

УДК 539.4

О.М. ЕЛОВОЙ, канд. техн. наук

заместитель генерального директора по научной работе и инновационной деятельности

E-mail: omy@bk.ru

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

А.В. БОГДАНОВИЧ, д-р техн. наук, доц.

профессор кафедры теоретической и прикладной механики

E-mail: bogal@tut.by

Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 12.07.2017.

К РАЗРАБОТКЕ НОРМАТИВНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ. ЧАСТЬ 1

В статье кратко рассматриваются принципы, которые могут быть положены в основу для разработки нормативных методов расчета и проектирования трибофатических систем. Реализация таких принципов иллюстрируется решением следующих основных задач: определение требуемых размеров элементов трибофатических систем и площади их контакта; выбор материалов для их изготовления; определение требуемой величины коэффициента трения для обеспечения заданной эксплуатационной надежности системы; прогнозирование долговечности и надежности по критериям трибофатики; определение интенсивности изнашивания и группы износостойкости; оценка риска (безопасности) эксплуатации. При этом использованы формулы, полученные в рамках обобщенной энергетической теории предельных состояний трибофатических систем, находящихся под воздействием объемных, фрикционной и термодинамической нагрузок и работающих в коррозионной среде, а также теории надежности таких систем по критериям сопротивления усталости, вибро-, износо- и эрозионной стойкости, концепции L-риска и S_p -безопасности.

Ключевые слова: силовая система, износоусталостное повреждение, прочность, износостойкость, коэффициент запаса, долговечность, контактно-механическая усталость, фрикционно-механическая усталость

Введение. Проблемы прочности и износостойкости относят к числу наиболее важных в обеспечении надежности и ресурса машин и оборудования [1–4]. Из расчета на прочность и износостойкость устанавливают размеры деталей a , значит, и конструктивную массу изделия, поэтому вопросы оценки работоспособности по критериям прочности и износостойкости являются особенно актуальными [5–12].

В общепринятой практике расчетов отдельных элементов машин и конструкций на прочность и сопротивление механической усталости при проектировании решают две основные задачи. Из условия прочности, записанного, например, по критерию усталостного разрушения, определяют размеры поперечного сечения детали и выбирают материал для ее изготовления. Методики таких расчетов разработаны давно и широко известны [2–5, 7, 9, 12]. В практике проектирования узлов трения подобный подход пока не применяется. Это, по-видимому, связано с тем, что в трибологии расчетно-экспериментальные оценки характеристик трения и изнашивания базируются преимущественно на механике дискретного контакта [13].

При проектировании трибофатических систем решаются более сложные задачи, чем при расчетах на прочность. Во-первых, требуется определить размеры не одного, а двух элементов системы в сложных условиях нагружения, а также выбрать материалы для их изготовления. Во-вторых, надо учесть работу системы как целого, т. е. принять во внимание прямой и обратный эффекты [14]. С нашей точки зрения, назрела необходимость создания нормативных методов расчета трибофатических систем на основе инновационных подходов трибофатики, накопленного положительного опыта проектирования, инженерной практики. Такие методы позволили бы сориентировать специалистов (расчетчиков, конструкторов) в вопросах выбора алгоритма расчета конкретной трибофатической системы подобно тому, как на подбор соответствующей расчетной процедуры для деталей машин и элементов конструкций нацеливают справочные пособия [3–5, 9, 10, 12], стандарты [15–17] и руководящие документы [18].

В статье, представляющей собой обобщение исследований последних лет [13, 14, 19, 20], ставилась задача кратко изложить принципы про-

ектирования и сравнительно проанализировать различные результаты расчета трибофатических систем традиционными методами (по отдельным критериям сопротивления усталости и/или износостойкости) и методами трибофатики (по комплексным критериям износоусталостного повреждения). Поэтому рассматриваются лишь простейшие силовые системы, схемы которых представлены на рисунке 1. Такие системы следует считать принципиальными, поскольку они находятся под воздействием как контактной, так и внеконтактной (повторно-переменной) нагрузок. Их можно считать и характерными, поскольку здесь обнаруживаются основные виды трения – при скольжении, качении, проскальзывании.

