

испытания на трение и изнашивание (факторы 2) при заданных условиях контактного взаимодействия элементов узла трения в течение установленного времени (факторы 3). На втором этапе один из элементов узла трения подвергают усталостным испытаниям (факторы 1), определяя его характеристики сопротивления усталости.

Так изучают влияние предварительного повреждения при трении на сопротивление усталости одного из элементов системы.

Обратный эффект экспериментально можно изучить также двумя методами:

1. Методом комплексных испытаний, который состоит в том, что процессы трения, изнашивания и (механической) усталости реализуются одновременно (в совокупности) в течение всего времени испытания. При этом изучают влияние условий повторно-переменного нагружения одного из элементов системы (факторы 1) на изменение характеристик трения и изнашивания как узла, так и обоих его элементов (коэффициент трения, интенсивность изнашивания элементов, их долговечность по износу и т. д.).

2. Методом последовательных (или двухэтапных) испытаний. На первом этапе проводят испытания на (механическую) усталость одного из элементов системы в заданных условиях (факторы 1) в течение установленного числа циклов нагружения (без усталостного разрушения). На втором этапе узел трения испытывают в заданных условиях контактного взаимодействия (факторы 2 и 3), определяя

характеристики сопротивления трению и изнашиванию как отдельных элементов, так и узла в цел (интенсивность изнашивания элементов, коэффициенты трения и др.). Так изучают влияние предварительного усталостного повреждения одного из элементов системы на износостойкость узла трения.

Таким образом, созданы унифицированные методы испытаний на механическую усталость, трение при качении, трение при скольжении и комплексные методы износоусталостных испытаний (на контактно-механическую и фрикционно-механическую усталость).

ЛИТЕРАТУРА

1. Сосновский Л.А. / Трение и износ. 1993. Т. 14. № 5 С. 937–952.
2. Трибофатика-95: Ежегодник / Под общ. ред. Л. А. Сосновского. Вып. 2: Вопросы стандартизации. Хроника / Под ред В. Н. Корешкова. — Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 1996. — 87 с.
3. Фролов К.В., Махутов Н.А. / Заводская лаборатория. 1995. Т. 61. № 5. С. 32–33.
4. Высоцкий М.С., Махутов Н.А., Корешков В.Н., Сосновский Л.А., Богданович А.В., Андронов П.В., Тюрин С.А., Марченко А.В. / Там же. С. 35–38.
5. Махутов Н.А., Богданович А.В., Андронов П.В., Марченко А.В., Тюрин С.А., Сосновский Л.А. / Там же. № 6. С. 17–42.
6. Индман Н.Л., Ожигар Г.П., Сосновский Л.А. / Там же. С. 44–48.
7. Трибофатика-95: Ежегодник / Под общ. ред. Л. А. Сосновского. Вып. 1: Машины серии СИ для износоусталостных испытаний / Под ред. М.С. Высоцкого. — Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 1996. — 80 с.

УДК 620.178.16: 620.178.3

ОБ ОДНОМ ТРЕБОВАНИИ К ВЫБОРУ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В СИЛОВОЙ СИСТЕМЕ

© С. С. Щербаков¹

Статья поступила 23 июня 2003 г.

Рассмотрена задача о величине коэффициента трения в силовой системе при фрикционно-механической усталости с позиций обеспечения требуемой эксплуатационной надежности этой системы.

Коэффициент трения играет существенную роль при силовом анализе механизмов движения [1–3 и др.]. Рассмотрим следующую задачу: какой должна быть

величина коэффициента трения, чтобы в силовой системе обеспечивался требуемый коэффициент запаса прочности? Ясно, что коэффициент трения влияет на процессы изнашивания в силовой системе [1–5].

¹ Белорусский государственный университет, г. Минск, Беларусь.

Применительно к фрикционной усталости поставленная задача решается с помощью условия проверки прочности [5]

$$\tau_w = f_s p_a \leq [\tau], \quad (1)$$

где τ_w — удельная сила трения (фрикционное напряжение); f_s — коэффициент трения при скольжении; p_a — среднее контактное давление; $[\tau]$ — допустимое фрикционное напряжение.

