

УДК 621.833

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Т.Д. Стасенко, Д.Л. Стасенко

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

**Введение.** Одна из основных причин выхода из строя деталей машин - износ. Наиболее подвержены износу трущиеся детали, к которым относятся зубчатые колеса. Для улучшения показателей долговечности зубчатых колес используются различные методы, а значит, проводится большое число испытаний, требующих много времени и материальных затрат. В процессе эксплуатации редукторов наблюдаются следующие основные виды разрушения зубьев зубчатых передач: усталостное выкрашивание из-за высоких контактных напряжений в полюсе зацепления; поломка зубьев из-за недостаточной изгибной прочности и абразивный износ зубьев из-за скольжения профилей зубьев при наличии абразивных частиц между ними в условиях открытых передач. Некоторые неисправности зубчатых колес также могут возникать из-за проблем с проницаемостью упрочненного слоя, которые сводят на нет методы избирательного маскирования цементацией для защиты поверхности от повреждений. Геометрия шестерни и слишком глубокая цементация для конкретного профиля зуба могут вызвать растрескивание упрочненного слоя, которое начинается в подповерхностном слое. [1] Это явление обычно называют образованием трещин по границе упрочненного слоя. Снижение высоких концентраций углерода на поверхности и выбор глубины упрочненного слоя в соответствии с нижним предельным значением, указанным в спецификации, зачастую помогает избежать этой проблемы. Одним из способов снижения себестоимости проектирования производства и испытаний является математическое моделирование зубчатых колес, которая в свою очередь является неотъемлемой частью процессов изготовления, исследования и использования зубчатых колес. Поэтому благодаря математическому моделированию возможно в кратчайшие сроки и без больших материальных затрат воссоздать как само зубчатое колесо, так и условия его применения [2]. Поэтому создание математической модели износа рабочей поверхности зубчатого колеса является важной и актуальной задачей.

**Основная часть.** Цилиндрические эвольвентные передачи весьма чувствительны к погрешностям, которые вызывают кромочный контакт и повышенные напряжения. С целью ослабления или исключения торцевого кромочного контакта используют продольную модификацию рабочих

поверхностей зубьев (обычно одного из пары колес), придавая им слегка бочкообразную форму. При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекатывание поверхностей таких зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца. Учитывая, что бочкообразные зубья работают в условиях локального контакта (объемного напряженного деформированного состояния), то изгибные напряжения в основании зубьев, выполненных на базе стандартного исходного контура, можно определить по формуле:

$$\sigma_F = 2TY_E \cdot Y_{\text{вс}} \cdot K_F / (m^3 z),$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент;  $m$  – модуль колес;  $z$  – число зубьев колеса;  $Y_E$  – коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев;  $Y_{\text{вс}}$  – приведенный объемный коэффициент, учитывающий распределение нагрузки вдоль длины бесконечно длинного зуба;  $K_F$  – коэффициент нагрузки.

Коэффициент нагрузки можно представить в виде стандартной формулы:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta},$$

где  $K_A$  и  $K_{F\beta}$  – коэффициенты внешней и внутренней динамической нагрузки;  $K_{F\alpha}$  – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;  $K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.

Прогнозирование износа рабочей поверхности зубчатых колёс особенно важно в целях испытания спроектированной детали и, при необходимости, корректирования его параметров до этапа производства. Благодаря современным САПР возможно испытание зубчатых колес и передач на трение и износ. Особый подход к расчету изнашиваемых кинематических пар содержится в работах В.В. Шульца, в которых на основании вариационных методов определены устойчивые формы естественного износа, обладающие свойством энергетического экстремума в заданном относительном движении. Расчеты передач на износ производятся с целью определения ресурса работы или стыкования конструктивных параметров передачи, при которых он имеет максимальное значение. Суть моделирования основывается на положениях упруго-статической модели, успешно применяемой при синтезе приближенных зацеплений. В соответствии с этой моделью предполагается: все зубья геометрически одинаковы и равномерно распределены по ободу колеса; контакт зубьев осуществляется по активным поверхностям; под нагрузкой зубья колес деформируются и их упругие свойства одинаковы; пластические деформации отсутствуют.