Определение размеров (поперечного сечения, площади контакта). Определим диаметр вала силовой системы, которая работает при фрикционно-механической усталости (см. рисунок 1 б). Пусть вал диаметром d изгибается моментом M . Тогда наибольшее нормальное напряжение в нем

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d^3 / 32}, \quad (1)$$

где W – момент сопротивления изгибу.

Условие прочности с коэффициентом запаса $n_{\sigma\tau}$ следует записать с учетом прямого эффекта

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau}, \quad (2)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое 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 путем по формуле:

$$\sigma_{-1\tau} = \sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}, \quad (3)$$

где τ_w – фрикционное напряжение (удельная сила трения); τ_f – предел фрикционной усталости; $\Lambda_{\sigma/\tau}$ – параметр взаимодействия повреждений в силовой системе. Фрикционное напряжение определяют по выражению:

$$\tau_w = F_s / A_a = f_s \cdot F_N / A_a, \quad (4)$$

где A_a – номинальная площадь контакта, F_s и f_s – сила и коэффициент трения при скольжении (в паре трения).

Учитывая (1) в (2), найдем необходимый диаметр вала, принимая формулу (3) для расчетной оценки величины $\sigma_{-1\tau}$:

$$d_{TF} \geq \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}}} = \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}}, \quad (5)$$

где τ_f – предел фрикционной усталости.

Таким образом, в рамках трибофатики (TF) требуемый диаметр вала d_{TF} можно определить

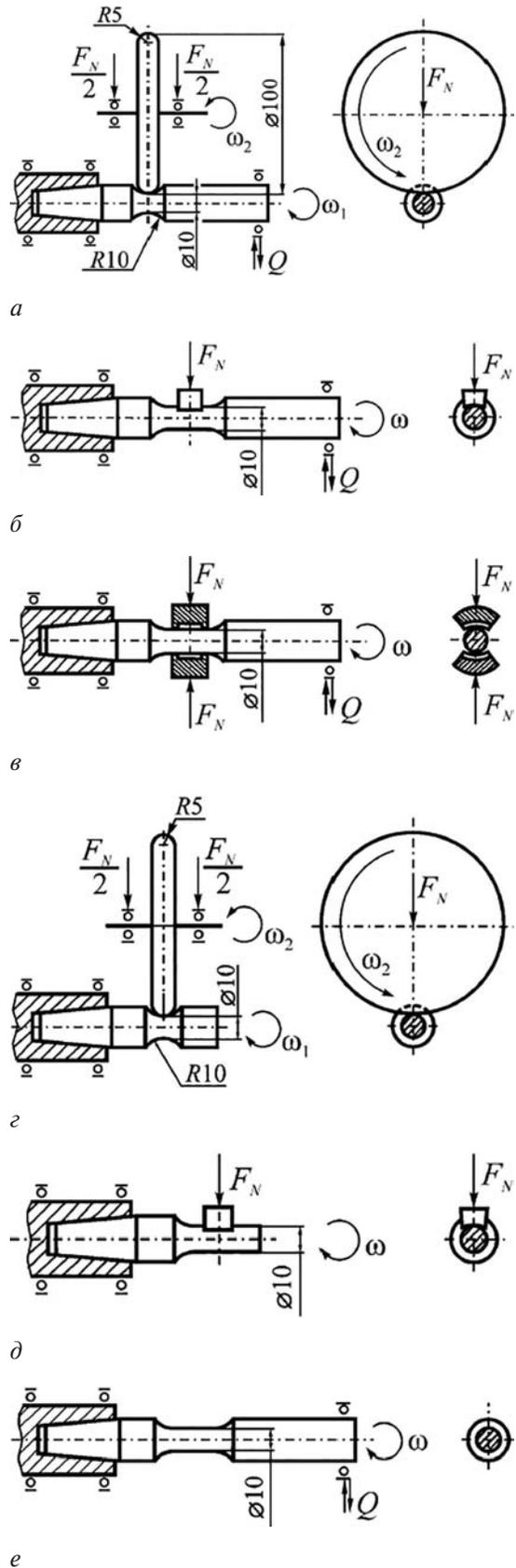


Рисунок 1 – Базовые схемы износоусталостных испытаний: а – контактно-механическая усталость; б – фрикционно-механическая усталость; в – фреттинг-усталость; г – трение качения (контактная усталость); д – трение скольжения (фрикционная усталость); е – механическая усталость; F_N – контактная нагрузка; Q – изгибающая нагрузка; ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения вала и ролика соответственно

либо по комплексной характеристике износоусталостного повреждения $\sigma_{-1\tau}$, либо по отдельным характеристикам сопротивления усталости σ_{-1} и износостойкости τ_f в зависимости от того, какими результатами экспериментов располагает расчетчик.

