

на него всю полноту ответственности за результаты реализации этих программ. В этом случае Республиканский компьютерный центр станет одним из основных ответственных разработчиков и поставщиков высоких технологий на отечественные машиностроительные предприятия.

Заключение

Будущее белорусского машиностроения как базовой структурообразующей и экспортоориентированной отрасли республики – в теснейшем союзе с наукой. Только в таком союзе при создании благоприятного научно-организационного климата промышленность сможет не отстать от ускоряющихся темпов мирового технического прогресса, а значит, сохранить и упрочить свое положение в условиях острой рыночной конкуренции.

УДК 620.178.16; 620.178.3

Л.А. Сосновский¹⁾, М.С. Высоцкий²⁾, В.Т. Трощенко³⁾

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ, УЗЛОВ ТРЕНИЯ И СИЛОВЫХ СИСТЕМ ПО ОСНОВНЫМ КРИТЕРИЯМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

¹⁾Белорусский государственный университет транспорта

Гомель, Беларусь

²⁾НИРУП Белавтотракторостроение

Минск, Беларусь

³⁾Институт проблем прочности НАН Украины

Киев, Украина

Введение. Будем считать основными критериями работоспособности:

- элементов конструкций – прочность (при статическом и циклическом нагружении);
- узлов трения – износостойкость (при скольжении, качении и фреттинге);
- силовых систем – сопротивление комплексному (износоусталостному) повреждению и разрушению, основные виды которого представлены в таблице 1.

Таблица 1

Основные виды износоусталостного повреждения

Типичная силовая система	Комплексное повреждение и разрушение	Определение
Шейка коленчатого вала / шатунная головка с подшипником скольжения	Фрикционно-механическая усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения скольжения
Колесо / железнодорожный	Контактно-механическая	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим

рельс	усталость	взаимодействием явлений механической усталости и трения качения (трения качения с проскальзыванием)
Шлицевой вал / втулка	Фреттинг-усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и фреттинга

Ниже формулируются и излагаются принципы проектирования указанных объектов.

1. Проектирование элементов конструкций. Методы расчета на прочность базируются на механике деформируемого твердого тела и к настоящему времени достигли известного совершенства. Изложим принципы проектирования элементов конструкций по критериям статической прочности и сопротивления усталости [1, 2].

Условие прочности при линейном напряженном состоянии, или условие недостижения предельного состояния, записывают так:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{n_{\sigma}}. \quad (1)$$

Согласно этому условию, наибольшее действующее в детали (конструкции) напряжение σ не должно превышать допустимого значения $[\sigma]$, при этом последнее определяют как уменьшенное в n_{σ} раз предельное напряжение σ_{lim} ; число $n_{\sigma} > 1,0$ называют коэффициентом запаса прочности. Если недопустим переход в пластическое состояние, то предельное напряжение $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_T$. При опасности хрупкого разрушения принимают $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_b$. В условиях циклического нагружения условие (1) считают справедливым при $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{-1}$, где σ_{-1} – предел выносливости.

Используя условие (1) в той или иной форме, реализуют следующие три процедуры расчетов на прочность (например, балки при изгибе моментом M) по допустимому напряжению:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &\leq [\sigma]; \\ W &\geq M/[\sigma]; \\ [\sigma] &\geq M/W, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

которые называют соответственно: проверка прочности; определение размеров поперечного сечения элемента конструкции; выбор материала для его изготовления.

При трехосном напряженном состоянии, которое характеризуется главными напряжениями $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, расчеты на прочность ведут по следующей схеме:

$$\begin{array}{l} \sigma_1 \rightarrow \\ \sigma_2 \rightarrow \\ \sigma_3 \rightarrow \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \text{Теория} \\ \text{прочности} \end{array} \right. \rightarrow f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, m_j, \dots) = \sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{n_{\sigma}}. \quad (3)$$

Согласно этой схеме, на основании принятой теории прочности (теории предельных напряженных состояний) получают функцию

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, m_j, \dots) = \sigma_{\text{экв}} \quad (4)$$

приведения сложного напряженного состояния к эквивалентному (равноопасному) линейному напряженному состоянию, характеризуемому эквивалентным (или приведенным) напряжением $\sigma_{\text{эkv}}$. И тогда условие прочности будет

$$\sigma_{\text{эkv}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{n_{\sigma}}, \quad (5)$$

что практически аналогично условию (1). В функции (4) m_j – некоторые параметры материала.

