

статистический характер и отображает лишь вероятную оценку травм головы. Так что критерий НИС нужно рассматривать вместе с другими результатами испытаний.

На сегодняшний день метод конечных элементов является инструментом, полностью интегрированным в процесс проектирования транспортного средства и элементов дороги, обеспечивающих безопасность. Сейчас конкурентоспособное развитие отрасли невозможно без систем конечно-элементного моделирования, которые используются всеми ведущими автомобилестроительными компаниями. Зачастую метод конечных элементов является единственным средством проектирования, так как многочисленные требования и стандарты безопасности превышают возможности организации и анализа результатов натуральных краш-тестов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. Г. Бурого, В. Н. Кукуджанов Обзор контактных алгоритмов. – МТТ, 2005, № 1. – С. 45-87. 2. Сайт автосалона AVTERRA (<http://avterra.ru/>) 3. Сайт организации EURONCAP (<http://www.euroncap.com/>) 4. С. К. Черников, А. М. Файзуллин. Использование параллельной версии пакета LS-DYNA при анализе пассивной безопасности автомобилей. Сборник трудов седьмой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH.

УДК 621.793

Соколов И.О., Спиридонов Н.В., Володько А.С., Пилецкая Л.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ВАЛОВ, УПРОЧНЕННЫХ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИМ НАПЫЛЕНИЕМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь*

Исследованию изнашивания трущихся тел при неоднородном распределении давлений посвящен ряд работ [1, 2 – 3, 4]. Обобщенное уравнение изнашивания [5]

$$\vartheta_i = c_i V^n p^{m_i} (\alpha, t), \quad (1)$$

где V – скорость скольжения м/с;

p – удельная нагрузка, МПа;

α – угол контакта, град;

t – время трения, с;

c , n , m – постоянные характеризующие характер изнашивания и материалы трущихся пар, $1 \leq m \leq 3$, $n=1$ при невысоких скоростях скольжения (V).

Сформулированная в работе [6] усталостная теории изнашивания общепризнанна. Согласно концепции усталостного разрушения при трении скольжения, отделение частиц износа происходит в результате циклических силовых воздействий на приповерхностные объемы материалов трущейся пары. Ввиду дискретности контакта, обусловленного наличием микрорельефа поверхностей трения, при фрикционном взаимодействии тел имеет место циклическое изменение во времени возникающих на действительной площади соприкосновения микронеровностей контактных напряжений. В результате этого в деформированных объемах материала зарождаются микротрещины, которые, развиваясь, смыкаются, приводя к образованию частиц износа.

Как известно, доминирующая роль в процессе зарождения микротрещин при объемной усталости принадлежит сдвиговым касательным напряжениям. Следует предположить, что при трении скольжения, как процессе фрикционной усталости, зарождение и развитие усталостных микротрещин будут также главным образом обусловлены действием касательного силового фактора – удельных сил трения на поверхности контакта тел. На основании этого предположе-

ния в работах [7 – 9] изложен и развит подход исследования кинетики изнашивания материалов при трении скольжения как процесса фрикционной усталости.

Согласно данным работы [7], основная система кинетических уравнений изнашивания имеет вид

$$\frac{dh_i(\alpha, L)}{dL} \Phi_i(\tau) = 1 \text{ или } \frac{dh_i(\alpha, L)}{dL} = \Phi_i^{-1}(\tau), \quad (2)$$

где $h_i(\alpha, L) = 0$ при $L=0$ ($t=0$), $\tau = \tau[\alpha, L, h_i(\alpha, L)]$, $h_i(\alpha, L)L^{-1} = I_{hi}$;

$L = Vt$ – путь трения скольжения.

Учитывая, что интенсивность и скорость изнашивания связаны соотношением

$$I_{hi}(\alpha, L) = V^{-1} \mathcal{G}_i(\alpha, L), \quad (3)$$

Систему (2) можно переписать так:

$$\frac{1}{V} \frac{dh_i(\alpha, t)}{dt} \Phi_i(\tau) = 1 \text{ или } \frac{1}{V} \frac{dh_i(\alpha, t)}{dt} = \Phi_i^{-1}(\tau), \quad (4)$$

Установлено [7 – 9], что характеристические функции износостойкости материалов $\Phi(\tau)$ в координатах $\Phi(\tau) \sim \tau$ (рис. 4.8) графически описываются монотонно убывающими S-образными кривыми. Такого вида графические зависимости названы диаграммами износостойкости (изнашивания) материалов. Чем выше значения $\Phi(\tau)$ материала, тем выше его износостойкость и ниже износ и наоборот.