Графический анализ формулы (5) дан на рисунке 2, 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 2. Учет процессов трения и изнашивания при $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$ иллюстрируется криволинейной пунктирной линией; сплошные линии характеризуют случаи, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} > 1$ либо $\Lambda_{\sigma/\tau} < 1$.

Допустим, например, $\tau_w^2 / \tau_f^2 = 0,7$. Тогда оказывается, что $d_{TF} / d_F \approx 1,22$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$, и $d_{TF} / d_F \approx 1,4$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 1,2$. А в случаях, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 0,5$ и $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 0,3$, имеем $d_{TF} \approx 0,96d_F$ и $d_{TF} / d_F \approx 1,85$ соответственно. Конкретные значения параметра $\Lambda_{\sigma/\tau}$ взаимодействия повреждений определяют в зависимости от свойств упрочнения–разупрочнения материалов, принятых для элементов силовой системы, и условий ее эксплуатации.

Таким образом, из формулы (5) и рисунка 2 следует, что диаметр вала, определенный по критерию трибофатики, 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.

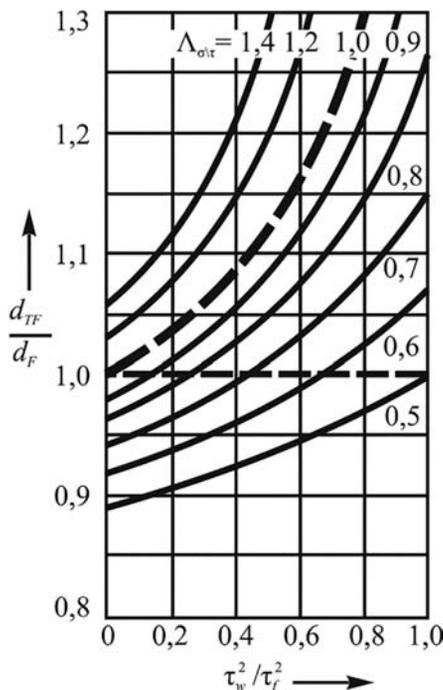


Рисунок 2 — Определение диаметра вала

Задачу определения необходимой площади контакта решим для силовой системы, которая работает при контактно-механической усталости (см. рисунок 1 а). В таком случае условие прочности с коэффициентом запаса $n_{p\sigma}$ следует записать с учетом обратного эффекта:

$$p_0 \leq [p] = p_{f\sigma} / n_{p\sigma}, \quad (6)$$

где $p_0 = \eta F_N / A_T$ — максимальное контактное давление в центре контактной площадки; η — коэффициент; A_T — площадь контакта; $[p]$ — допускаемое контактное давление. Величину предела контактной выносливости с учетом влияния циклических напряжений $p_{f\sigma}$ устанавливают либо экспериментально (с помощью машин серии СИ для износоусталостных испытаний), либо расчетным путем по формуле:

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}, \quad (7)$$

где p_f — предел контактной выносливости.

Рассмотрим далее случаи контакта вала с цилиндрическим роликом. Из (6) с учетом (7) получаем формулу для расчета требуемой (номинальной) площади контакта:

$$A_{TF} \geq \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_{f\sigma}} = \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (8)$$

Зная величину площади контакта (8) и радиус вала, радиус ролика вычислить нетрудно (например, по соответствующему решению Герца).

