

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ В СРЕДЕ БИОЛОГИЧЕСКИХ МАСЕЛ

**Д.П. Журавель**

Таврический ГАТУ, г. Мелитополь, Украина

На износ зубчатых передач трансмиссий мобильной техники влияют силовые и скоростные характеристики узла среда и режим работы.

Применив метод математического моделирования, как для процессов, протекающих при большом многообразии внешних условий, процесс изнашивания можно выразить в виде математической модели через функцию коэффициента износа с учетом преобразующей системы  $W$ . (Рисунок 1).

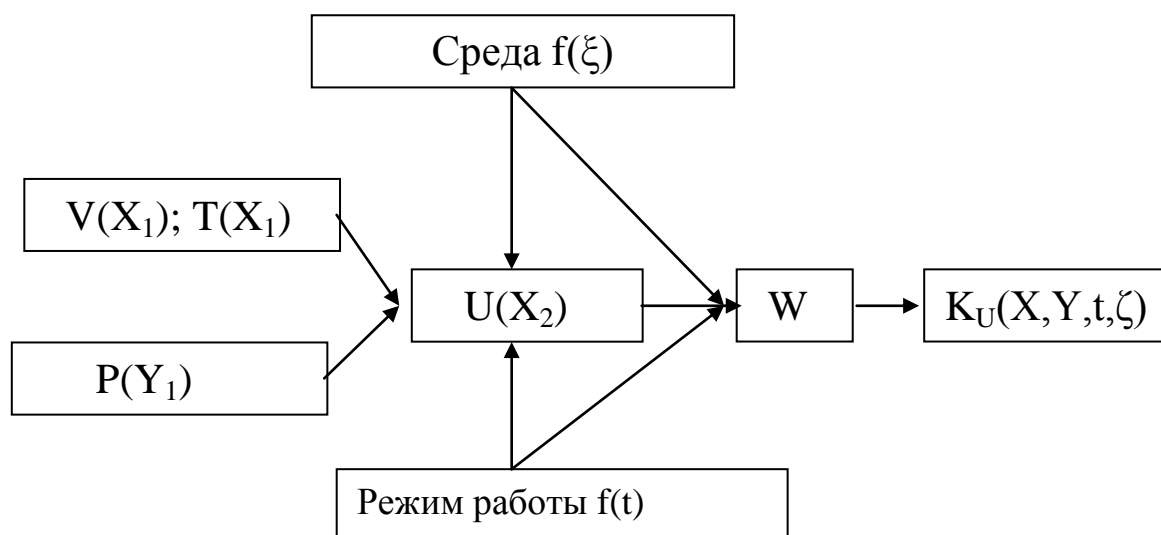


Рис. 1. Математическая модель процесса изнашивания

Входными параметрами являются: силовые  $P(Y_1)$ , скоростные  $V(X_1)$  характеристики, ресурс  $T(X_1)$ , а также среда  $f(\xi)$  и режим работы сопряжения  $f(t)$ .

Эта математическая модель характеризуется тем, что входные параметры – детерминированные, а система - со случайными параметрами. Поэтому выход модели должен быть случайным, а значит и функция коэффициента износа  $K_U(x, y)$  является случайной функцией, которая изменяется во времени.

Коэффициент износа является функцией многих переменных, влияющих на износ деталей сопряжения.

$$K_U(X, Y, t, \zeta) = \varphi[P(Y_1), V(X_1), T(X_1), f(\xi), f(t)] \quad (1)$$

Особенностью этой модели является введение двух дополнительных функций – среды работы  $f(\xi)$  и режима работы сопряжения  $f(t)$ .

Среда работы учитывает условия изнашивания в биологических маслах, богатыми меркаптанами, что способствует увеличению интенсивности изнашивания и водородному охрупчиванию металлов.

Режим работы сопряжения учитывает величину простоев, в период которых происходит воздействие метанолов на контактирующие поверхности металлов, обеспечивая их статическое разрушение.

Основными кинематическими характеристиками зубчатых передач, которые влияют на процесс изнашивания, является их скорость перекатывания и скольжение.

При трении поверхности сопрягаемых зубцов одновременно перекатываются и скользят одна относительно другой. Суммарная скорость качения профилей равна сумме тангенциальных составляющих скоростей ведущей -1 и ведомой-2 шестерен.

$$V_K = V_1 + V_2. \quad (2)$$

Скорость скольжения рабочих профилей равна разнице этих скоростей,

$$V_C = V_1 - V_2. \quad (3)$$

Выразив угловую скорость через частоту вращения шестерен, получим:

$$V_j = 2\pi \cdot n_j \rho_j, \quad (j = 1, 2) \quad (4)$$

где  $n$  – частота вращения, 1/с.

$\omega$  – угловая скорость;

$\rho$  – радиус кривизны профиля зубьев в точке контакта.

При постоянной угловой скорости зубчатых колес скорость постоянная.