Величина основной характеристики сопротивления усталости – предела выносливости зависит от многих факторов. Поэтому расчет на прочность при напряжениях, переменных во времени, выполняют по условию типа (1) с учетом влияния основных из них:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{-1Д}}{n_{\sigma}} = \frac{\sigma_{-1}}{n_{\sigma}} / K_0. \quad (6)$$

Здесь $K_0 \geq 1$ – коэффициент снижения предела выносливости, рассчитываемый по формуле

$$K_0 = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A}. \quad (7)$$

В формулах (6) и (7): σ_{-1} – предел выносливости при изгибе с вращением полированных образцов металла диаметром $d = 7,5$ мм; $\sigma_{-1Д}$ – предел выносливости детали (элемента конструкции) диаметром $D > d$; $K_{\sigma} \leq 1$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $K_D \leq 1$ – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения; $K_F \leq 1$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности; K_A – коэффициент влияния анизотропии свойств; $K_v > 1$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения; n_{σ} – коэффициент запаса прочности. Если цикл нагружения несимметричный, можно воспользоваться одним из методов его приведения к симметричному циклу.

Изложенные общие принципы проектирования элементов конструкций по критериям статической прочности и сопротивления усталости являются общепризнанными; они применимы практически к любым объектам, которые работают в разнообразных условиях (при растяжении-сжатии, изгибе, кручении, сложном нагружении и т.д.).

2. Проектирование узлов трения. Анализ процессов трения и изнашивания базируется на механике дискретного контакта шероховатых тел. По-видимому, этим и объясняется тот факт, что общепринятые методы расчета на трение и изнашивание практически не разработаны [3, 4, 5 и мн. др.]. Но если нулевым признается износ на глубину, не превышающую высоту неровностей, то ясно, что процессы поверхностного разрушения (изнашивания) следует оценивать методами механики деформируемого твердого тела.

Было экспериментально показано [2], что при любом виде трения (качении, скольжении, фреттинге) можно построить кривую фрикционной усталости, подобную кривой механической усталости, и найти предельное значение основного параметра трения – удельной силы трения $\tau_w = fp_a$ либо номинального контактного давления p_a (f – коэффициент трения). Это и дает основание для разработки нового подхода к проектированию узлов трения. Если, например, τ_f – предел фрикционной усталости, то условие нулевого износа

$$\tau_w = fp_a \leq \frac{\tau_f}{n_{\tau}} = [\tau], \quad (8)$$

где $[\tau]$ – допускаемая удельная сила трения (допустимое фрикционное напряжение), определенная с коэффициентом запаса $n_\tau > 1$.

Условие измеримого износа противоположно неравенству (8):

$$\tau_w = fp_a > [\tau] = \frac{\tau_f}{n_\tau}. \quad (9)$$

Подобно тому, как, используя условие (1), были записаны процедуры (2) расчетов на прочность, установим аналогичные процедуры расчетов на трение и износ: проверка износостойкости –

$$\tau_w \leq [\tau], \quad (10)$$

определение размеров номинальной площади контакта в паре трения –

$$A_a \geq F_s / [\tau] = F_s n_\tau / \tau_f, \quad (11)$$

выбор материалов для трущихся тел –

$$[\tau] \geq \tau_w; \quad (12)$$

$$f \leq [\tau] / p_a. \quad (13)$$

В отличие от расчетов на прочность, здесь условия (8) и (10)–(13) следует применять дважды – для каждого из тел пары трения, если они изготовлены из различных материалов и/или имеют разные формы и размеры. Кроме того, правильность выбора материалов для трущихся тел должна быть подтверждена выполнением условия (13), согласно которому коэффициент трения не может превышать определенного значения. Заметим, наконец, что все формулы расчетов на трение и износ могут быть аналогично записаны и по контактному давлению, учитывая, что $\tau_w = fp_a$.

Изложенные общие принципы проектирования узлов трения по критериям износостойкости (трения и изнашивания) применимы практически к любым объектам, которые работают в разнообразных условиях (при скольжении, качении, проскальзывании и др.); они разработаны в последние годы и, чтобы стать общепризнанными, должны пройти длительную апробацию специалистами.

