

МЕХАНИКА ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 539.43; 620.16; 620.178.3

М.С. ВЫСОЦКИЙ, акад.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск

А.В. БОГДАНОВИЧ, д-р техн. наук

Лидский колледж УО «Гродненский государственный университет им. Я. Купалы», Беларусь

РЕСУРС ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Рассмотрен подход к расчетно-экспериментальной оценке ресурса силовых систем в условиях регулярного и нерегулярного нагружения, базирующийся на энергетическом критерии предельных состояний таких систем и нелинейной гипотезе накопления износоусталостных повреждений. Выполнена проверка расчетных зависимостей по результатам испытания в условиях фрикционно-механической усталости при регулярном нагружении и фреттинг-усталости (регулярное и блочное нагружение), которая показала удовлетворительное соответствие теории и эксперимента в заданных условиях

Ключевые слова: ресурс силовой системы, электронно-механическая усталость, фреттинг-усталость, регулярные и блочные нагружения, накопление повреждений

Введение

Технический ресурс силовой системы, т.е. наработка системы от начала эксплуатации до наступления предельного состояния, может быть выражен в числе циклов (или блоков) нагружения, а также в единицах времени.

В многочисленных работах разных авторов [1—4 и др.] предложены и развиты методы оценки ресурса элементов конструкций и узлов трения.

В настоящее время весьма актуальна разработка подходов к оценке ресурса (долговечности) силовых систем машин с позиций трибофатики [5—7]. Ниже рассмотрен один из таких подходов, построенный на основе энергетической теории предельных состояний силовых систем.

Регулярное нагружение

Долговечность силовой системы можно определить, зная уравнения кривых комплексного повреждения (фрикционно-механической, контактно-механической усталости, фреттинг-усталости) ее элементов.

Рассмотрим подход к оценке долговечности силовой системы, работающей в условиях фрикционно-механической усталости (рисунок 1), для которой в общем случае могут быть построены 2 типа кривой усталости: 1) по параметру фрикционных напряжений при трении скольжения $\tau_w = \text{const}$ в координатах амплитуда напряжений цикла σ — циклическая долговечность $N_{\sigma\tau}$ (рисунок 2 а); 2) по параметру амплитуды напряжений цикла s в координатах фрикционное напряжение τ_w — фрикционная долговечность $N_{\tau\sigma}$ (см. рисунок 2 б), где $\tau_w = f_s p_a = F_s / A_a = f_s \cdot F_N / A_a$, A_a — номинальная площадь контакта, F_s и f_s — сила и коэффициент тре-

ния при скольжении, F_N — статическая контактная нагрузка, p_a — среднее номинальное давление в контакте. Первая кривая строится при исследовании прямого, а вторая — обратного эффектов [8—11].

Задачу поставим так: пусть известны обычные кривые механической усталости σ - N_{σ} (при $\tau_w = 0$ — см. рисунок 2 а) и фрикционной усталости τ_w - N_{τ} (при $\sigma = 0$ — см. рисунок 2 б). Это значит, что известны их основные параметры: σ_{-1} , N_{σ} , m_{σ} и τ_{-1} , N_{τ} , m_{τ} соответственно. Требуется найти аналогичные параметры кривых фрикционно-механической усталости: $\sigma_{-1\tau}$, $N_{\sigma\tau}$, $m_{\sigma\tau}$ и $\tau_{-1\sigma}$, $N_{\tau\sigma}$, $m_{\tau\sigma}$ (см. рисунок 2 а, б). Для решения задачи примем три допущения. Первое допущение состоит в том, что соответствующие кривые усталости в малоциклового области сходятся в единой точке L_{σ} (σ_L , $N_{L\sigma}$) и L_{τ} (τ_L , $N_{L\tau}$). Второе допущение состоит в том, что абсциссы точки перелома соответствующих кривых усталости одинаковы: $N_{\sigma\tau G} = N_{\sigma G}$, $N_{\tau\sigma G} = N_{\tau G}$ (см. рисунок 2). И, в третьих, будем считать, что все кривые усталости правомерно описать степенным уравнением.

