

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НА ИЗНОС ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Онищенко В. П., Тимофеева Т.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В настоящее время оценка износостойкости зубчатых колес в инженерных расчетах практически не производится, поскольку не обеспечивает достаточной надежности расчетов, так как параметры контакта, от которых зависит износ зубьев, определяются по исходной (эвольвентной) форме профилей. В то же время известно, что в результате износа, превышающего допустимую погрешность профиля, и, как правило, неравномерного по высоте зуба, форма профиля становится отличной от эвольвентной, а это неизбежно приводит к изменению нагрузочных и кинематических параметров контакта, которые, в свою очередь, изменяют характеристики изнашивания и, как следствие, форму профилей зубьев.

Таким образом, в процессе эксплуатации передачи имеет место непрерывное взаимовлияние формы профиля на параметры контакта и параметров контакта на форму профиля, в связи с чем, задача синтеза профилей изношенных зубьев и задача определения рабочих характеристик зубчатой передачи в функции времени ее работы может быть решена только с помощью моделирования зацепления зубьев с учетом непрерывного изменения формы профилей зубьев и параметров контакта.

Для оценки степени влияния изменения формы профиля на параметры контакта, была разработана теория зацепления квазисопряженных профилей зубьев [1], т.е. зубьев, имеющих в результате износа произвольный (хотя и близкий к эвольвентному) профиль. В отличие от сопряженных профилей, для которых характерно постоянное значение передаточного числа, квазисопряженные профили сохраняют только его среднее значение (равное отношению чисел зубьев зацепляющихся колес), тогда как мгновенное значение передаточного числа непостоянно и является функцией угла поворота ведущего звена передачи, которое меняется со временем по мере износа зубьев.

Общая блок-схема моделирования кинетики изнашивания зубьев представлена на рис.1. Комплекс включает в себя блок подготовки данных, кинематическую модель зацепления зубьев с профилями произвольной формы с учетом их динамического нагружения (описанную в работах [1,2,3]) и модель износа с блоком синтеза профилей изношенных зубьев [1,4].

В данной работе рассматриваются основные принципы создания модели изнашивания зубьев. В качестве критерия, которому пропорционален износ зубьев в направлении нормали к поверхности контакта I [мм], был принят критерий Е.А. Чудакова¹ – удельная мощность $P_{тр}$ [Вт/мм²], затрачиваемая на преодоление трения контактных поверхностей:

$$I = iP_{тр} = if\sigma_H v_s, \quad (1)$$

где i – удельная интенсивность изнашивания [мм³/Вт],
 f – коэффициент трения, σ_H – нормальные контактные

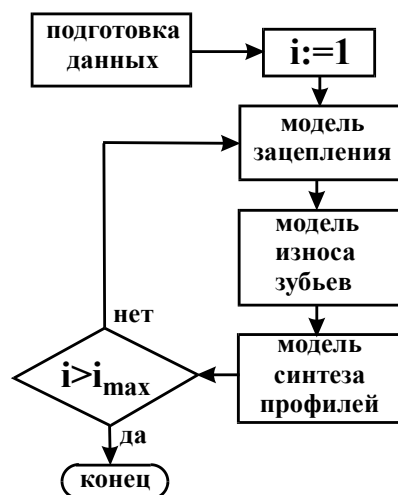


Рис. 1 Моделирование кинетики изнашивания зубьев

¹ Чудаков Е.А. Новый метод расчета шестерни. Л., Изд-во АН СССР, 1934.

напряжения [$MПа=H/мм^2$], v_s - скорость относительного перемещения [$м/с$].

Аналогичный критерий предлагали в 1937 г. Х.Ф. Кетов и Н.И. Колчин².

Гораздо позже, в 1968 г. И.В. Крагельский [5] предложил в качестве одной из основных характеристик износа использовать энергетическую интенсивность изнашивания $I_э$ [$мм^3/(нм)$], определяемую объемом изношенного материала на единицу работы сил трения:

$$I_э = \frac{V}{F_{тр}L} \quad (2)$$

где V - объем изношенного материала [$мм^3$], $F_{тр} = fN$ - сила трения [H], $N = qA$ - сила, сжимающая контактирующие поверхности [H], q - удельная нагрузка [$н/мм^2$], L - путь трения [$м$].