3. Проектирование силовых систем. Проектирование силовых систем много сложнее, чем элементов конструкций и узлов трения. Во-первых, условие прочности надо записать не по отдельному критерию сопротивления усталости или износостойкости, а по комплексному критерию износоусталостного повреждения и разрушения. Во-вторых, в нем надо учесть сложное взаимодействие элементов системы. И, в-третьих, надо найти условия прочности не только отдельных элементов, но и системы как целого. В итоге получается, что надо решить по меньшей мере четыре задачи.

3.1. Определение размера поперечного сечения. Определим диаметр вала силовой системы, которая работает при фрикционно-механической усталости (см. таблицу 1). Условие прочности с коэффициентом запаса $n_{\sigma\tau}$ следует записать с учетом прямого эффекта [2]

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{-1\tau}}{n_{\sigma\tau}}, \quad (14)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение. Величину $\sigma_{-1\tau}$ (предела выносливости вала с учетом влияния процессов трения и изнашивания) можно установить либо экспериментально (с помощью машин серии СИ для износоусталостных испытаний), либо расчетным методом, например, по формуле [2]

$$\sigma_{-1\tau} = \sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}, \quad (15)$$

где $R_{\sigma/\tau}$ – параметр взаимодействия необратимых повреждений, обусловленных контактной (индекс τ) и внеконтактной (индекс σ) нагрузками.

Пусть вал изгибается моментом M . Тогда, как известно, наибольшее нормальное напряжение в нем

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d^3 / 32}, \quad (16)$$

где W – момент сопротивления изгибу.

Учитывая (16) в (14), найдем, с учетом (15), необходимый диаметр вала:

$$d_{TF} \geq \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}}} = \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}}. \quad (17)$$

Графический анализ формулы (17) дан на рисунке 1, где осью ординат служит отношение d_{TF}/d_F диаметра вала, определенного по критерию износоусталостного повреждения (d_{TF}) либо по критерию механической усталости (d_F); здесь принято, что коэффициенты запаса в обоих случаях одинаковы ($n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$). Случаю $d_{TF} = d_F$ соответствует горизонтальный пунктир на рисунке 1. Учет процессов трения и изнашивания при $R_{\sigma/\tau} = 1$ иллюстрируется криволинейной пунктирной линией; сплошные линии характеризуют случаи, когда $R_{\sigma/\tau} > 1$ либо $R_{\sigma/\tau} < 1$.

Пусть, например, $\tau_w^2/\tau_f^2 = 0,5$. Тогда оказывается, что $d_{TF}/d_F \approx 1,12$, когда $R_{\sigma/\tau} = 1$, и $d_{TF}/d_F \approx 1,2$, когда $R_{\sigma/\tau} \approx 1,2$. А в случае, когда $R_{\sigma/\tau} \approx 0,5$, имеем $d_{TF} \approx 0,93d_F$. Конкретные значения параметра $R_{\sigma/\tau}$ взаимодействия повреждений определяют в зависимости от свойств упрочнения-разупрочнения материалов, принятых для элементов силовой системы, и условий ее эксплуатации [2].

Общее заключение таково: диаметр вала, определенный по критерию трибофатика, может быть существенно меньше или больше того диаметра, который был бы определен по критерию механической усталости при условии, что изгибающий момент в обоих случаях одинаков. Поэтому ясно, что традиционный метод расчета элемента силовой системы не может считаться достаточным.

3.2. Определение площади контакта. Эту задачу решим для силовой системы, которая работает при контактно-механической усталости (см. таблицу 1). В таком случае условие прочности с коэффициентом запаса $n_{p\sigma}$ следует записать с учетом обратного эффекта [2]

$$p_0 \leq [p] = p_{f\sigma} / n_{p\sigma}, \quad (18)$$

где $[p]$ – допускаемое контактное давление. Величину $p_{f\sigma}$ (предела контактной выносливости с учетом влияния циклических напряжений) устанавливают либо экспериментально (с использованием машин серии СИ), либо расчетным методом по формуле [2]:

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}. \quad (19)$$

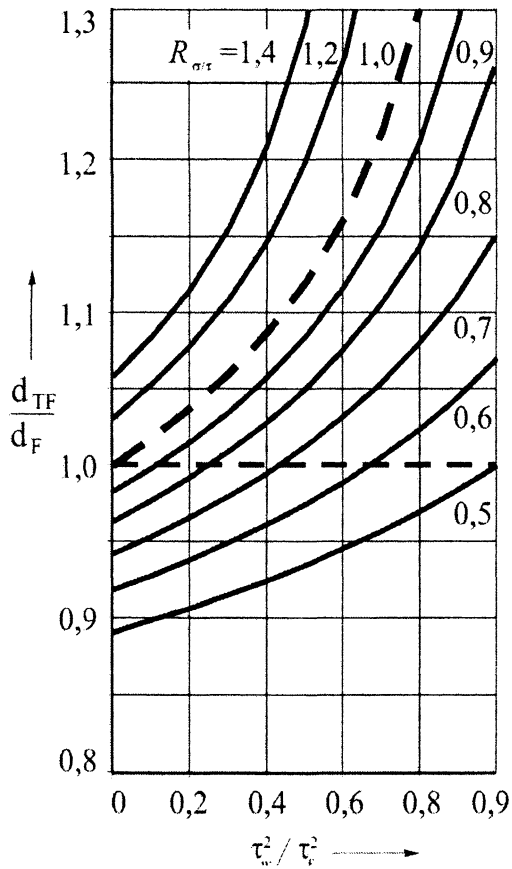


Рисунок 1. К определению диаметра вала

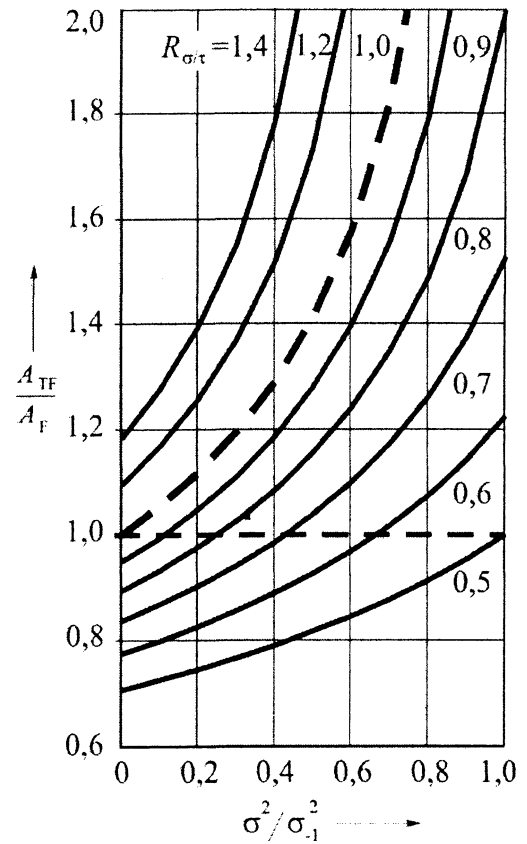


Рисунок 2. К определению площади контакта

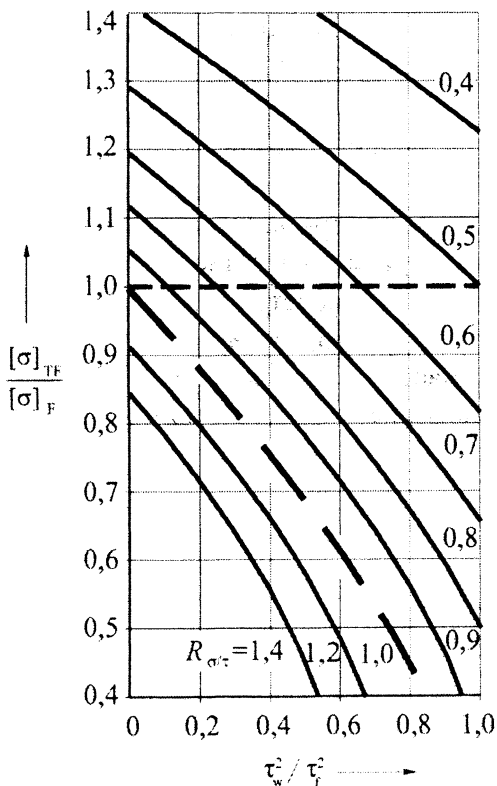


Рисунок 3. К выбору материала

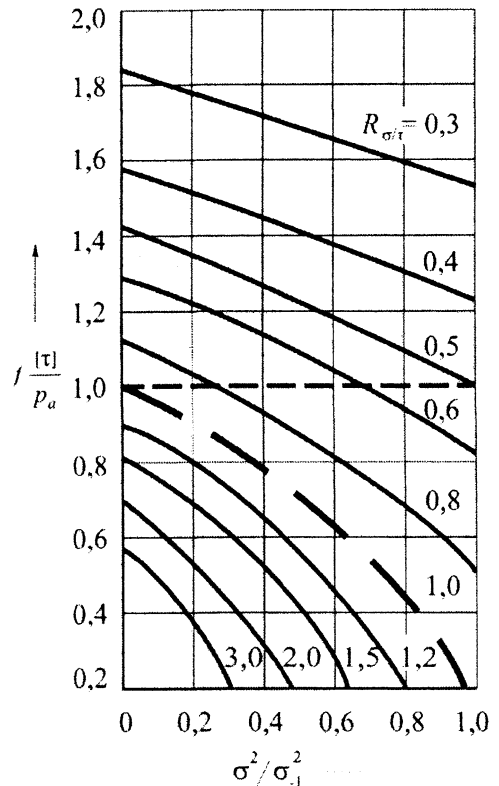


Рисунок 4. К обоснованию коэффициента

Для случая контакта вала с цилиндрическим роликом из (18) с учетом (19) получаем формулу для расчета требуемой (номинальной) площади контакта:

$$A_{TF} \geq \frac{2F_N n_{ps}}{\pi p_{fs}} = \frac{2F_N n_{ps}}{\pi p_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (20)$$

Зная величину площади контакта (20) и радиус вала, радиус ролика вычислить нетрудно (например, по соответствующему решению Герца). Анализ условия (20) аналогичен анализу условия (4) и дан на рисунке 2. Из этого рисунка следует, что в зависимости от условий работы системы и принятых материалов для изготовления ее элементов может быть $A_{TF} \gtrless A_T$. Иными словами, площадь контакта, определенная по критерию трибофатики (A_{TF}), может быть существенно больше или меньше той площади, которая была бы определена по критерию трения (A_T). Заметим: в трибологии нет расчетного метода определения требуемой площади контакта A_T – такой метод тоже предложен в трибофатике.

3.3. Выбор материала. В качестве примера рассмотрим задачу о выборе материала для вала на основе условия (14). Перепишем его в следующем виде:

$$\sigma_{-1t} / n_{\sigma t} = [\sigma] \geq \sigma. \quad (21)$$

Из (21) с учетом (15) имеем

$$[\sigma]_{TF} = \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma t}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}{n_{\sigma t}} \geq \sigma. \quad (22)$$