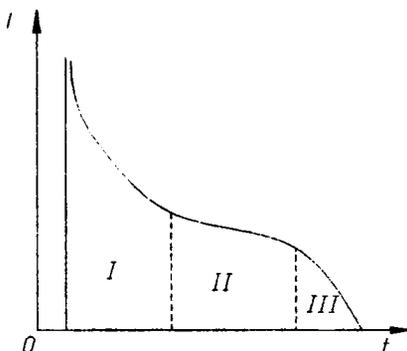


Рис. 1. Общий вид диаграммы износостойкости материалов

Полная диаграмма износостойкости материалов (рис. 1), убывая от асимптоты $\tau = \tau^{(0)}$, стремится к нулю при $\tau = \tau^{(b)}$. В начале области I наблюдаем износ, обусловленный многоцикло-вой усталостью. Далее диаграмма износостойкости материалов монотонно убывает, переходя в области III в зону износа, обусловленного малоцикло-вой усталостью. В предельном случае при $\tau \approx \tau^{(b)}$ разрушение деформируемых приповерхностных объемов материалов трущейся пары произойдет путем одноактного среза. Построение предлагаемых диаграмм позволяет проводить сравнительную оценку износостойкости материалов.

Для аппроксимации экспериментальных значений функции $\Phi(\tau)$ можно использовать два вида соотношений [10].

Полная диаграмма износостойкости материалов (рис. 1), убывая от асимптоты $\tau = \tau^{(0)}$, стремится к нулю при $\tau = \tau^{(b)}$. В начале области I наблюдаем износ, обусловленный многоцикло-вой усталостью. Далее диаграмма износостойкости материалов монотонно убывает, переходя в области III в зону износа, обусловленного малоцикло-вой усталостью. В предельном случае при $\tau \approx \tau^{(b)}$ разрушение деформируемых приповерхностных объемов материалов трущейся пары произойдет путем одноактного среза. Построение предлагаемых диаграмм позволяет проводить сравнительную оценку износостойкости материалов.

Для аппроксимации экспериментальных значений функции $\Phi(\tau)$ можно использовать два вида соотношений [10]

$$\Phi_i(\tau) = A_i \left[\left(\frac{\tau_i^{(b)} - \tau_i^{(0)}}{\tau - \tau_i^{(0)}} \right)^{m_i} - 1 \right], \quad (5)$$

$$\Phi_i(\tau) = \frac{B_i}{[\tau - \tau_i^{(0)}]^{n_i}}, \quad (6)$$

где $\tau_i^{(0)}$ – пороговые значения удельной силы трения, при которых $h_i(\alpha, L) \rightarrow 0$;

A_i, B_i – характеристики изнашивания материалов.

Экспериментально установлено [11], что для нормальных условий изнашивания деталей машин можно построить, по соотношению (6), неполные диаграммы износостойкости материалов, охватывающие области I и II (рис. 1). Полные могут быть построены по соотношению (5) лишь при значениях τ , приближающихся к $\tau^{(b)}$, что для реальных условий работы элементов подвижных сопряжений недопустимо.

Удельная сила трения τ определяется из предположения, что между удельной нагрузкой p и τ существует связь в виде закона Кулона [13,14]

$$\tau[\alpha, L, h_i(\alpha, L)] = fp[\alpha, L, h_i(\alpha, L)], \quad (7)$$

где f – коэффициент трения.

Удельную силу трения τ определяем по формуле (7), приняв $p[\alpha, L, h_i(\alpha, L)] = p_0(\alpha) = const$.

При исследовании кинетики изнашивания трибосопряжений с неоднородным распределением давлений по области контакта, что имеет место в данной задаче, в уравнении изнашивания вводится максимальное значение давления [12]. Тогда уравнение (7) будет таким

$$\tau[\alpha, L, h_i(\alpha, L)] = fp(\alpha), \quad (8)$$

Учитывая сказанное выше, приходим к такой системе дифференциальных уравнений

$$\frac{dh_i(t)}{dt} = \frac{V}{B_i} [fp(\alpha_0) - \tau_i^{(0)}]^{m_i}, \quad (9)$$

Для определения долговечности элементов трибопары необходимо проинтегрировать выражение (4.25) в пределах $0 \leq h_i \leq h_{i*}$ и $0 \leq t_i \leq t_{i*}$ (t_{i*} – нормативная долговечность, h_{i*} – предельно допустимый износ)

$$t_i(\alpha_0) = \frac{h_i}{V} \frac{B_i}{[fp(\alpha_0) - \tau_i^{(0)}]^{m_i}}, \quad (10)$$

$$t_i(\alpha_0) = \frac{L_i L_1}{V} \frac{B_i}{[fp(\alpha_0) - \tau_i^{(0)}]^{m_i}}, \quad (11)$$