Дополнительно приняты следующие допущения: зубья каждого колеса изнашиваются одинаково; условия работы передачи (температура

окружающей среды, свойства смазывающего материала, концентрация и свойства абразивных частиц и т.д.) считаются неизменными; к выходному валу приложен постоянный момент сопротивления; шестерня вращается с постоянной угловой скоростью; частота вращения шестерни достаточно мала, чтобы динамическими нагрузками, обусловленными неравномерностью вращения колеса, можно было пренебречь; износ считается достаточно малым, чтобы можно было не учитывать изменения упругих свойств зубьев; трение в зацеплении не учитывается.

В основе эволюционного подхода к моделированию лежит деление процесса изнашивания на ряд шагов. Изменение наработки  $\Delta n$  на каждом шаге выбирается настолько малым, что в его пределах условия изнашивания можно считать постоянными. Отсюда следует, что приращение износа  $\Delta H_i$  можно считать постоянным и в любой  $i$ -ой точке профиля с достаточной степенью точности можно выразить уравнением:

$$\Delta H_i = I_i \cdot \Delta n_i,$$

где  $I_i$  – интенсивность изнашивания:  $I_i' = \frac{\partial H}{\partial S} = k \cdot q^\alpha$ ,

где  $\partial H$  – величина износа,  $\partial S$  – путь трения,  $q$  – контактное давление,  $\alpha$  – находится, в пределах  $1 \leq \alpha \leq 3$  (для приработанных поверхностей  $\alpha \approx 1$ ),  $k$  – интенсивность физико-химических процессов во фрикционном контакте, определяемая экспериментально. Толщина износа поверхности зуба:

$$\delta_u = J_u S$$

где  $J_u$  — интенсивность изнашивания;  $S$  - общий путь трения за время работы зубчатой передачи (скольжение по площадке контакта в области контакта зубьев колеса и шестерни). Путь трения имеет следующий вид:

для головки зуба  $S_1 = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$ ; для ножки зуба  $S_2 = \frac{v_1 - v_2}{v_2}$ , где  $v_1$  и  $v_2$  —

скорость качения опережающей и отстающей поверхностей зубьев. После подстановок и несложных преобразований получаем формулы для расчета долговечности зубчатой передачи:

- для опережающей поверхности (начальной головки зуба шестерни)

$$t_1 = \frac{[\delta_u]}{2,25 J_{u1} \sqrt{q_n \frac{\rho_{np}}{E_{np}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) n_1 n_3}}$$

- для отстающей поверхности (начальной ножки зуба колеса)

$$t_1 = \frac{[\delta_u]}{2,25 J_{u2} \sqrt{q_n \frac{\rho_{np}}{E_{np}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_1}{\rho_2}\right) n_2 n_3}}$$

где  $[\delta_u]$  - допустимое значение износа шестерни или колеса;  $J_{u1}$  и  $J_{u2}$  - интенсивность изнашивания шестерни и колеса;  $q_n$  - погонная нагрузка по длине контактной линии;  $\rho_{np}$  - приведенный радиус кривизны в

характерной точке контакта профилей;  $E_{np}$  - приведенный модуль упругости материалов зубчатой пары. Износ эквивалентен перемещению точки по нормали к поверхности трения (рис. 1) и, при известных координатах достаточно большого ( $m$ ) числа точек, задающих профиль зуба в начале шага изнашивания  $\{x_i, y_i\}_{i=1}^{i=m}$  их координаты  $\{x_i^h, y_i^h\}_{i=1}^{i=m}$  в конце этого шага равны:  $x_i^h = x_i + I_i \cdot e_{ix} \cdot \Delta n$ ;  $y_i^h = y_i + I_i \cdot e_{iy} \cdot \Delta n$  где  $e_{ix}$ ,  $e_{iy}$  – проекции орта нормали на оси координат.