Из (22) определяем допустимое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\sigma]_{TF}$, а по нему – конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности.

Графический анализ условия (22) представлен на рисунке 3, при условии, что коэффициенты запаса прочности $n_{\sigma t} = n_{\sigma}$.

Нормативные значения $[n_{\sigma}]$ коэффициента запаса применительно к расчету элементов конструкций на механическую усталость приведены в таблице 2; там же даны рекомендуемые коэффициенты $n_{\sigma t}$ применительно к расчету элементов силовых систем по критерию износоусталостного повреждения. Видно, что $n_{\sigma t} < n$; это один из эффективных путей снижения конструктивной массы изделия при обеспечении требуемой эксплуатационной надежности его наиболее ответственных – силовых систем.

Таблица 2

Коэффициенты запаса прочности

Коэффициенты запаса	Требования к надежности	
	средние	повышенные
$[n]$	1,4...1,6	1,5...1,8
$n_{\sigma t}$	1,2...1,3	1,3...1,5

Далее рассмотрим аналогичную задачу о выборе материала для подшипника скольжения. Имеем

$$\tau_{f\sigma} / n_{\tau\sigma} = [\tau] \geq \tau_w. \quad (23)$$

Из (23) получаем

$$[\tau]_{TF} = \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{R_{\sigma/\tau} \sigma_{-1}^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \tau_w. \quad (24)$$

Зная допускаемое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\tau]_{TF}$, выбираем конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности. Если рекомендации по выбору $n_{\tau\sigma}$ отсутствуют, в первом приближении можно принять $n_{\tau\sigma} = n_{\sigma\tau}$ согласно таблице 2.

