

УДК 539.4

И.Н. ЛИС, магистр техн. наук
преподаватель специальных дисциплин¹
E-mail: lisivan@ya.ru

А.В. БОГДАНОВИЧ, д-р техн. наук, доц.
профессор кафедры теоретической и прикладной механики²
E-mail: bogal@tut.by

¹Лидский колледж УО «Гродненский государственный университет им. Янки Купалы», г. Лида, Республика Беларусь

²Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 15.11.2019.

ТРИБОФАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ, РАБОТАЮЩИЕ В УСЛОВИЯХ ФРИКЦИОННО-МЕХАНИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ: ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ НА ОСНОВЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ

Дано описание разработанной на основе энергетического критерия предельных состояний методики расчетно-экспериментальной оценки долговечности и других характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям силовой системы типа «вал — вкладыш» при регулярном и нерегулярном нагружении в условиях фрикционно-механической усталости. Методика базируется на нелинейной гипотезе накопления износоусталостных повреждений, учитывает влияние различных по природе процессов упрочнения-разупрочнения, связанных с классом материала (циклически упрочняющиеся, разупрочняющиеся или стабильные), характером нерегулярного нагружения, со свойствами коррозионной среды и другими факторами. Разработан алгоритм расчета долговечности, учитывающий предысторию нагружения. Рассмотрен пример расчета. Построены кривые фрикционной и фрикционно-механической усталости силовой системы «вал (сталь 45) — вкладыш (силумин)».

Ключевые слова: силовая система, подшипник скольжения, долговечность, фрикционно-механическая усталость

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2020-3-52-89-94>

Введение. В многочисленных работах по механике усталостного разрушения, трибологии [1–5] предложены и развиты методы оценки долговечности элементов конструкций и узлов трения.

В настоящее время разработка подходов к расчету ресурса (долговечности) силовых (трибофатических) систем машин с позиций трибофатики весьма актуальна [6, 7]. При этом оценку долговечности выполняют при прямом (влияние процессов трения и изнашивания на сопротивление усталости) и обратном (влияние циклических напряжений и деформаций на триботехнические характеристики и износостойкость) эффектах [8]. Отметим, что наибольшее развитие — в виду его универсальности — получил энергетический подход, принципы которого изложены в [6, 9]. Практическое применение энергетического подхода сдерживается еще недостаточной его апробированностью для реальных силовых систем (особенно при анализе обратного эффекта), отсутствием рекомендаций по оценке некоторых параметров энергетического критерия предельных состояний и гипотезы накопления повреждений.

Целью статьи является изложение новой методики расчетно-экспериментальной оценки долговечности силовой системы типа «вал — вкладыш» при регулярном и нерегулярном (блочном) нагружении в условиях фрикционно-механической усталости при обратном эффекте, базирующейся на энергетической теории предельных состояний силовых систем.

Регулярное нагружение. Долговечность силовой системы, работающей в условиях фрикционно-механической усталости (ФМУ) при регулярном нагружении, можно определить по соответствующим кривым усталости (рисунок 1), которые описываются степенным уравнением [9]:

$$N_{\tau\sigma} = N_{\tau\sigma G} \cdot \left(\frac{\tau_{f\sigma}}{\tau_w} \right)^{m_{\tau\sigma}}, \quad (1)$$

где $N_{\tau\sigma G}$ — абсцисса точки перелома кривой ФМУ; $\tau_{f\sigma}$ — предел фрикционно-механической усталости; τ_w — действующие фрикционные напряжения; $m_{\tau\sigma}$ — показатель наклона кривой ФМУ.