Анализ условия (8) аналогичен анализу условия (5) и дан на рисунке 3, из которого следует, что

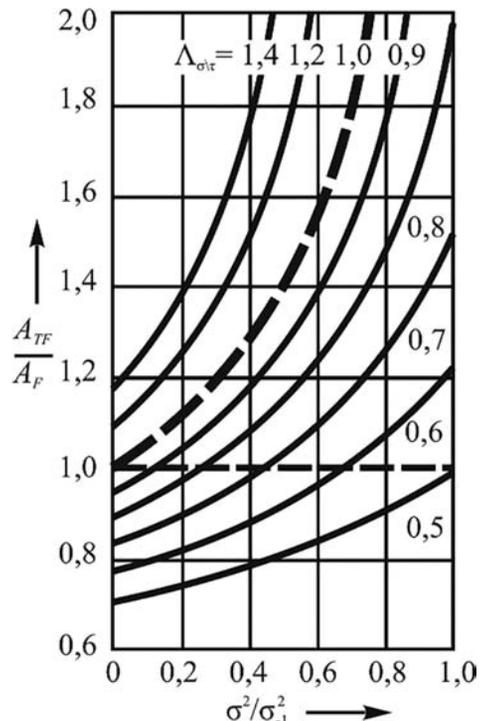


Рисунок 3 — Определение площади контакта

в зависимости от условий работы системы и принятых материалов для изготовления ее элементов может быть $A_{TF} \gg A_T$. Иными словами, площадь A_{TF} контакта, определенная по критерию трибофаттики, может быть существенно больше или меньше той площади A_T , которая была бы определена по критерию «чистого» трения.

Выбор материалов. В качестве примера рассмотрим задачу о выборе материала для вала на основе условия (2). Перепишем его в следующем виде:

$$\sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau} = [\sigma] \geq \sigma. \quad (9)$$

Из (9) с учетом формулы (3) для определения $\sigma_{-1\tau}$ имеем

$$[\sigma]_{TF} = \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}{n_{\sigma\tau}} \geq \sigma. \quad (10)$$

Из (10) 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 (10) представлен на рисунке 4 при условии, что коэффициенты запаса прочности $n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$.

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

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

$$\tau_{f\sigma} / n_{\tau\sigma} = [\tau] \geq \tau_w. \quad (11)$$

Принимая формулу для определения $\tau_{f\sigma}$

$$\tau_{f\sigma} = \tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}, \quad (12)$$

получаем

$$[\tau]_{TF} = \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \tau_w. \quad (13)$$

Таблица — Коэффициенты запаса прочности

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

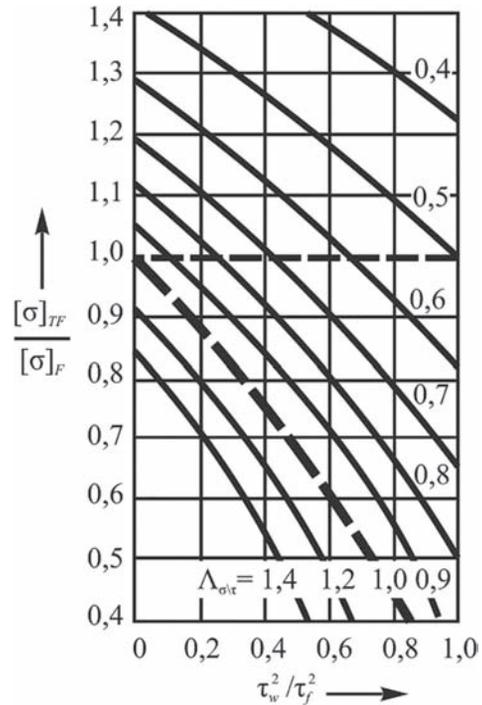


Рисунок 4 — Выбор материала

Зная допустимое 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.

Рассмотрим еще один пример выбора материала применительно к силовой системе типа «колесо — рельс» с учетом анализа взаимодействия повреждений, обусловленных контактными (p_0) и циклическими (σ) напряжениями. Сделаем это, используя относительный параметр износоусталостного повреждения, представляя его следующим образом:

$$\bar{p} = \left(\frac{p_{f\sigma}}{p_f} \right)^2 \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1p}} \right)^2 = \frac{1}{\Lambda_{p/\sigma}} - \frac{1}{n_{\sigma}^2}, \quad (14)$$

$$\bar{p} = \frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{1}{n_p^2},$$

где $n_{\sigma} = \sigma_{-1}/\sigma$ и $n_p = p_f/p_0$ — обычные коэффициенты запаса прочности по отдельным критериям сопротивления механической (σ_{-1}) и контактной (p_p) усталости.