3.4. Требования к коэффициенту трения. Коэффициент трения играет существенную роль при силовом анализе механизмов движения. Здесь кратко рассмотрим иную задачу: какой должна быть величина коэффициента трения, чтобы в силовой системе обеспечивался требуемый запас прочности? Тем самым признается, что коэффициент трения, хотя бы и опосредованно, влияет на процессы изнашивания в силовой системе.

Поставленная задача применительно, например, к фрикционно-механической усталости решается с помощью условия проверки прочности

$$\tau_w = fp_a \leq [\tau], \quad (25)$$

из которого следует, что

$$f_{TF} \leq [\tau]_{TF} / p_a, \quad (26)$$

или, с учетом (24),

$$f_{TF} \leq \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{R_{\sigma/\tau} \sigma_{-1}^2}}}{p_a n_{\tau\sigma}}. \quad (27)$$

Графический анализ формулы (27) дан на рисунке 4.

Подчеркнем: формулы (26) или (27) дают ответ на вопрос, каким должен быть коэффициент трения в силовой системе, чтобы обеспечивалась ее требуемая эксплуатационная надежность. Заметим: в трибологии подобная задача даже не ставилась. В трибологии решается лишь вопрос о том, как определить коэффициент трения в конкретной паре, и решается он совсем иными методами (см., например, [3–5]). В трибофатике вводится представление о новом параметре [2, 6], который характеризует условия трения в силовой системе. Его называют индексом трения. Показано, что индекс трения в силовой системе должен быть

$$f_F = \frac{\sigma_a}{\tau_w} \leq [f_{TF}]. \quad (28)$$

По существу, выражение (28) есть условие прочности по параметру трения, а величину $[f_{TF}]$ следует считать допускаемым значением параметра трения.

Изучая все рисунки 1 – 4 в целом, можно сделать общее заключение: несущая способность силовой системы (и ее элементов) определяется относительной величиной циклических напряжений (σ/σ_{-1}), относительной величиной контактных (p/p_f) либо фрикционных (τ_w/τ_f) напряжений и условиями взаимодействия повреждений от контактных и внеконтактных нагрузок ($R \geq 1$). Все это и принимается во внимание при проектировании силовых систем по критерия трибофатики.

Новые принципы проектирования, разработанные применительно к наиболее ответственным – силовым системам машин и оборудования, позволяют обоснованно решать проблемы обеспечения их эксплуатационной надежности по важнейшим критериям работоспособности – сопротивлению комплексным износоусталостным повреждениям. Нетрудно видеть, что эти принципы являются обобщенными; в частных случаях они сводятся к известным процедурам расчета элементов конструкций и узлов трения по отдельным критериям прочности и износостойкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов. – Киев.: Вища школа, 1986. – 775 с;
2. Сосновский Л.А. Основы трибофатики. – Гомель: БелГУТ, 2003. – Т.1. – 246 с., – Т.2. – 234 с;
3. Основы трибологии. Под ред. А.В. Чичинадзе/ Авт.: А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др. – М.: Машиностроение, 2001. – 663 с;
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 528 с;
5. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение в экстремальных условиях. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с;
6. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). Научный редактор Сосновский Л.А./ Авт.: Л.А.Сосновский, В.Т. Трощенко, Н.А. Махутов, Гао Ван-Чжэн, А.В. Богданович, С.С. Щербаков. – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 170 с.

УДК 620.178.16; 620.178.3

Л.А. Сосновский¹⁾, Н.А. Махутов²⁾

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИЛОВЫХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ РИСКА ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

¹⁾ *Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

²⁾ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
Москва, Россия*

Согласно нашему представлению, риск есть ожидание повреждений в объектах; это, в обобщенном понимании, ожидание любых неблагоприятных событий, явлений, ситуаций [1–3]. Количественно такое ожидание можно оценить как долю «плохого в хорошем». Если, например, $P(A)$ – вероятность отказа силовой системы, а $Q(B)$ – вероятность ее безотказной работы, то показатель риска

$$\rho = \frac{P(A)}{Q(B)}. \quad (1)$$