Из формулы (2) объем изношенного материала равен:

$$V = I_э fNL. \quad (3)$$

Если предположить, что за время t перемещения точки контакта по ширине герцовой полоски контакта скорость относительного перемещения трущихся поверхностей v_s постоянна и площадь контакта A [$мм^2$] не меняется в процессе изнашивания, величины, входящие в формулы (2) и (3), можно представить в следующем виде: $V = IA$, $i = I_э t$, $L = v_s t$. После подстановки V , i , N , L выражение (3), приводится к виду

$$I = ifqv_s = iP_{тр}, \quad (4)$$

что полностью соответствует формуле (1).

Полученная формула положена в основу методик условного расчета на износ плоских поверхностей и подшипников скольжения. Для расчета на износ зубьев зубчатых колес в формуле (4) необходимо заменить q на σ_H .

На базе выражения (4) была разработана упрощенная методика расчета на износ зубьев зубчатых колес, проверенная экспериментально для условий работы тяжело нагруженных приводов горных машин [6].

При расчете зубьев на износ очень важно учитывать широкий диапазон режимов смазки, которые являются одними из определяющих факторов в процессе изнашивания контактных поверхностей. Выделяют три основных смазочных режима: режим граничной смазки, гидродинамический и смешанный гидродинамический режимы смазки.

Граничный режим имеет место при больших нагрузках, низкой скорости скольжения и высокой температуре (что приводит к уменьшению динамической вязкости масла). Этот режим характеризуется не только большим количеством факторов, влияющих на этот режим трения, но и значительным износом контактирующих поверхностей.

Предпосылкой для возникновения *гидродинамического* режима является существование смазочного слоя с толщиной, которая при действии нагрузки превышает суммарную высоту микронеровностей соприкасающихся поверхностей. В этом режиме прямой контакт трущихся поверхностей полностью исключен, что

² Кетов Х.Ф., Колчин Н.И. Теория механизмов и машин. Машгиз, 1937.

приводит к уменьшению коэффициента трения, а, следовательно, и самого износа (так как процесс износа происходит только во время пуска и остановки машины).

При *смешанном гидродинамическом* режиме трения некоторые участки контактирующих поверхностей разделены слоем смазки, в то время как на остальных участках имеет место граничный режим. При возрастании доли гидродинамического режима смазки коэффициент трения уменьшается и следовательно повышается сопротивление поверхностей износу.

Вероятность реализации того или иного режима трения определяется коэффициентом λ - отношением минимальной толщины смазочного слоя h_{\min} к характеристике высоты микронеровностей контактирующих поверхностей [7]

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}, \quad (5)$$

где R_{a1} и R_{a2} - это среднее арифметическое отклонение профиля микронеровностей контактных поверхностей зубьев шестерни и колеса.

В случае $\lambda > 3$ имеет место гидродинамический режим, в случае если $\lambda < 1$ имеет место граничный режим, а при $1 \leq \lambda \leq 3$ реализуется смешанный гидродинамический режим. Гидродинамический режим наиболее полно реализуется в подшипниках скольжения. В зубчатых передачах в подавляющем большинстве случаев реализуются граничный режим смазки и смешанный гидродинамический режим.

При граничном смазочном режиме вычисление коэффициента трения f производится по эмпирическим формулам, которые проверены многолетней практикой их применения [8]. При использовании этих формул основное требование – это соответствие условий, для которых производится расчет на износ, диапазону условий, для которых эти формулы были получены. Теория смешанного гидродинамического режима смазки появилась относительно недавно [9]. Однако эта теория требует дальнейшего усовершенствования.