Суммарная скорость перекатывания между головкой зуба шестерни и ножкой зуба колеса равна,

$$V = 2\pi m_2 (m\sqrt{2z_1} (i + 1) - \frac{D_K + D_{III}}{2} \sin \alpha). \quad (6)$$

Суммарная скорость перекатывания между головкой зуба колеса и ножкой зуба шестерни, равна,

$$V = 2\pi m_2 (m\sqrt{2z_2} (i + 1) - i \frac{D_K + D_{III}}{2} \sin \alpha). \quad (7)$$

Фактическое передаточное число между головкой зуба шестерни и ножкой зуба колеса, равно,

$$i_{1\Gamma} = \frac{d_{ок}}{d_{ош}} = \frac{z_2 m - 2m}{z_1 m + 2m} = \frac{z_2 - 2}{z_1 + 2}, \quad (8)$$

где  $d_{ок}$  – основной диаметр колеса,

$d_{ош}$  – диаметр выступов зубьев шестерни.

$$i_{2\Gamma} = \frac{z_1 + 2}{z_2 - 2}. \quad (9)$$

Аналогично получаем пути скольжения между головкой зуба колеса и ножкой зуба шестерни:

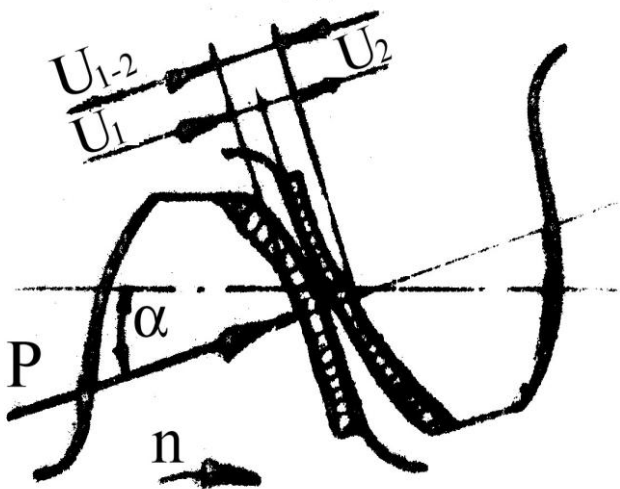
$$S_H = \frac{V_{CH}}{n_1 z_1} = \frac{V_{CH}}{n_2 z_2} = \frac{2\pi(m\sqrt{2z_2}(i+1) - i \frac{D_K + D_{III}}{2} \sin \alpha)}{z_1}; \quad (10)$$

$$S_{1H} = \frac{S_H}{i_{1H} + 1} = \frac{S_H(z_1 - 2)}{z_1 + z_2}; \quad (11)$$

$$S_{2\Gamma} = \frac{S_H}{i_{2\Gamma} + 1} = \frac{S_H(z_2 + 2)}{z_1 + z_2}. \quad (12)$$

Силовая характеристика зубчатого сопряжения будет зависеть от передаваемых крутящих моментов:

$$P = \frac{2M}{D_o} \quad (13)$$



Для зубчатого зацепления (Рис.2) коэффициенты износа определяются по аналитической зависимости

Рис.2. Зубчатое зацепление

$$K_U = \frac{m \cdot \cos \frac{\theta}{2}}{2,4(HB)(D - m) \cdot \sin \alpha \sqrt{\left(\frac{q}{E}\right)^2 \cdot \left[0,8 - \left(\frac{q}{E}\right)^2\right]}} \cdot K_\xi \cdot K_t \quad (14)$$

где:  $q$  – удельное давление на зуб,

$E$  – модуль упругости материала зуба шестерни (колеса),

$\Theta$  – характеристика абразивности среды изнашивания,

$K_\xi$  – коэффициент агрессивности среды,

$K_t$  – коэффициент режима работы.

Экспериментально подтвержденный коэффициент износа для зубчатых зацеплений (Сталь 40Х,  $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ ;  $m=2,5$ ) равен:

$$K_{U \text{ Эксп}} = 1,48 \cdot 10^{-5}, \frac{\text{МКМ}}{\text{Па} \cdot \text{км}}$$

Численное значение коэффициента износа полученного аналитическим путем равно:

$$K_{U \text{ Анал}} = 1,46 \cdot 10^{-5}, \frac{\text{МКМ}}{\text{Па} \cdot \text{км}}$$

Выводы. Таким образом, относительная точность аналитического метода расчета коэффициентов износа по отношению к экспериментальной проверке составляет от 2 до 20% в зависимости от агрессивности условий работы и степени загрязненности масел, что доказывает возможность применения аналитической зависимости для определения коэффициентов износа.

### Использованные источники

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – “Техніка”, 1970, 396с.
2. Ковалев И.Т., Юдовинский В.Б. Коэффициент износа материалов - показатель надежности сопряжений. Надежность и контроль качества. – М.1974, №2. С. 31-38.
3. Юдовинський В.Б., Журавель Д.П., Савченко О.Д. Дослідження процесу зношування основних сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу. // Праці ТДАТА. Вип. 15. – Мелітополь, 2003. – с.24-29.
4. Юдовинський В.Б., Журавель Д.П. Теорія руйнування поверхневих шарів металу при трінні. // Праці ТДАТА. Вип.33. – Мелітополь 2005. С.103-106.