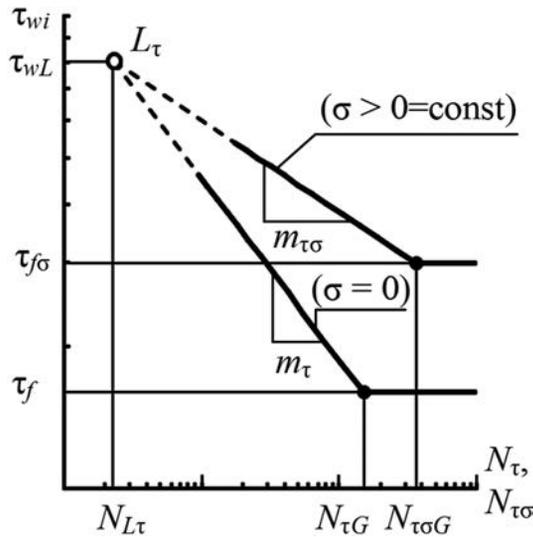


Рисунок 1 — Схема взаимного расположения кривых фрикционной ($\sigma = 0$) и фрикционно-механической ($\sigma > 0 = \text{const}$) усталости
 Figure 1 — Scheme of mutual arrangement of friction ($\sigma = 0$) and mechano-sliding ($\sigma > 0 = \text{const}$) fatigue curves

Кривые на рисунке 1 построены в координатах «фрикционное напряжение τ_w — фрикционная долговечность $N_{\tau\sigma}$ ». Построения выполняются с учетом следующих допущений: соответствующие кривые усталости в малоцикловой области сходятся в единой точке L_τ (τ_{wL} , $N_{L\tau}$); все кривые усталости правомерно описать степенным уравнением.

Примем в первом приближении $N_{\tau\sigma G} = N_{\tau G}$ [9]. Тогда в уравнении (1) определению подлежат два параметра. Первый из них — предел фрикционно-механической усталости $\tau_{f\sigma}$ — можно найти опытным путем или расчетом на основе энергетического подхода [6, 8]. Оценка другого неизвестного параметра ($m_{\tau\sigma}$) может быть выполнена на основе соотношения [6, 9]:

$$m_{\tau\sigma} = m_\tau \cdot \varphi_m(\sigma), \quad (2)$$

связывающего показатель наклона $m_{\tau\sigma}$ кривой ФМУ с показателем наклона m_τ кривой фрикционной усталости. Чтобы найти функцию $\varphi_m(\sigma)$, воспользуемся схемой взаимного расположения кривых фрикционной усталости и комплексного повреждения (см. рисунок 1), предложенной [10] на основе обобщения известных экспериментальных результатов.

Из уравнения (1) можно найти долговечность в точке L_τ для кривых фрикционной и фрикционно-механической усталости. Тогда, приравняв правые части уравнений этих кривых усталости в степенной форме, для точки L_τ справедливо следующее равенство:

$$\frac{\tau_f^{m_\tau} \cdot N_{\tau G}}{\tau_{wL}^{m_\tau}} = \frac{\tau_{f\sigma}^{m_{\tau\sigma}} \cdot N_{\tau\sigma G}}{\tau_{wL}^{m_{\tau\sigma}}}, \quad (3)$$

откуда имеем

$$m_{\tau\sigma} = m_\tau \cdot \frac{\lg(\tau_f / \tau_{wL})}{\lg(\tau_{f\sigma} / \tau_{wL})}, \quad (4)$$

т. е. согласно (2), (4) и с учетом $\tau_{f\sigma} = \tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma)$ искомая функция

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{\lg(\tau_f / \tau_{wL})}{\lg(\tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma) / \tau_{wL})}, \quad (5)$$

где τ_f — значение предела выносливости при обычной фрикционной усталости в условиях изотермического нагружения, а функция $\varphi_\tau(\sigma)$ определяется по формуле [9]:

$$\varphi_\tau(\sigma) = \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}, \quad (6)$$

в которой $R_{\sigma/\tau}$ учитывает взаимодействие эффективных частей механической энергии, обусловленных нормальными σ и фрикционными τ_w напряжениями.

Анализ (5) показывает, что при $\tau_{f\sigma} < \tau_f$ функция $\varphi_m(\sigma) < 1$, поэтому по (2) $m_{\tau\sigma} < m_\tau$, т. е. наклон левой ветви кривой ФМУ больше, чем наклон левой ветви кривой фрикционной усталости, как и должно быть. Если $\tau_{f\sigma} > \tau_f$, то $\varphi_m(\sigma) > 1$, значит, по (5) $m_{\tau\sigma} > m_\tau$, т. е. наклон левой ветви кривой ФМУ меньше, чем наклон такой же ветви кривой фрикционной усталости.

