев шестерни. Поэтому в формулу (5) вместо передаточного числа введен коэффициент k_u , определяемый на основе анализа экспериментальных данных по износу зубьев передачи, работающей в аналогичных эксплуатационных условиях [9].

Численный эксперимент по моделированию кинетики износа зубьев был выполнен на базе пары зубчатых колес цилиндрической зубчатой передачи привода рабочих органов угольных комбайнов, по которому имелось достаточное количество данных по износу зубьев (24 зубчатых колеса из 12 обследованных комбайнов). Основные параметры исследуемой зубчатой передачи представлены в табл. 1.

Информация о действительных координатах профилей изношенных зубьев была получена методом сравнения отпечатка впадины зуба (в средней его части) с ее теоретическим отображением на проекторе при двадцатикратном увеличении. Отпечатки были сняты на заводе, где производился капитальный ремонт угольных комбайнов. При этом регистрировалась наработка q (млн.т) – количество угля, добытого комбайном с начала эксплуатации. Число точек измерения принято таким, чтобы расстояние между ними по высоте зуба не превышало половины теоретической ширины герцовой полосы контакта. Погрешность измерения линейного износа составляла 0,05 мм.

Таблица 1.

Параметры исследуемой зубчатой передачи

Модуль	$m = 8 \text{ мм}$	
Угол исходного контура	$\alpha_b = 20^0$	
Число зубьев	$z_1 = 16$	$z_2 = 51$
Коэффициент смещения исходного контура	$x_1 = 0.8$	$x_2 = 1.175$
Межосевое расстояние	$a_w = 281.57 \text{ мм}$	
Ширина зубчатого венца	$b = 75 \text{ мм}$	
Термическая обработка	Цементация, закалка до 58...62 HRC	
Вращающий момент на ведущем валу	$T_1 = 1594 \text{ нм}$	
Угловая скорость шестерни	$\omega_1 = 53 \text{ рад/сек}$	
Радиальное биение	$E_1 = 0.15 \text{ мм}$	$E_2 = 0.20 \text{ мм}$

По результатам обработки экспериментально полученных значений износа зубьев строились графики аппроксимирующих функций $I_1 = f_1(x_1)$ и $I_2 = f_2(x_2)$ в системах координат, в которых оси абсцисс совпадают с осью симметрии неизношенного зуба, а начало координат соответствует точкам пересечения осей x_1 и x_2 с перпендикулярами, опущенными из начальных точек эвольвенты. Полученные графики наглядно характеризуют степень искажения профилей в результате их износа.

Сравнительная оценка характера изменения формы профиля производилась следующим образом. С целью усреднения экспериментальных данных износа профилей зубьев исследуемые комбайны были разбиты на три группы в зависимости от относительного времени эксплуатации T_i/T_{\max} , в каждую из которых включалось 3-5 комбайнов так, чтобы объемный износ зуба зубчатого колеса в группе отличался от среднего износа группы на величину, не превышающую ошибку измерения износа.

В качестве примера на рис. 2 представлены поля корреляции для (а) – шестерни, б) – колеса группы комбайнов с большим значением периода эксплуатации (средняя наработка составляет 86% от максимального ее значения). Сплошной линией отмечено прогнозируемое значение износа зуба, точечными линиями помечены границы доверительных интервалов шириной, равной 1,2 от погрешности измерения износа. Вероятность того, что такой интервал покрывает более 90% экспериментальных точек равна для шестерни $P_1 = 0,79$, для колеса $P_2 = 0,70$.

Для оценки степени изнашивания зубьев по их высоте на рис. 2 указаны характерные точки теоретического зацепления профилей: P – полюс зацепления, FD – зона однопарного зацепления, HF и DE – зоны двух парного зацепления, E – вершина зуба, I – предельная граница износа зуба.

