

ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ, МЕТОДИКА ПРЕПОДАВАНИЯ ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ И СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН

УДК 621.83

Авсиевич А.М., Реут Л.Е., Дубовская Е.М.

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ ИЗНОСА В ВЫСШИХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Известно, что интенсивность изнашивания в парах трения зависит от величины контактного давления и относительной скорости скольжения сопряженных поверхностей. При этом наиболее существенное влияние на нее оказывает изменение давления, тогда как с изменением относительной скорости скольжения интенсивность изнашивания изменяется незначительно /1/. Контактное давление характеризует напряженное состояние локального участка поверхности трения. Относительная скорость определяет время существования единичной фрикционной связи между микровыступами сопряженных поверхностей. Оба этих параметра для каждой точки изнашиваемых поверхностей являются переменными величинами.

В литературе основные закономерности трения исследованы для поступательной и вращательной кинематических пар. Соответствующие узлы трения являются основой установок для экспериментального исследования процессов трения и изнашивания. В этих парах относительная скорость скольжения является постоянной, путь трения одинаков для всех точек обеих поверхностей трения поступательной пары и всех точек поверхности подвижного звена вращательной пары. Однако более глубокий анализ взаимных перемещений в парах трения показывает, что различные участки поверхностей характеризуются разной длительностью нахождения под воздействием факторов износа. Причем это определяется не микрогеометрией, а формой контактирующих профилей, закономерностями их относительных перемещений и нагруженностью внешними усилиями. Для высших кинематических пар показателем, определяющим длительность воздействия факторов износа на данном элементе поверхности трения, является коэффициент удельного скольжения λ .

В литературе /2/ λ рассматривается как геометрический аналог диссипации энергии, учитывающий путь скольжения сопряженных профилей. Известно также, что контактное напряжение в разных точках профилей пропорционально приведенному радиусу кривизны профилей в точке контакта $\rho_{\text{п}}$, т. е. приведенный радиус кривизны профилей соответствует геометрическому аналогу контактного давления /3/. Исходя из этого, известную формулу для расчета интенсивности изнашивания /1/

$$I = k \cdot p^m \cdot V^n \quad (1)$$

можно записать в виде

$$I = k \cdot \lambda \cdot \rho_{\text{п}}^m \cdot V^n,$$

где k , m , и n – определяемые эмпирическим путем коэффициенты, зависящие от материалов поверхностей трения и условий смазки;

p – контактное давление;

V – относительная скорость скольжения в точке контакта взаимодействующих профилей.

Здесь коэффициент удельного скольжения λ характеризует удельный путь трения для некоторого элементарного участка поверхности элемента высшей пары. В соответствии с ос-

новой теоремой зубчатого зацепления [3], получены выражения для определения λ_1 и λ_2 в контактной точке профиля зубьев

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\rho_2 \cdot \omega_2}{\rho_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{\rho_2 \cdot z_1}{\rho_1 \cdot z_2}, \quad \lambda_2 = 1 - \frac{\rho_1 \cdot \omega_1}{\rho_2 \cdot \omega_2} = 1 - \frac{\rho_1 \cdot z_2}{\rho_2 \cdot z_1},$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны поверхностей в точке контакта;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения зубчатых колес;

z_1, z_2 – числа зубьев зубчатых колес.

Всякая высшая пара, образованная криволинейными поверхностями, подчиняется условию основной теоремы зубчатого зацепления, но передаточное отношение и радиусы начальных окружностей r_W в такой паре являются переменными. Поэтому в общем случае для некоторого i -го элементарного участка поверхности элемента высшей пары можно записать

$$\lambda_{1i} = 1 - \frac{\rho_{2i} \cdot r_{W1i}}{\rho_{1i} \cdot r_{W2i}}, \quad \lambda_{2i} = 1 - \frac{\rho_{1i} \cdot r_{W2i}}{\rho_{2i} \cdot r_{W1i}}. \quad (2)$$

Быстроходность пары трения при одинаковой геометрии контактирующих профилей вероятно оказывает существенное влияние на интенсивность изнашивания. Для i -го участка поверхности элемента высшей пары скорость относительного скольжения зависит от скорости вращения начального звена ω_1 и непосредственно определяется как разность тангенциальных составляющих скоростей в точке контакта [3]. Для элементов поверхностей каждого из звеньев высшей пары

$$V_{S1} = V_{T1} - V_{T2}; \quad V_{S2} = V_{T2} - V_{T1}.$$

Выражая скорости скольжения через ω_1 , получим

$$V_{S1} = V_{T1} - V_{T2} = \omega_1 \rho_1 - \omega_2 \rho_2 = \omega_1 (\rho_1 - u_{21} \rho_2). \quad (3)$$