Таким образом, с учетом выражений (2)–(6) уравнение долговечности (1) можно записать в виде:

$$N_{\tau\sigma} = \frac{[\tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma)]^{m_\tau \cdot \varphi_m(\sigma)}}{\tau_{wL}^{m_\tau \cdot \varphi_m(\sigma)}} \cdot N_{\tau G}. \quad (1a)$$

Выражение (1a) позволяет вычислить долговечность $N_{\tau\sigma}$ элемента силовой системы при ФМУ по характеристикам сопротивления фрикционной, (τ_f , m_τ , $N_{\tau G}$) и механической (σ_{-1}) усталости с учетом уровня (σ , τ_w) его нагруженности.

Для проверки этой гипотезы был спланирован эксперимент и проведены испытания силовой системы «образец (вал) — контрообразец (вкладыш)» на фрикционную (ФУ) и фрикционно-механическую усталость. Образцы изготавливались из нормализованной стали 45 с диаметром рабочей части 10 мм. Контрообразцы из силумина представляли собой частичный вкладыш шириной 4 мм. Образец консольно закреплялся в шпинделе испытательной машины УКИ-6000-2 и вращался с частотой 3000 мин⁻¹. Контрообразец прижимался к опасному сечению образца контактной нагрузкой F_N , величину которой задавали при помощи специального приспособления и поддерживали постоянной в процессе испытания каждой пары «образец — контрообразец». В процессе испытаний обеспечивался капельный подвод смазочного материала — универсального всесезонного моторного масла Лукойл Супер 15W-40. База испытаний составила 10⁷ циклов в соответствии с СТБ 1448–2004 [11].

В процессе испытаний периодически проводилось измерение величины линейного износа i фрикционной пары с точностью 2 мкм с помощью индикаторной головки. Объемный износ рассчитывали по методике, описанной в [12].

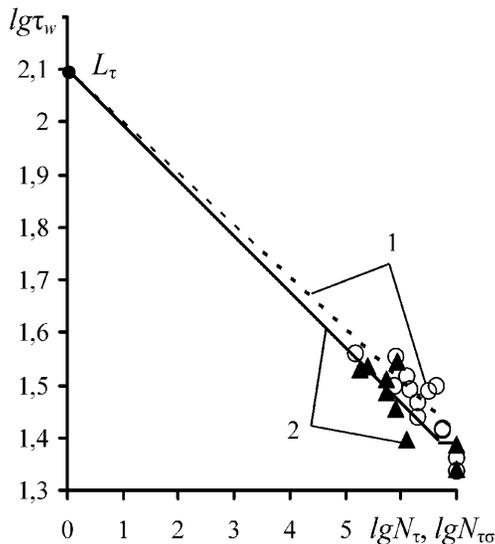


Рисунок 2 — Кривые фрикционной (1) и фрикционно-механической (2) усталости силовой системы «вал (сталь 45) — вкладыш (силумин)» при амплитуде изгибающих напряжений $\sigma = 160$ МПа
 Figure 2 — Friction (1) and mechano-sliding (2) fatigue curves of the active system “shaft (0.45 % carbon steel) — liner (silumin)” with the bending stress amplitude $\sigma = 160$ МПа

Результаты испытания серии силовых систем представлены на рисунке 2 в виде кривых ФУ (см. точки 1 при $\sigma = 0$) и ФМУ контрообразца (см. точки 2 при $\sigma = 160$ МПа) в координатах фрикционные напряжения τ_w — число циклов N до наступления предельного состояния. В качестве предельного состояния был принят объемный износ вкладыша, равный $0,4 \text{ мм}^3$. Фрикционные напряжения τ_w определяли из выражения $\tau_w = f_s \cdot p_0$, где f_s (коэффициент трения) приняли равным $0,15$ [13], а p_0 — контактные напряжения по Герцу в начале испытаний (МПа).

Экспериментальные точки аппроксимировали прямыми линиями таким образом, чтобы они сошлись в одной точке. Точка L_τ (см. рисунок 2) имеет следующие координаты: $\tau_{wL} = 126$ МПа; $N_{L_\tau} = 1$ цикл. Кривые ФУ и ФМУ имеют по два характерных участка — область многоциклового и высокоресурсной усталости. Фрикционные напряжения, соответствующие пределу фрикционно-механической выносливости, составили $\tau_{f\sigma} = 24,6$ МПа (при $\sigma = 160$ МПа), что на $4,3\%$ меньше значения фрикционных напряжений, соответствующего пределу фрикционной выносливости $\tau_f = 25,7$ МПа. Абсциссы точки перелома и показатели наклона кривых фрикционной усталости — $N_{\tau_G} = 10^7$ циклов, $m_\tau = 10,2$; фрикционно-механической усталости — $N_{\sigma_G} = 5,07 \cdot 10^6$ циклов, $m_\sigma = 9,5$ (при $\sigma = 160$ МПа). Видно, что с приложением изгибающих напряжений уменьшается показатель наклона кривой усталости.