Графический анализ (14) представлен на рисунке 5, при построении которого принято, что коэффициенты запаса для обоих элементов системы должны быть одинаковыми ($n_p = n_{\sigma}$), а прямой эффект не принимается во внимание ($\Lambda_{\sigma/p} = 1$).

Тогда, согласно рисунку 5, для рельса при $n_{\sigma} = n_p = 1,4$ выбор материала диктуется реализацией процессов упрочнения-разупрочнения. Требуемая величина \bar{p} должна быть больше 1,5, если $\Lambda_{p/\sigma} \leq 0,8$, и она должна быть менее 0,7, если

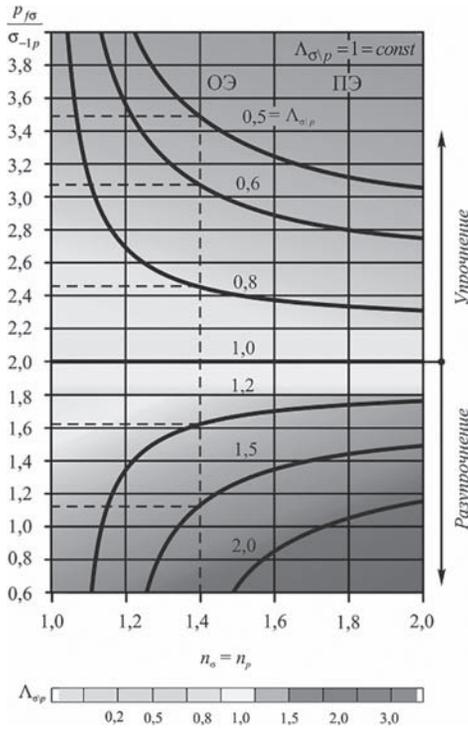


Рисунок 5 — Взаимосвязь между параметром $C_{TF} = p_f \sigma / \sigma_{-1p}$ сопротивления износоусталостному повреждению и коэффициентами запаса $n_o = n_p$ с учетом обратного эффекта

$\Lambda_{p/\sigma} \geq 1,2$ (показано пунктирами). Это означает, что требования к свойствам материала рельса должны быть кардинально различными для двух его характерных зон — той, где реализуется трение качения (и, следовательно, имеет место самопроизвольное упрочнение), и той, где реализуется трение скольжения (и, следовательно, реализуется самопроизвольное разупрочнение). Технологическими методами таким требованиям, по-видимому, удовлетворить можно, если, например, боковую поверхность рельса подвергнуть специальной обработке или, наоборот, обеспечить существенно разные свойства материала колеса на дорожке качения и по внутренней поверхности реборды.

Разумеется, анализ, данный по рисунку 5, является только иллюстративным, но принципиальным в методологическом отношении. Используя такой подход, можно разработать конкретные методики обоснования требований к механическим свойствам материалов для изготовления элементов силовых систем с обеспечением их заданной надежности.

Поскольку в практическом отношении параметр \bar{p} является достаточно сложным, сведем (14) к более простому виду:

$$\bar{p} \left(\frac{p_f}{\sigma_{-1}} \right)^2 = \left(\frac{p_f \sigma}{\sigma_{-1p}} \right)^2. \quad (15)$$

На основании большого массива экспериментальных данных построен рисунок 6. Из него можно установить индекс сопротивления сталей контактной и механической усталости:

$$p_f / \sigma_{-1} = C_{p/\sigma}. \quad (16)$$

В соответствии с рисунком 6 индекс (16) оказывается постоянным ($C_{p/\sigma} \approx 2$) для сталей, твердость которых не превышает ~ 400 НВ. В таком случае (15) принимает вид:

$$\bar{p} = 0,25 \left(\frac{p_f \sigma}{\sigma_{-1p}} \right)^2. \quad (17)$$

Таким образом, определение требуемых свойств материала согласно графикам на рисунке 5 (по параметру \bar{p}) — это, в сущности, простое требование об обеспечении определенного соотношения между двумя основными характеристиками

$$p_f \sigma / \sigma_{-1p} = C_{TF} \quad (18)$$

комплексного износоусталостного повреждения, которые исчерпывающим образом описывают оба эффекта — и прямой, и обратный.