Тогда в конечном итоге формула (1) для расчета интенсивности изнашивания в i -й точке поверхности элемента ведущего звена высшей кинематической пары примет вид

$$I_{i1} = k \cdot \left(1 - \frac{r_{W1i} \rho_{2i}}{r_{W2i} \rho_{1i}} \right) \cdot \rho_{\Pi i}^m \cdot [\omega_{1i} (\rho_{1i} - u_{21i} \rho_{2i})]^n, \quad (4)$$

а для ведомого звена

$$I_{i2} = k \cdot \left(1 - \frac{r_{W2i} \rho_{1i}}{r_{W1i} \rho_{2i}} \right) \cdot \rho_{\Pi i}^m \cdot [\omega_{1i} (u_{21i} \rho_{2i} - \rho_{1i})]^n. \quad (5)$$

Данные формулы справедливы не только для эвольвентного зацепления, но и для любых высших пар с криволинейными профилями контактирующих поверхностей, которые подчиняются условию основной теоремы зацепления, но отличаются тем, что начальные радиусы, передаточное отношение и, возможно, скорость вращения начального звена являются переменными. Используя аналогичный подход, можно получить зависимость интенсивности изнашивания от геометрических и кинематических параметров для элементов высшей пары с плоским профилем одного из звеньев.

Полученные зависимости интенсивности изнашивания позволяют определить, насколько быстро изнашивается данный элемент поверхности относительно прочих, прогнозировать изменения геометрии профилей и кинематических характеристик звеньев высшей пары. Если для наиболее быстроизнашивающегося элемента с интенсивностью изнашивания I_{\max} известен износ U_{\max} за один или за некоторое конечное число циклов нагружения, то для каждого i -го элемента за тот же период износ составит

$$U_i = U_{\max} \frac{I_i}{I_{\max}}.$$

Профиль элемента высшей пары может быть описан в полярных координатах r_i и θ_i или декартовых координатах, причем начало координат должно совпадать с центром вращения звена. Номинальные координаты для массива точек неизношенных профилей r_{i0} и θ_{i0} и точка начала их контакта являются известными. Это позволяет определить все геометрические параметры высшей пары, входящие в формулы (4) и (5), построить линию зацепления, в том числе для высших пар с переменным передаточным отношением. Расчеты целесообразно провести для множества значений обобщенной координаты φ_1 (угла поворота начального звена) с некоторым шагом $\Delta\varphi_1$. Износ i -го элемента поверхности U_i за один цикл нагружения происходит в направлении нормали, что приводит к уменьшению радиуса кривизны ρ_i . Зная эти величины можно определить новый массив значений координат уже для изношенного профиля. В большинстве случаев, когда угол между радиус-вектором r_i и касательной к профилю в данной точке не превышает 25° с достаточной для практики точностью можно принять, что в результате износа изменяется полярный угол θ_i при неизменном радиусе r_i . Полярные координаты изношенного профиля станут: r_i и $(\theta_i - \Delta\theta_i)$, где

$$\Delta\theta_i = \frac{U_i}{r_i}.$$

Математически описав форму профилей обоих звеньев, приобретенную ими в результате изнашивания, используя различные методы расчета [4], можно построить для них уточненную линию зацепления, определить новые значения начальных радиусов и передаточных отношений в зависимости от обобщенной координаты φ_1 . После следующего цикла изнашивания все указанные расчеты повторяются в описанной последовательности. Таким образом, можно промоделировать изменение в процессе изнашивания формы профилей звеньев, составляющих высшую пару, до наступления предельного износа и потери работоспособности. Соответственно определимо и изменение кинематических характеристик работы передачи, основу которой составляет данная высшая кинематическая пара.

Описанный алгоритм позволяет исследовать влияние колебаний угловой скорости начального звена на процесс изнашивания, обусловленных функционированием пары трения в машинном агрегате.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трение, износ и смазка: (Трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.
2. Милевская Т.В. Возможные имитационные модели износа силовой открытой зубчатой передачи с большим передаточным отношением / Наука и образование. Электронное научно-техническое издание. – № 8, 2008.
3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. - 4-е изд. – М.: Наука, 1988. - 640 с.
4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. – 584 с.