Нерегулярное нагружение. Для расчетной оценки долговечности силовой системы в условиях нерегулярного нагружения примем временную функцию поврежденности в виде [5]:

$$\omega_\Sigma = \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N} \right)^\alpha \right]^\beta, \quad (7)$$

где α и β — параметры разупрочнения и упрочнения соответственно; n — текущее число циклов (наработка); N — число циклов до наступления предельного состояния.

Функция (7) имеет по меньшей мере два важных достоинства. Во-первых, ее аргументом является относительная наработка n/N , которая, как известно, имеет энергетическое содержание, т. к. долговечность N связана с критической энергией, ответственной за разрушение объекта, а наработка n — с текущей энергией разрушения. Во-вторых, функция (7) согласуется с фактически общепризнанным (и основанном на многочисленных опытных данных) мнением исследователей о нелинейном характере накопления повреждений во времени при усталости и изнашивании [1–5], а также при износоусталостных повреждениях [6–8]. При этом (7) позволяет моделировать влияние на накопление повреждений различных по природе процессов упрочнения-разупрочнения, связанных с классом материала (циклически упрочняющиеся, разупрочняющиеся или стабильные), характером нерегулярного нагружения, со свойствами коррозионной среды и др. В частном случае, когда $\alpha = 1,0$ и $\beta = 1,0$, функция (7) описывает линейную модель накопления повреждений. Отметим также, что (7) удовлетворяет заданным требованиям: $\omega_\Sigma = 0$ при $n = 0$ и $\omega_\Sigma = 1$ при $n = N$, независимо от значений параметров α и β , как это и должно быть.

В качестве меры поврежденности силовой системы при изучении обратного эффекта приняли относительный износ:

$$\omega = \frac{V}{V_{\text{пред}}}, \quad (8)$$

где V и $V_{\text{пред}}$ — текущее и предельное значения объемного износа соответственно, мм^3 .

Параметры α и β определяли следующим образом. Для всех экспериментальных значений «износ — наработка» по уравнению (8) рассчитывали поврежденность и соответствующую ей относительную наработку n/N . Для каждого значения n/N по уравнению (7) вычислялась поврежденность при различных значениях α и β в диапазоне от $0,01$ до 10 . Окончательно принимались значения α и β , при которых коэффициент корреляции между экспериментальной и расчетной поврежденностью был наибольшим. Расчет производился с помощью функции «Поиск решения», встроенной в программу Microsoft Office Excel.

Средние значения параметров разупрочнения и упрочнения для исследуемой силовой системы «вал (сталь 45) — вкладыш (силумин)» составили: $\alpha = 0,93$; $\beta = 0,88$. Коэффициент корреляции для всех обработанных данных превышает $0,98$.

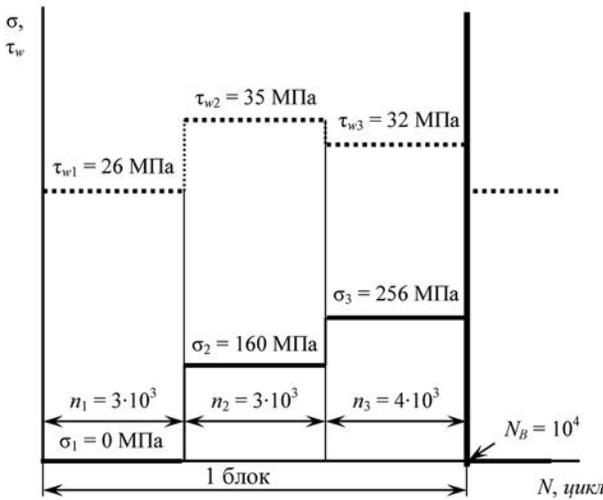


Рисунок 3 — Параметры блока программного нагружения
Figure 3 — Parameters of loading scheme block

Одним из случаев нерегулярного нагружения является блочное нагружение, когда в пределах каждого программного блока силовая система испытывает несколько дискретных уровней фрикционных τ_{wj} и изгибающих σ_i напряжений. В качестве примера рассмотрим блок нагружения, изображенный на рисунке 3.