В основу моделирования кинетики изнашивания зубьев зубчатых передач положены два положения:

- суммарный износ в контакте двух контактирующих зубьев пропорционален удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения;
- износ каждого из соприкасающихся тел в зоне контакта прямо пропорционален пути скольжения точки контакта по этим телам и обратно пропорционален твердости контактной поверхности.

Математически эти положения можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} I_1 + I_2 &= I \\ \frac{I_1}{I_2} &= k \end{aligned} \quad (6)$$

где I_1 и I_2 – линейный износ контактирующих зубьев в направлении нормали к поверхности контакта зубьев, k - коэффициент распределения суммарного износа между контактирующими поверхностями.

Вследствие того, что в единицу времени зуб шестерни входит в передаточное число раз чаще, чем зуб колеса, следует ожидать и соответствующего увеличения износа зуба шестерни (в передаточное число раз). Однако экспериментальные данные этого не подтверждают. Значение коэффициента k в первом приближении можно

принимать равным отношению объемного износа зуба шестерни к объемному износу зуба колеса за определенный период эксплуатации зубчатой передачи с учетом пути трения точки контакта по зубу шестерни и колеса.

Суммарный износ контактирующих зубьев в контактной точке

$$\left. \begin{aligned} I &= ia_T a_B P_{mp} \\ P_{mp} &= a_w f_{mp} \sigma_H \sqrt{K_{Hv} K_{H\beta}} \cdot v_s \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $a_T = a_T(j)$ - коэффициент вариации удельной интенсивности изнашивания, учитывающий изменение i в процессе эксплуатации (определяется экспериментально); $a_B = a_B(t)$ - коэффициент, учитывающий влияние на износ мгновенной температуры контакта зубьев (с использованием формулы Блока); a_w - коэффициент, учитывающий распределение нормальных контактных напряжений при кромочном контакте зубьев; $K_{Hv} = K_{Hv}(t)$ - коэффициент динамической нагрузки; $K_{H\beta}$ - коэффициент распределения нагрузки по длине зуба; t - реальное время во временном интервале, соответствующему повороту шестерни на один угловой шаг.

Результаты прогнозирования ожидаемой формы профилей изношенных зубьев и их сравнение с экспериментальными данными приведены в работе [1].

Таким образом, при расчете зубьев зубчатых передач на износ необходимо учитывать реальную форму профиля, которая изменяется в процессе износа. То есть в процессе износа форма профиля становится отличной от эвольвентой, что приводит к изменению нагрузочных параметров контакта, которые в свою очередь влияют на скорость изнашивания. Необходимо также учитывать, что суммарный износ зуба распределяется между зубом шестерни и зубом колеса не пропорционально передаточному числу.

Список литературы: 1. Валентин Онищенко Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев. – Gliwice (PL): Politechnika Śląska Z. 131 (1410) Mechanika, 1999. – 199 с. 2. 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. 3. Войнаровські Юзеф, Оніщенко В.П. Вплив зношування зубців на динамічні характеристики зубчастої передачі // Вибрації в техніці і технологіях, Всеукраїнський науково-технічний журнал. – 2000. - №1, Вінниця: Вінницький державний аграрний університет. С. 34-42. 4. Онищенко В.П. Прогнозирование формы профилей зубьев зубчатых передач в результате их износа // Прогрессивные технологии и системы машиностроения, Международный сб. научных трудов. – Донецк, ДонГТУ, 1998 вып.5. - С. 155-163. 5. Крагельский И.В. Трение и износ. М., изд-во «Машиностроение», 1968, с. 189-200. 6. Пехович Э.Г., Онищенко В.П. Молдавский Л.А.: Износ и долговечность зубчатых колес угледобывающих комбайнов. Известия высших учебных заведений, «Горный журнал» №9 1972, с.103-109. 7. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др. Под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с. 8. Дроздов Ю.Н. :Трение и износ в экстремальных условиях. Справочник. Москва: «Машиностроение», 1986, 224 с. 9. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика деталей машин: Учебное пособие. Куйбышевский авиационный институт. Куйбышев, 1979. – 116с.