Требования к коэффициенту трения. Коэффициент трения играет существенную роль при силовом анализе механизмов движения. Учитывая, что коэффициент трения влияет на процессы изнашивания в силовой системе, рассмотрим кратко задачу: какой должна быть величина коэффициента трения, чтобы в силовой системе обеспечился требуемый запас прочности?

Запишем условие прочности для обычной пары трения при фрикционной усталости:

$$\tau_w = f p_a \leq [\tau], \quad (19)$$

где p_a — номинальное среднее давление в контакте, используя которое применительно к силовой системе, работающей в условиях фрикционно-механической усталости, получим требование для выбора коэффициента трения:

$$f_{TF} \leq [\tau]_{TF} / p_a, \quad (20)$$

из (20) с учетом (13) имеем:

$$f_{TF} \leq \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{p_a n_{\sigma\tau}}. \quad (21)$$

Графический анализ формулы (21) дан на рисунке 7.

По существу, формулы (20), (21) дают ответ на вопрос: каким должен быть коэффициент тре-

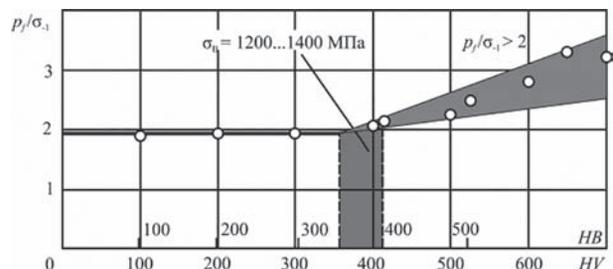


Рисунок 6 — Индекс сопротивления усталости сталей

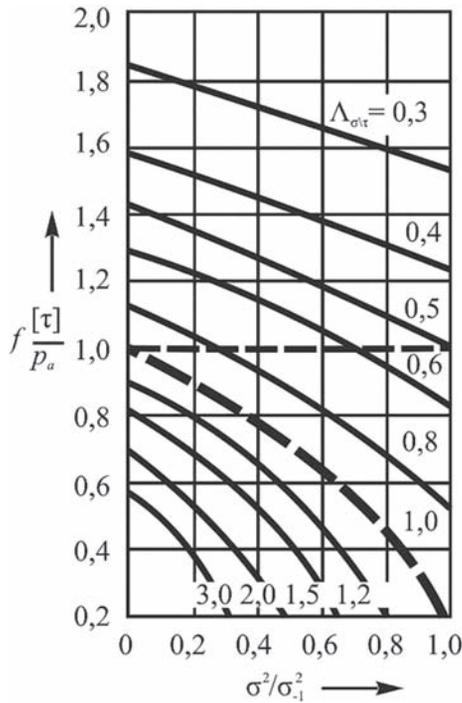


Рисунок 7 — Определение коэффициента трения

ния в силовой системе, чтобы обеспечивалась ее требуемая эксплуатационная надежность? Аналогичное требование можно записать и по индексу трения в силовой системе:

$$f_F = \frac{\sigma_a}{\tau_w} \leq [f_{TF}], \quad (22)$$

где $[f_{TF}]$ — допускаемое значение параметра (индекса) трения.

Работа выполнена при поддержке Белорусского и Российского фондов фундаментальных исследований (гранты №Т14Р_033 от 23.05.2014 и №14_08_90003_Бел_а (РФ)), а также по заданию ГПНИ «Механика, техническая диагностика, металлургия» (подпрограмма «Металлургия»).

Список литературы

1. Фролов, К.В. Проблемы надежности и ресурса изделий машиностроения / К.В. Фролов // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. — М.: Наука, 1986. — С. 5–35.

2. Решетов, Д.Н. Работоспособность и надежность машин / Д.Н. Решетов. — М.: Высш. шк., 1974. — 206 с.

3. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Ф.М. Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.

4. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. — М.: Высш. шк., 1991. — 319 с.

5. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справ. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 с.

6. Фролов, К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения / К.В. Фролов. — М.: Машиностроение, 1984. — 223 с.

7. Прочность материалов и конструкций / под ред. В.Т. Трошенко [и др.]. — Киев: Академперіодика, 2005. — 1088 с.