Долговечность силовой системы при блочном (нерегулярном) нагружении для обратного эффекта можно определить по формуле [9]:

$$N_{\tau\sigma\Sigma} = \frac{N_B}{\sum_{i=1}^r \left[1 - \left(1 - \left(\frac{\tau_{wi}}{\tau_f(\sigma)} \right)^{m_\tau(\sigma)} \cdot \frac{n_i}{N_{\tau G}(\sigma)} \right)^{\alpha_i} \right]^{\beta_i}}, \quad (9)$$

где N_B — общее число циклов в одном блоке нагружения; n_i — наработка на i -й ступени блока; τ_{wj} — фрикционные напряжения на i -й ступени блока.

Выражение (9) не учитывает предысторию повреждений, кроме частного случая, когда $\alpha = 1$ и $\beta = 1$. Знаменатель в правой части представляет собой величину поврежденности, которая рассчитывается на интервале наработки от 0 до n_i . Однако поврежденность (при $\alpha \neq 1$ и $\beta \neq 1$) на таком же по числу циклов интервале, например, от $(N_{\tau G} - n_i)$ до $N_{\tau G}$ будет отличаться. Разницу в результатах расчетов можно показать, задав блок нагружения с одной ступенью, что соответствует регулярному нагружению. Примем $\tau_w = \tau_f = 25,7$ МПа; $m_\tau = 10,2$; $\alpha = 1$; $\beta = 0,5$. Тогда из уравнения (1) получим долговечность $N_{\tau\sigma\Sigma} = 10^7$ циклов, что соответствует абсциссе точки перелома $N_{\tau G}$ кривой усталости 1 (см. рисунок 2). Из выражения (9) получаем долговечность $N_{\tau\sigma\Sigma} = 1,83 \cdot 10^5$ циклов. Видно отличие на два порядка. В связи с этим был разработан алгоритм расчета долговечности при нерегулярном нагружении (рисунок 4), который учитывает предысторию нагружения. Программа в среде MathCAD, написанная в соответствии с алгоритмом, дала полное совпадение расчетных долговечностей с требуемыми значениями.

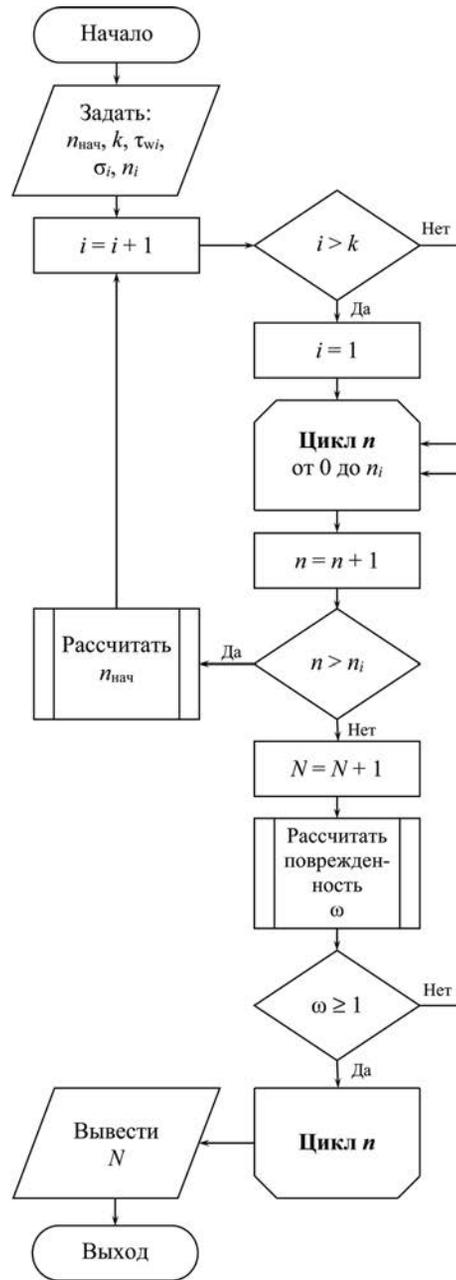


Рисунок 4 — Алгоритм расчета долговечности при нерегулярном нагружении: k — количество ступеней нагружения; i — номер ступени нагружения; τ_{wi} — фрикционные напряжения на i -й ступени нагружения, МПа; σ_i — амплитуда изгибающих напряжений на i -й ступени нагружения, МПа; n_i — число циклов на i -й ступени нагружения, циклов