Из условия (1) следует, что должно выполняться неравенство

$$f_s \leq [\tau]/p_a \quad (2)$$

Решим ту же задачу применительно к фрикционно-механической усталости [6]. Допускаемое напряжение при фрикционно-механической усталости [5]

$$[\tau] = \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma}{\sigma_{-1}}}}{n_{\sigma\tau}}, \quad (3)$$

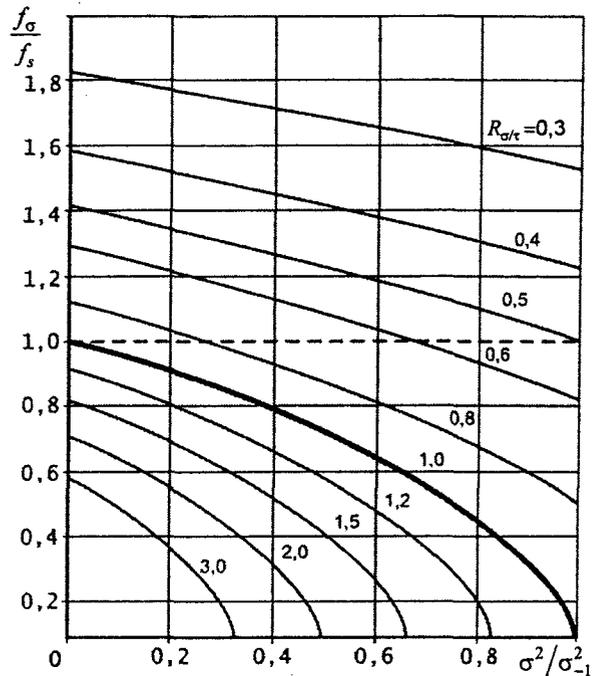
где τ_f — предел фрикционной усталости; σ_{-1} — предел выносливости при циклическом нагружении; $n_{\sigma\tau}$ — коэффициент запаса прочности для данной силовой системы (с учётом действия как циклических σ , так и фрикционных τ_w напряжений); $R_{\sigma/\tau}$ — параметр взаимодействия повреждений от фрикционной и циклической нагрузок [5].

Подставляя формулу (3) в условие (2), получим

$$f_\sigma \leq \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{p_a n_{\sigma\tau}} = \frac{[\tau]}{p_a} \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}} = f_s \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}} \quad (4)$$

Эта формула и дает ответ на вопрос, каким должен быть коэффициент трения в силовой системе, чтобы обеспечивалась ее требуемая эксплуатационная надежность. Вопрос о том, как определить коэффициент трения в конкретной силовой системе, решается иными методами [7 – 9].

Согласно формуле (4), требуемый коэффициент трения для данной силовой системы существенно зависит от относительного циклического напряжения $(\sigma/\sigma_{-1})^2$ и параметра взаимодействия повреждений $R_{\sigma/\tau}$. На рисунке эта зависимость представлена для f_σ/f_s , т. е. отношения коэффициентов трения в силовой системе (f_σ) и в паре трения (f_s); принято, что при чистом скольжении $f_\sigma/f_s = 1$ (см. пунктир на рисунке). Из рисунка можно заключить следующее:



Зависимости коэффициента трения в силовой системе от параметров σ/σ_{-1} и $R_{\sigma/\tau}$

1. Чем больше величина циклического напряжения σ приближается к пределу выносливости σ_{-1} (отношение σ^2/σ_{-1}^2 растет), тем меньше должно быть значение коэффициента трения, чтобы обеспечивалась требуемая эксплуатационная надежность силовой системы, которая работает в условиях фрикционно-механической усталости.

2. Коэффициент трения в силовой системе может быть больше, меньше или равным коэффициенту трения при скольжении в зависимости от величины параметра $R_{\sigma/\tau}$ взаимодействия повреждений, обусловленных контактной (τ_w) и внеконтактной (σ) нагрузками.

3. Когда $R_{\sigma/\tau} > 1$, усиливается роль процессов разупрочнения в силовой системе [5] и, следовательно, необходимо соответствующее снижение в ней коэффициента трения ($f_\sigma/f_s < 1$), чтобы обеспечить требуемую надежность.