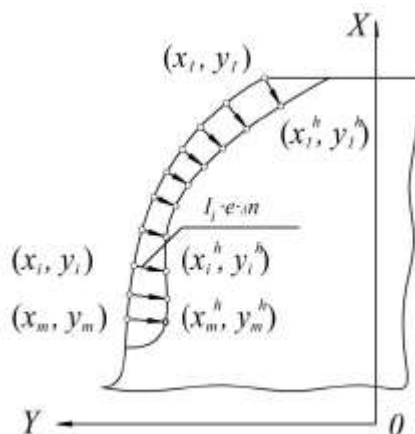


Рис. 1 – Математическая модель процесса трения

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

$$\sum I = I_1 + I_2 = (I_{z1} + I_{b1}) + (I_{z2} + I_{b2}) = I_z + I_b = (I_{z1} + I_{z2}) + (I_{b1} + I_{b2})$$

Принято, что суммарный износ зубьев шестерни и колеса в контактной точке прямо пропорционален значениям удельной мощности сил трения  $Pfz$  и  $Pfb$  ( $\frac{Bm}{мм^2}$ ):

$$I_z = I_{z1} + I_{z2} = a_z k_q Pfz = a_z k_q (fz \sigma H v_{sz}); I_b = I_{b1} + I_{b2} = a_b k_q Pfb = a_b k_q (fb \sigma H v_{sb}),$$

где  $a_z$ ,  $a_b$  - исходные значение удельной интенсивности изнашивания зубьев ( $\frac{мм^3}{Bm}$ );  $k_q$  - коэффициент вариации интенсивности изнашивания;  $fz$  - коэффициент трения между зубьями в процессе их зацепления [3];  $fb$  - коэффициент трения между зубьями при их взаимном скольжении из-за радиального биения зубчатых колес [3];  $\sigma H$  - контактные напряжения (MPa);  $v_{sz}$ ,  $v_{sb}$  - значения скоростей скольжения ( $\frac{м}{с}$ ). Коэффициенты распределения суммарного износа между зубьями шестерни и колеса в точке их контакта и приняты прямо пропорциональными скоростям перемещения контактной точки по профилю зуба (определяемого в

кинематической модели) и обратно пропорциональными твердости их рабочих поверхностей:

$$k = \frac{I_1}{I_2} = \frac{v_2}{v_1} \frac{HRC_2}{HRC_1}$$

По мере изнашивания зуба твердость его рабочей поверхности снижается. По данным работы [3] эта зависимость представлена на рис.2.

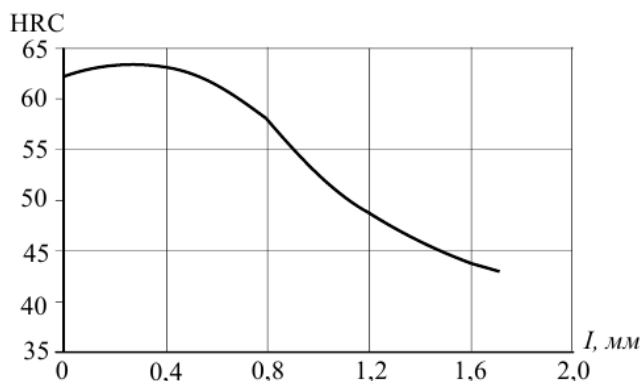


Рис. 2 – Изменение твёрдости по глубине цементационного слоя стали 20Х2Н4А

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

$$I_2 = Iz_2 + Ib_2 = \frac{Iz}{1+k_z} + \frac{Ib}{1+k_b} ; I_1 = Iz_1 + Ib_1 = \left( \frac{Iz}{1+k_z} + \frac{Ib}{1+k_b} \right) k_u$$

В результате проведенных исследований предложена математическая модель для определения износа по рабочим поверхностям зубчатого колеса и сопряжённого с ним шестерни. Для прогнозирования срока службы редукторов необходимо обеспечить на всех этапах от проектирования до сборки выполнять предварительно расчёты, а по указанным моделям выполнять расчёт интенсивности износа зубчатых передач.

#### Литература

1. Короткин В.И. и др.. Эффективные контактные напряжения на поверхностях прямых бочкообразных зубьев эвольвентных зубчатых колес// Вестник машиностроения. – 2011. – №8. – С.3 – 8.
2. Попов В.А. Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами// Вестник машиностроения. – 2011. – №6. – С.37 – 40.
3. 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.