Figure 4 — Algorithm for calculating durability under irregular loading: k — amount of block steps; i — number of block step; τ_{wi} — friction stresses at the i -th block step, МПа; σ_i — amplitude of bending stresses at the i -th block step, МПа; n_i — number of cycles at the i -th block step, cycles

Алгоритм работает следующим образом (рисунок 5). Для первого уровня нагружения при τ_{w1} производится расчет поврежденности ω_1 на интервале наработки от $n_{нач1} = 0$ до n_1 . Этому уровню поврежденности соответствует наработка $n_{нач2}$ при уровне нагружения τ_{w2} .

Далее производится расчет поврежденности ω_2 на интервале наработки от $n_{нач2}$ до n_2 . Аналогично выполняются расчеты на последующих уровнях

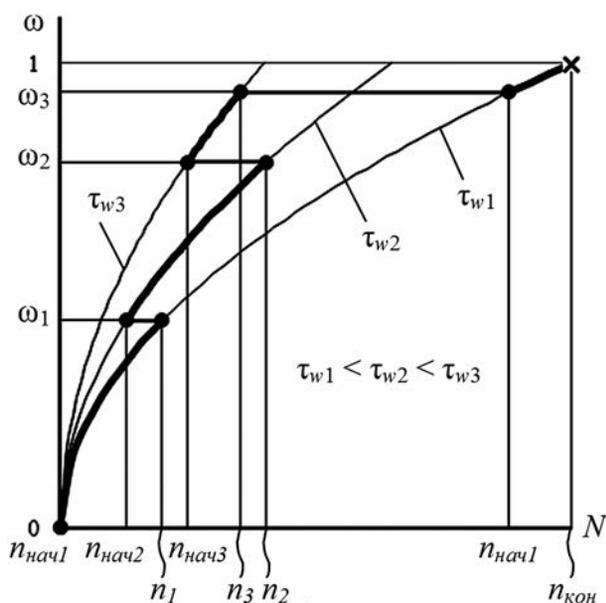


Рисунок 5 — Алгоритму расчета долговечности при нерегулярном нагружении
 Figure 5 — To the algorithm for calculating the durability under irregular loading

нагружения до достижения уровня поврежденности, равного единице. Операция « $N = N + 1$ » подсчитывает общее количество циклов нагружения и по окончании работы алгоритма содержит число циклов до предельного состояния. Например, для рисунка 5 долговечность $N = (n_1 - n_{нач1}) + (n_2 - n_{нач2}) + (n_3 - n_{нач3}) + (n_{кон} - n_{нач1})$.

Следует отметить, что при формировании блока нагружения важно учитывать последовательность смены нагрузок.

Рассмотренный алгоритм может применяться для силовых систем, в которых нагрузка изменяется в течение одного цикла (оборота вала), как, например, в паре «шейка коленчатого вала — вкладыш». В этом случае окружность шейки коленчатого вала нужно разбить на приемлемое количество участков (8–12), на каждом из которых задать уровни нагрузки. В результате расчета можно получить долговечность или величину износа для каждого дискретного участка вала.

Выполним оценку долговечности силовой системы «вал (сталь 45) — вкладыш (силумин)» при ФМУ, блок программного нагружения которой изображен на рисунке 3, с применением разработанного алгоритма (см. рисунок 4). Под предельным состоянием силовой системы будем понимать достижение предельного износа вкладыша $0,4 \text{ мм}^3$. Характеристики кривых ФУ и ФМУ рассмотрены выше (см. рисунок 2).

Долговечность $N_{\tau_{\sigma}}$ силовой системы при обратном эффекте с учетом заданных и расчетных значений величин и параметров составила $2,88 \cdot 10^5$ циклов.