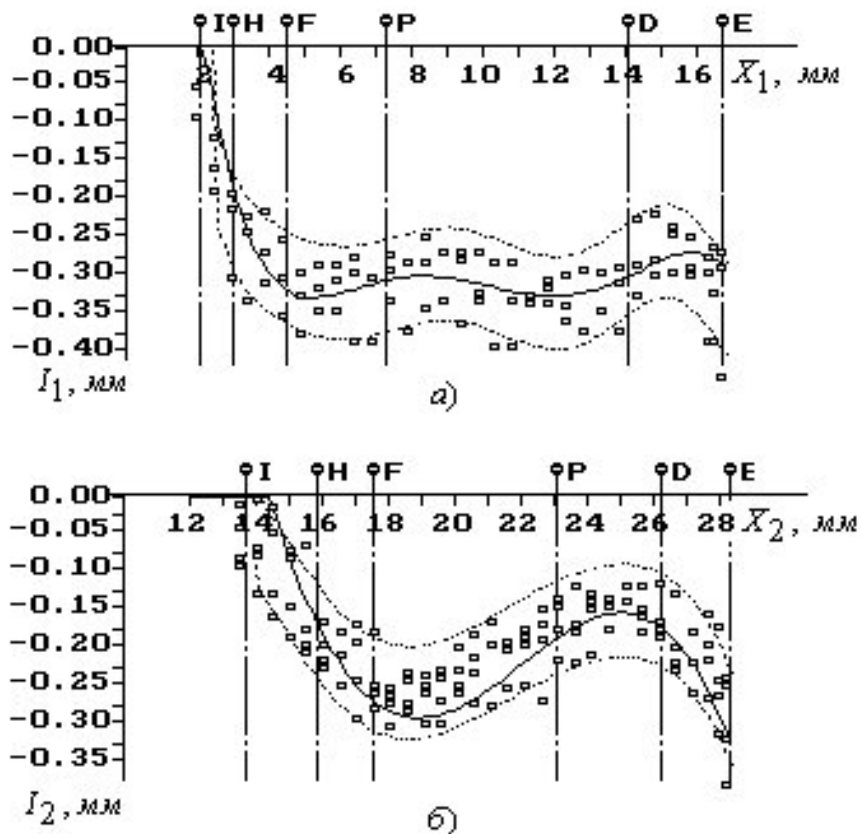


Рис.2. Сравнение прогнозируемых и экспериментальных значений износа зуба шестерни и колеса

Результаты численного эксперимента показывают, что характер износа зубьев модели достаточно хорошо соответствует характеру износа зубьев в эксплуатации. Для всех групп обследованных комбайнов с вероятностью 0.70-0.97 доверительный интервал покрывает прогнозируемую кривую износа зуба и если учесть, что экспериментальные значения износа зубьев получены в производственных условиях, то можно говорить о достаточном уровне валидности предложенной модели прогнозирования износа зубьев зубчатых передач приводов тяжело нагруженных машин.

Выводы. 1. Оценка долговечности зубчатой передачи по исходным параметрам эвольвентных профилей зубьев является весьма приближенной и не отражает того факта, что из-за износа зубьев форма профиля становится отличной от эвольвентной, в результате чего изменяются нагрузочно-кинематические параметры контакта, которые, в свою очередь, изменяют темп изнашивания и форму профилей зубьев.

2. Разработана методика моделирования кинетики изнашивания зубьев, учитывающая непрерывное взаимовлияние формы профиля на параметры контакта и параметров контакта на форму профиля. Методика оформлена в виде пакета компьютерных моделей и включает в себя кинематическую модель зацепления зубьев с произвольной формой профилей, упругую динамическую модель зубчатой передачи и модель изна-

шивания рабочих поверхностей зубьев на базе учета условий эксплуатации машин и соответствующих трибологических теорий.

3. Результаты численного эксперимента моделирования износа зубьев зубчатых колес привода угольного комбайна показали хорошее совпадение с экспериментальными данными эксплуатационного износа по форме износа профилей зубьев. Разработанная модель кинетики изнашивания зубьев может быть рекомендована как инструмент для прогнозирования рабочих характеристик зубчатых передач в функции времени их эксплуатации.

Список литературных источников

1. Молдавский Л.А., Финкельштейн З.Л., Верклов Б.А. Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин. М., Недра, 1981, 192 с.

2. . Онищенко В.П., Симонов А.Л., Матеко П.М. Моделирование зацепления изношенных профилей зубьев зубчатых колес на ЭЦВМ и прогнозирование их долговечности // Теория и практика расчетов деталей машин на износ. - М.: Наука. - 1983. С. 99-105.

3. Онищенко В.П. Математическое описание профилей зубьев при моделировании их изнашивания // Прогрессивные технологии и системы машиностроения, Международный сборник научных трудов. Выпуск 10. – Донецк: Донецкий государственный технический университет. – 2000. – С. 188-197.

4. Оніщенко В.П. Геометрична модель зачеплення зубчастої передачі із зношеними зубцями // Прикладна геометрія та інженерна графіка: Міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 68. – К.: Київський національний університет будівництва та архітектури. 2000. – 200 с.

5. Jozef Wojnarowski and Valentin Onishchenko Tooth wear effects on spur gear dynamics // Mechanism and Machine Theory, Elsevier Science Ltd, Oxford, UK. Volume 38, Issue 2, February 2003, Pages 161-178.

6. Дроздов Ю.Н. :Трение и износ в экстремальных условиях. Справочник. Москва: “Машиностроение”, 1986, 224 с.

7. Балтер М.А., Любарский И.М. и др. Изменение контактной прочности цементованной стали в связи с легированностью и параметрами упроченного слоя // Контактная прочность машиностроительных материалов, Наука. М. 1964. С. 116-123.

8. Онищенко В.П. Моделирование эксплуатационного износа зубьев зубчатых колес угольных комбайнов // Известия Донецкого горного института, №1.2001, Всеукраинский научно-технический журнал горного профиля, Донецкий национальный технический университет. – С. 12-16.

9. Jozef Wojnarowski and Valentin Onishchenko Influence of the Wear Teeth on Parameters of the Engagement of Gear Power Transmissions // Proceeding of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, vol. 2, p. 830-834, 2004, Tianjin, China. China Machine Press, edited by Tian Huang.