8. Писаренко, Г.С. Актуальные вопросы прочности в современном машиностроении / Г.С. Писаренко. — Киев: Наук. думка, 1992. — 192 с.

9. Когаев, В.П. Расчеты деталей машин на прочность и долговечность: Справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.

10. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. — М.: Машиностроение, 1977. — 528 с.

11. Основы трибологии: учеб. / А.В. Чичинадзе [и др.]; под ред. А.В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 2001. — 663 с.

12. Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др.: в 40 т. — М.: Машиностроение, 1995. — Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Д.Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д.Н. Решетова. — 844 с.

13. Фундаментальные закономерности достижения предельных состояний объектов при комбинированных многопараметрических воздействиях силовых факторов и термодинамической среды / Л.А. Сосновский [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 3. — С. 79–94; № 4. — С. 76–92.

14. Шербаков, С.С. Механика трибофатических систем / С.С. Шербаков, Л.А. Сосновский. — Минск: БГУ, 2010. — 407 с.

15. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости: ГОСТ 25.504-82.— Введ.: 01.07.83. — М.: Издательство стандартов, 1982. — 122 с.

16. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Основные положения и требования к проведению и нормативно-техническому обеспечению: ГОСТ 27609-88. — Введ.: 01.01.89. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 11 с.

17. Стандарт ассоциации. Расчеты на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов: СА 03-003-07. — М.: Ростехэкспертиза, 2007. — 115 с.

18. Методика оценки статической прочности и циклической долговечности магистральных нефтепроводов: РД 39-00147105-001-91. — Уфа: ВНИИСПТнефть, 1992. — 87 с.

19. Сосновский, Л.А. Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2007. — 434 с.

20. Богданович, А.В. Прогнозирование предельных состояний силовых систем / А.В. Богданович. — Гродно: ГрГУ им. Я. Купалы, 2008. — 372 с.

YELOVOY Oleg M., Ph. D. in Eng.

Deputy Director General for Research and Innovations

E-mail: omy@bk.ru

Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

BOGDANOVICH Alexander V., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Professor of the Department of Theoretical and Applied Mechanics

E-mail: bogal@tut.by

Belarusian State University, Minsk, Republic of Belarus

Received 12 July 2017.

DEVELOPMENT OF STATUTORY METHODS FOR CALCULATION AND DESIGN OF TRIBO-FATIGUE SYSTEMS. PART 1

The article discusses briefly the principles that can be used as a basis for the development of normative methods for the calculation and design of Tribo-Fatigue systems. The implementation of such principles is illustrated by the solution of the following main tasks: determination of the required dimensions of the elements of the Tribo-Fatigue systems and the area of their contact; choice of materials for their manufacture; determination of the required value of the coefficient of friction to ensure a given operational reliability of the system; forecasting of durability and reliability by the criteria of Tribo-Fatigue; determination of wear intensity and wear resistance group; risk (safety) of operation assessment. The formulas obtained in the framework of the generalized energy theory of the limiting states of Tribo-Fatigue systems under the influence of volume, friction and thermodynamic loads and operating in a corrosive medium, theory of reliability for such systems by the criteria of fatigue resistance, vibration, wear and erosion resistance, the concept of L -risk and S_p -safety also are used.

Keywords: active system, wear-fatigue damage, strength, wear resistance, safety factor, life time, contact-mechanical fatigue, frictional-mechanical fatigue