Заключение. Разработанная на основе энергетического критерия предельных состояний методика позволяет выполнять расчетно-экспериментальную оценку характеристик сопротивления износоуста-

лостным повреждениям, в том числе долговечность при регулярном и нерегулярном нагружениях, по соответствующим характеристикам сопротивления фрикционной усталости. Построенные по результатам испытаний кривые фрикционной и фрикционно-механической усталости при заданной амплитуде изгибающих напряжений для исследуемой силовой системы «вал (сталь 45) — вкладыш (силумин)», приближенно сходятся в точке L_r .

Долговечность силовой системы при блок-программном нагружении может оцениваться с помощью разработанного алгоритма, учитывающего предысторию нагружения, построенного на основе меры накопления износоусталостных повреждений, предполагающей в общем случае нелинейный характер накопления повреждений во времени в связи со взаимодействием конкурирующих процессов упрочнения и разупрочнения, определяемым конструктивно-технологическими особенностями силовой системы, материалами ее элементов, условиями эксплуатационного воздействия.

Список литературы

1. Когаев, В.П. Расчеты деталей машин на прочность и долговечность: справ. / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
2. Машиностроение: энцикл. / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) [и др.]. — М.: Машиностроение. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1 / Д.Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д.Н. Решетова. — 1995. — 864 с.
3. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие для вузов / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. — М.: Высш. школа, 1991. — 319 с.
4. Сопротивление материалов деформированию и разрушению: справочное пособие: в 2 т. / В.Т. Трошенко [и др.]; под ред. В.Т. Трошенко. — Киев: Наук. думка, 1993. — Т. 1. — 288 с.; Т. 2. — 700 с.
5. Сосновский, Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения / Л.А. Сосновский. — Минск: Наука и техника, 1987. — 288 с.
6. Сосновский, Л.А. Основы трибофатики: учеб. пособие для студ. технич. вузов: в 2 т. / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2003. — Т. 1. — 246 с.; Т. 2. — 235 с.
7. Сосновский, Л.А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности / Л.А. Сосновский, Н.А. Махутов. — Москва—Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», ФЦНТП ПП «Безопасность», 2000. — 304 с.
8. Межгосударственный стандарт. Трибофатика. Термины и определения. ГОСТ 30638-99. — Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. — 24 с.
9. Богданович, А.В. Прогнозирование предельных состояний силовых систем / А.В. Богданович. — Гродно: ГрГУ, 2008. — 371 с.
10. Сосновский, Л.А. Механика усталостного разрушения: словарь-справ.: в 2 т. / Л.А. Сосновский. — Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 1994. — Т. 1. — 328 с.; Т. 2. — 340 с.
11. Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Испытания на фрикционно-механическую усталость: СТБ 1448–2004. — Минск: ГОССТАНДАРТ, 2004. — 14 с.
12. Закономерности изнашивания силовой системы «сталь 45 — силумин» при фрикционно-механической усталости / А.В. Богданович [и др.] // Актуальные вопросы машиностроения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев (гл. ред.) [и др.]. — 2012. — Вып. 1. — С. 363–366.
13. Стеценко, В.Ю. Повышение фрикционной износоустойчивости алюминиево-кремниевых сплавов / В.Ю. Стеценко, А.И. Ривкин, А.П. Гутев // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2011. — № 1. — С. 41–45.

LIS Ivan N., M. Sc. in Eng.

Lecturer of Special Disciplines¹

E-mail: lisivan@ya.ru

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

Professor of the Department of Theoretical and Applied Mechanics²

E-mail: bogal@tut.by

¹Lida College of Yanka Kupala State University of Grodno, Lida, Republic of Belarus

²Belarusian State University, Minsk, Republic of Belarus

Received 15 November 2019.

TRIBO-FATIGUE SYSTEMS OPERATING UNDER THE CONDITIONS OF MECHANO-SLIDING FATIGUE: FORECASTING OF DURABILITY ON THE BASIS OF ENERGY CRITERION

The article gives the description of the calculation and experimental assessment of the durability and other characteristics of the resistance to wear-and-fatigue damage to a “shaft – liner” active system under regular and irregular loading for mechano-sliding fatigue, developed on the basis of the energy criterion of limiting states. The methodology is based on the nonlinear hypothesis of the wear-and-fatigue damage accumulation, takes into account the influence of different in nature hardening-softening processes associated with the class of material (cyclically hardening, softening, or stable), the nature of irregular loading, the properties of a corrosive environment and other factors. An algorithm for calculating the durability, taking into account the loading history, is developed. An example of calculation is considered. The curves of sliding and mechano-sliding fatigue of the active system “shaft (0.45 % carbon steel) – liner (siluminum)” are constructed.