4. Если $R_{\sigma/\tau} < 1$, наоборот, усиливается роль процессов упрочнения в силовой системе [5], поэтому коэффициент трения в ней может расти ($f_\sigma/f_s > 1$) без снижения требуемой надежности.

5. Коэффициент трения является важным параметром, с помощью которого можно управлять эксплуатационной надежностью как пары трения, так и силовой системы.

Сделанные выводы не противоречат основным представлениям о процессе трения в трибологии [1 – 4] и трибофатике [5 – 9]. Однако требуется провести комплекс экспериментальных исследований,

чтобы конкретизировать их в количественном отношении (применительно к реальным силовым системам, элементы которых изготовлены из разных материалов).

ЛИТЕРАТУРА

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. — М.: Машиностроение, 1977. — 528 с.
2. Гаркунов Д.Н. Триботехника. — М.: Машиностроение, 1985. — 424 с.
3. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение в экстремальных условиях. — М.: Машиностроение, 1986. — 224 с.
4. Поверхностная прочность материалов при трении / Под ред. Б. И. Костецкого. — Киев: Техника, 1976. — 292 с.
5. Сосновский Л.А. Основы трибофатики. — Гомель: БелГУТ, 2003. — 478 с.
6. Сосновский Л.А., Махутов Н.А., Шуринов В.А. / Заводская лаборатория. 1992. Т. 58. № 9. С. 46 – 63.
7. Сосновский Л.А., Троценко В.Т., Махутов Н.А., Гао Ван Чжэн, Щербаков С.С. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). — Гомель — Киев — Москва — Ухань: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2001. — 170 с.
8. Щербаков С.С. / Труды 4-го Международного симпозиума по трибофатике (г. Тернополь, Украина, 23 – 27 сентября 2002 г.) / Под ред. В. Т. Троценко. — Тернополь: Тернопольский государственный технический университет им. Ивана Пулюя, 2002. Т. 2. С. 791 – 793.
9. Shcherbakov S.S. / Proc. of the III International Symposium on Tribo-Fatigue (Beijing, China, October 22 – 26, 2000). — Beijing: Hunan University Press, 2000. P. 385 – 388.

УДК 620.178.16: 620.178.3

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ ПРИ КАЧЕНИИ И КОНТАКНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ

© С. А. Тюрин¹, С. С. Щербаков², Л. А. Сосновский³

Статья поступила 19 августа 2003 г.

Показано, что условия износоусталостных испытаний оказывают существенное влияние на величину и характер изменения коэффициента трения. Экспериментально подтверждено, что в силовой системе циклические напряжения от внеконтактной нагрузки изменяют коэффициент трения, обусловленный контактной нагрузкой.

Определение коэффициента трения при качении — обычная трибологическая задача. Хорошо известны как методики, так и результаты измерения момента трения [1 – 3 и др.]. При развитии исследований по трибофатике было теоретически предсказано [4], что коэффициент трения должен изменяться, если на один из элементов пары трения действует циклическая сила. Это так называемая силовая система [5], работающая в условиях контактно-механической усталости [6]. Цель данной работы — сравнительное исследование процессов трения при качении и контактно-механической усталости.

Схема испытаний на контактно-механическую усталость показана на рис. 1, а. Образец закреплен в шпинделе испытательной машины и вращается с угловой скоростью ω_1 . К образцу с помощью контактной нагрузки F_N прижимается контробразец — ролик, вращающийся с угловой скоростью ω_2 . К хвостовику образца приложена изгибающая нагрузка Q . Если эта нагрузка направлена вниз, то ролик оказывается в зоне растяжения, а если вверх, то — в зоне сжатия. Методику испытаний регламентирует стандарт [6].

Схема испытаний на трение качения приведена на рис. 1, б. В этом случае изгибающая нагрузка отсутствует ($Q = 0$), а образец с целью экономии материала сделан укороченным.

Испытания проводили на машине для износоусталостных испытаний СИ-03М [7] при частоте 3000 мин⁻¹ в условиях нормальной температуры. Параметры испытательной машины удовлетворяли

¹ Институт механики и надежности машин НАНБ, г. Минск, Беларусь.

² Белорусский государственный университет, г. Минск, Беларусь.

³ НПО «ТРИБОФАТИКА», г. Гомель, Беларусь.