References

1. Frolov K.V. *Problemi nadezhnosti i resursa izdeliy mashinostroeniya* [Problems of reliability and resource of engineering products]. *Problemi nadezhnosti i resursa v mashinostroenii* [Problems of reliability and resource in mechanical engineering], Moscow, Nauka, 1986, pp. 5–35.
2. Reshetov D.N. *Rabotosposobnost i nadezhnost mashin* [Performance and reliability of machines], Moscow, Vysshaja shkola, 1974. 206 p.
3. Serensen S.V., Kogaev V.P., Schneiderovich F.M. *Nesuschaya sposobnost i rascheti detaley mashin na prochnost* [Carrying capacity and calculation of machine parts for strength]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 488 p.
4. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. *Prochnost i iznosostoykost detaley mashin: ucheb. posobie dlya studentov mashinost. vuzov* [Strength and wear resistance of machine parts: a textbook for engineering students]. Moscow, Vysshaja shkola, 1991. 319 p.
5. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilewicz G.B. *Raschet na prochnost detaley mashin: spravochnik* [Calculation of the strength of machine parts: Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1979. 702 p.
6. Frolov K.V. *Metodi sovershenstvovaniya mashin i sovremennye problemi mashinostroeniya* [Methods of improving machines and modern problems of machine building]. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 223 p.
7. Troshchenko V.T. [et al.] *Prochnost materialov i konstruktsiy* [Strength of materials and structures]. Kiev, Akademperiodika, 2005. 1088 p.
8. Pisarenko G.S. *Aktualnye voprosi prochnosti v sovremennom mashinostroenii* [Topical issues of strength in modern engineering]. Kiev, Naukova Dumka, 1992. 192 p.
9. Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Rascheti detaley mashin na prochnost i dolgovechnost: spravochnik* [Calculations of machine parts for strength and durability: Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1985. 224 p.
10. Kragelsky I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. *Osnovy raschetov na trenie i iznos* [Basics of calculations for friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 528 p.
11. Chichinadze A.V. [et al.] *Osnovy tribologii; uchebnik* [Fundamentals of tribology: textbook]. Moscow, Mashinostroenie, 2001. 663 p.
12. Reshetov D.N., Gusenkov A.P., Drozdov Yu.N. [et al.] *Detali mashin. Konstruktsionnaya prochnost. Trenie, iznos, smazka* [Machine parts. Structural strength. Friction, wear, lubrication]. *Mashinostroenie. Enciklopedia* [Mechanical engineering. Encyclopedia]. Moscow, Mashinostroenie, 1995, vol. IV-1. 844 p.
13. Sosnovskiy, L.A. [et al.] *Fundamentalnye zakonomernosti dostizhenia predelnykh sostoyaniy obektov pri kombinirovannykh mnogoparametricheskikh vozdeystviyakh silovykh faktorov i termodinamicheskoy sredy* [Fundamental regularities of achievement of limiting states for objects at combined multiparametric influences of force factors and a thermodynamic environment]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machine, mechanisms and materials], 2015, no. 3, pp. 79–94, 2015, no. 4, pp. 76–92.
14. Sherbakov S.S., Sosnovskiy L.A. *Mekhanika tribofaticheskikh sistem* [Mechanics of Tribo-Fatigue systems]. Minsk, BGU, 2011. 407 p.
15. GOST 25.504-82. *Rascheti i ispitaniya na prochnost. Metodi rascheta harakteristik soprotivleniya ustalosti* [State Standard 25.504-82. Calculations and tests of strength. Methods for calculating the characteristics of fatigue resistance]. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1982. 122 p.
16. GOST 27609-88. *Rascheti i ispitaniya na prochnost v mashinostroenii. Osnovnye polozheniya i trebovaniya k provedeniyu i normativno-tekhnicheskomu obespecheniyu* [State Standard 27609-88. Calculations and tests for strength in mechanical engineering. Basic provisions and requirements for implementation and regulatory support]. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1988. 11 p.
17. CA 03-003-07. *Standart assotitsiatcii. Rascheti na prochnost i vibratsiyu stalnih tehnologicheskikh truboprovodov* [SA 03-003-07. The standard of association. Calculations on the strength and vibration of steel process pipelines]. Moscow, Rostehexpertiza, 2007. 115 p.
18. Rukovodjashhij dokument RD 39-00147105-001-9. *Metodika otenki staticheskoy prochnosti i tsiklicheskoy dolgovechnosti magistralnykh nefteprovodov* [Guidance document RD 39-00147105-001-91. Method for assessing the static strength and cyclic durability of magistral oil pipelines]. Ufa, VNIISPTneft, 1992. 87 p.
19. Sosnovskiy L.A. *Mekhanika iznosoustalostnogo povrezhdeniya* [Mechanics of Wear-Fatigue damage]. Gomel, BelGUT, 2007. 434 p.
20. Bogdanovich A.V. *Prognozirovaniye predelnykh sostoyaniy silovoy system* [Prediction of the limiting states of power systems]. Grodno, GrGU im. Ja. Kupaly, 2008. 372 p.