Keywords: active system, plain bearing, durability, mechano-sliding fatigue

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2020-3-52-89-94>

References

1. Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Rascheti detaley mashin na prochnost i dolgovечnost* [Calculations of machine parts for strength and durability]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 224 p. (in Russ.).
2. Reshetov D.N., Gusenkov A.P., Drozdov Yu.N., et al. *Mashinostroenie. T. IV-1. Detali mashin. Konstruktsionnaya prochnost. Trenie, iznos, smazka* [Mechanical Engineering. Vol. IV-1. Machine parts. Structural strength. Friction, wear, lubrication]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 864 p. (in Russ.).
3. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. *Prochnost i iznosostoykost detaley mashin* [Strength and wear resistance of machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1991. 319 p. (in Russ.).
4. Troshchenko V.T., Krasovskiy A.Ya., Pokrovskiy V.V., Sosnovskiy L.A., Strizhalo V.A. *Soprotivlenie materialov deformirovaniyu i razrusheniyu: v 2 t.* [Resistance of materials to deformation and destruction: in 2 volumes]. Kiev, Naukovaya dumka Publ., 1993. 988 p. (in Russ.).
5. Sosnovskiy L.A. *Statisticheskaya mekhanika ustalostnogo razrusheniya* [Statistical mechanics of fatigue failure]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1987. 288 p. (in Russ.).
6. Sosnovskiy L.A. *Osnovy tribofatiki: v 2 t.* [Fundamentals of tribo-fatigue: in 2 volumes]. Gomel, Belorusskiy gosudarstvennyy universitet transporta Publ., 2003. 481 p. (in Russ.).
7. Sosnovskiy L.A., Makhutov N.A. *Tribofatika: iznosoustalostnye povrezhdeniya v problemakh resursa i bezopasnosti* [Tribofatigue: wear-fatigue damage problems of lifetime and security]. Moscow, Gomel, NPO “TRIBOFATIKA” Publ., FTsNTP PP “Bezopasnost” Publ., 2000. 304 p. (in Russ.).
8. State Standard 30638-99. *Mezhhgosudarstvennyy standart. Tribofatika. Terminy i opredeleniya* [Interstate standard. Tribo-fatigue. Terms and definitions]. Minsk, Mezhhgosudarstvennyy Sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii Publ., 1999. 24 p. (in Russ.).
9. Bogdanovich A.V. *Prognozirovanie predelnykh sostoyaniy silovyykh sistem* [Predicting the limit states of power systems]. Grodno, Grodnenskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2008. 371 p. (in Russ.).
10. Sosnovskiy L.A. *Mekhanika ustalostnogo razrusheniya: v 2 t.* [Mechanics of fatigue failure: in 2 volumes]. Gomel, NPO “TRIBOFATIKA” Publ., 1994 (in Russ.).
11. Standard of Belarus 1448–2004. *Tribofatika. Metody iznosoustalostnykh ispytaniy. Ispytaniya na friksionno-mekhanicheskuyu ustalost* [Tribofatigue. Methods of wear-and-fatigue tests. Tests for mechano-sliding fatigue]. Minsk, GOSSTANDART Publ., 2004. 14 p. (in Russ.).
12. Bogdanovich A.V., Lis I.N., Nedelko V.I., Yelovoy O.M. *Zakonomenosti iznashivaniya silovoy sistemy “stal 45 – silumin” pri friksionno-mekhanicheskoy ustalosti* [Laws of wear process of “0.45 % carbon steel – siluminum” active system under mechano-sliding fatigue]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2012, pp. 363–366 (in Russ.).
13. Stetsenko V.Yu., Rivkin A.I., Gutev A.P. *Povyshenie friksionnoy iznosostoykosti alyuminievo-kremnievykh splavov* [Increasing the friction wear resistance of aluminum-silicon alloys]. *Vestnik GGTU im. P.O. Sukhogo*, 2011, no. 1, pp. 41–45 (in Russ.).