где $L_1 = 2\pi R_1$ – путь трения для вала [14],

L_i – интенсивность изнашивания вала, которая определяется по выбранной модели для деталей, работающих в условиях фреттинг-коррозии

$$I = a_1 p A N + (a_2 + a_3 p + a_4 p^2) \frac{N}{f}, \quad (12)$$

где p – удельная нагрузка; A – амплитуда скольжения; N – число циклов нагружения; f – частота колебаний; $a_1 \dots a_4$ – коэффициенты, равные

$$a_1 = -\frac{2k\mu}{c_{11}\Delta\sigma_m}, \quad c_{11} = \frac{6}{d\rho_m}, \quad (13)$$

$$a_2 = \frac{v_0 c_{11} \Delta\sigma_\mu (c_5 A_c - c_6 \Delta\sigma_0 - c_7 \Delta\sigma_\mu) + c_5 A_c^2 + c_8 \Delta\sigma_0 - 2c_6 \Delta\sigma_0 A_c - c_7 \Delta\sigma_m A_c + c_9 \Delta\sigma_0 \Delta\sigma_m}{c_{11} \Delta\sigma_\mu} \quad (14)$$

$$a_3 = \frac{(v_0 c_2 c_{11} \Delta\sigma_m + 2c_2 A_c - 2c_3 \Delta\sigma_0 - c_4 \Delta\sigma_m) b k_5}{c_{11} \Delta\sigma_m \beta} \quad (15)$$

$$a_4 = \frac{c_1 k_5^2 (\eta_1 + \frac{1}{2} \eta_3 F_{\text{тр}}^2)}{c_{11} \Delta\sigma_m \beta^2}, \quad (16)$$

$$b = \frac{1}{12} \left(\sqrt{\eta_1 + \eta_2 F_{\text{тр}} + \eta_3 F_{\text{тр}}^2} + 4 \sqrt{\eta_1 + \frac{1}{\sqrt{2}} F_{\text{тр}} \eta_2 + \frac{1}{2} \eta_3 F_{\text{тр}}^2} + \right. \\ \left. + \sqrt{\eta_1 - \eta_2 F_{\text{тр}} + \eta_3 F_{\text{тр}}^2} + 4 \sqrt{\eta_1 - \frac{1}{\sqrt{2}} F_{\text{тр}} \eta_2 + \frac{1}{2} \eta_3 F_{\text{тр}}^2} + 2\sqrt{\eta_1} \right), \quad (17)$$

где $\eta_1 \dots \eta_3$, $c_1 \dots c_9$ – постоянные; k – постоянная, характеризующая долю поверхностной энергии; k_5 – коэффициент пропорциональности; μ – коэффициент трения скольжения; d – размер частиц износа; ρ_m – плотность материала; v_0 – стехиометрический коэффициент окисла в уравнении реакции; $\Delta\sigma_m$ – изменение удельной поверхностной энергии металла; $\Delta\sigma_0$ – изменение удельной поверхностной энергии окисла; A_c – сродство химической реакции; $F_{\text{тр}}$ – коэффициент трения покоя.

Тогда долговечность вала будет определяться по формуле

$$t_1(\alpha_0) = \frac{I_1 2\pi R_1}{V} \frac{B_1}{[fp(\alpha_0) - \tau_1^{(0)}]^{m_1}}. \quad (18)$$

t , мес

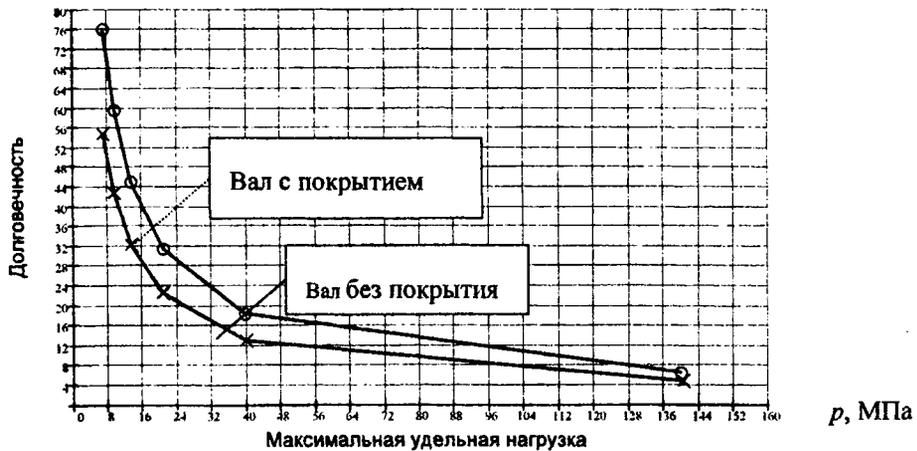


Рис. 2. Зависимость долговечности вала от максимальной удельной нагрузки

На рис. 2 представлены результаты расчета долговечности вала (для опорной поверхности сопряженной с втулкой подшипника) от максимальной удельной нагрузки, которая зависит от угла контакта, материалов сопряженных деталей (покрытий). Полученные данные наглядно демонстрируют эффективность применения газотермического напыления композиционных покрытий, обладающих требуемыми физико-механическими и эксплуатационными свойствами при повышении долговечности крупногабаритных тяжело нагруженных валов, работающих в условиях фреттинг-коррозии. Повышение долговечности таких валов за счет нанесения покрытий из разработанных композиций в диапазоне удельных нагрузок 8 – 64 МПа составляет порядка 50 % по сравнению с не упрочненными валами.

Таким образом, из проведенных исследований и расчетов следует, что предложенный подход позволяет определять долговечность или износ деталей трущихся при различных видах трения скольжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Uhlig, H.H. – “J. Appl. Mech.”, 1954. – Vol.21. – p.401.
2. Иванова, В.С. Усталость и хрупкость металлических материалов / В.С. Иванова. – М.: Наука, 1968. – 452 с.
3. Спиридонов, Н.В. Исследование износостойкости газотермических покрытий для восстановления прессовых валов бумагоделательных машин / Н.В. Спиридонов, И.О. Соколов, А.С. Володько // Машиностроение: Республиканский межведомственный сборник научных трудов: в 2 т. / под ред. Б.М. Хрусталева. – Минск, 2005. – Вып. 21. Т. 2. – С. 134 – 139.
4. Титченер, Э.Л. Скрытая энергия при наклепе: в сб.: «Успехи физики металлов» / Э.Л. Титченер, М.Б. Бевер. – М.: Metallurgizdat, 1961. – Т.4. – С.34 – 39.
5. Хаазе, Р. Термодинамика необратимых процессов / Р. Хаазе. – Москва, 1967. – 544 с.
6. Сверлин, Р.А. Термодинамика твердого состояния / Р.А. Сверлин. – М.: Metallurgizdat, 1963. – 520 с.
7. Крагельский, И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
8. Александров В.М., Галин Л.А., Пириев Н.П. // Изв. АН СССР. 1978. №4. – с.58 – 66.
9. Александров В.М., Коваленко Е.В. // Журн. прикл. механики и техн. физики. 1980. – №3. – С.163 – 172.
10. Александров В.М., Коваленко Е.В. // Трение и износ. 1982. Т.3. №6. – с.1016-1025.
11. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие для машиностр. спец. Вузов / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
12. Блюмен А.В., Харач Г.М., Эфрос Д.Г. // Вестник машиностроения. 1976. №2. – с.29-32.
13. Голубец, В.М. Метод расчета долговечности опор скольжения турбобура ЗТСШ-195ТЛ / В.М. Голубец, М.В. Чернец // ФХММ, 1992. – №2. – С.95 – 98.
14. Коровчинский М.В. // Контактное взаимодействие трущихся тел и расчет сил трения и износа. М., 1971. с.130-140.
15. Андрейкив А.Е., Панасюк В.В., Чернец М.В. // ФХММ. 1981. Т.17, №2. – с.51-57.

УДК 539.3+612.311

Скляр О.Н.¹, Босяков С.М.², Доста А.Н.³, Казакевич В.А.¹

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В КОРНЯХ ОПОРНЫХ ЗУБОВ МОСТОВИДНОГО ПРОТЕЗА ПОД ДЕЙСТВИЕМ СОСРЕДОТОЧЕННОЙ НАГРУЗКИ

¹Белорусский национальный технический университет

²Белорусский государственный университет

³Белорусский государственный медицинский университет

Минск, Беларусь

Введение. В стоматологической практике при проектировании и конструировании зубочелюстных протезов необходимо учитывать распределение давлений на опорные зубы. Ряд результатов в этом направлении получен в работах [1, 2]. В частности, в монографии [1], найдены выражения для реакций опор мостовидного протеза, опирающегося на четыре опоры равной высоты, а также определены перемещения и углы поворота протеза, возникающие под действием сосредоточенной нагрузки. Настоящая работа развивает это актуальное направление и