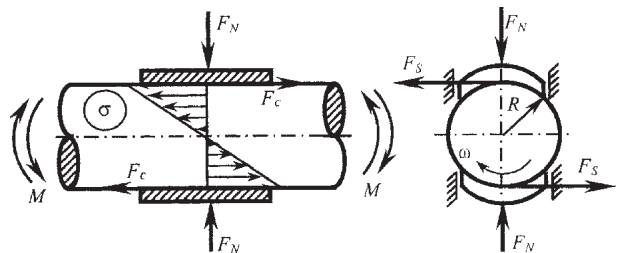


Рисунок 1 — Расчетная схема типичной силовой системы при фрикционно-механической усталости

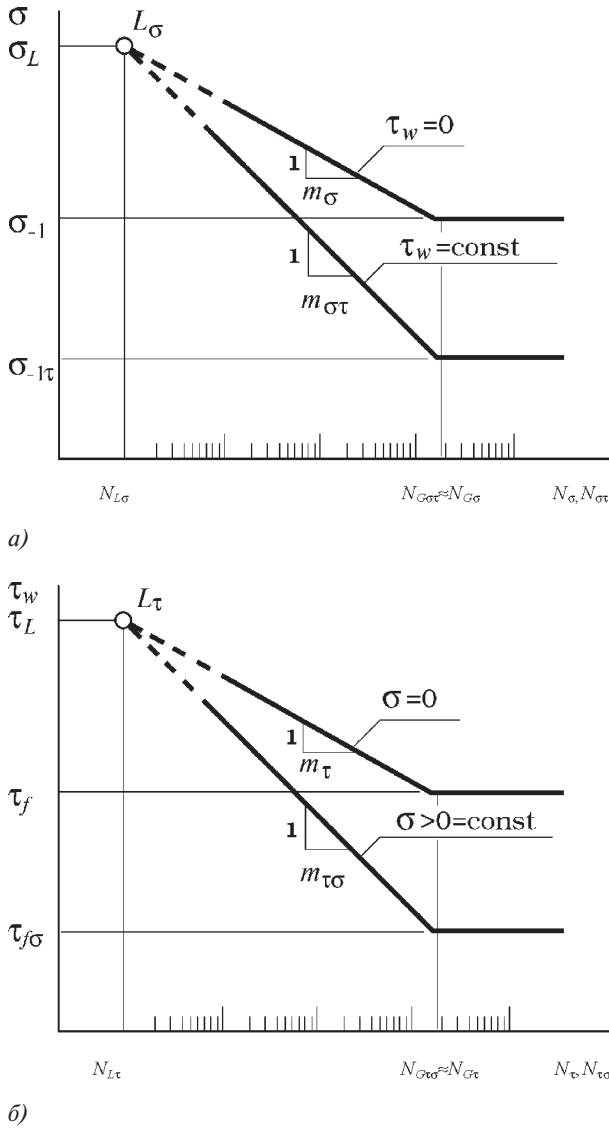


Рисунок 2 — Схемы взаимного расположения кривых фрикционной, механической и фрикционно-механической усталости

Пусть изучается прямой эффект ($\sigma = \text{var}, \tau_w = \text{const}$), когда предельное состояние системы наступает по критерию усталостного разрушения. Уравнение кривой фрикционно-механической усталости в этом случае (см. рисунок 2 а):

$$N_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_{-1\tau}^{m_{\sigma\tau}} \cdot N_{\sigma G}}{\sigma^{m_{\sigma\tau}}} \quad (1)$$

В уравнении (1) определению подлежат два параметра. Первый из них — предельное напряжение $\sigma_{-1\tau}$ можно найти по формулам опытным путем или расчетом на основе энергетического подхода [8—11]. Оценка другого неизвестного параметра ($m_{\sigma\tau}$) может быть выполнена на основе соотношения [8—11]:

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

связывающего показатель наклона $m_{\sigma\tau}$ кривой фрикционно-механической усталости с показателем наклона m_{σ} кривой механической усталости. Чтобы найти функцию $\varphi_m(\tau_w)$, воспользуемся схемой взаимного расположения кривых механической усталости и комплексного повреждения (см. рисунок 2 а), предложенной [12] на основе

обобщения известных экспериментальных результатов. По этой схеме точки G перелома всех кривых расположены в некоторой зоне долговечности (заштрихована), среднее значение которой $N_G \sim 5 \cdot 10^6$ цикл., а левые их ветви сходятся в некоторой точке L_{σ} (область вокруг нее также заштрихована), которая соответствует средним значениям напряжений $\sigma_L \sim 0,8\sigma_B$ (σ_B — предел прочности материала при растяжении) и долговечности $N_{L\sigma} \sim 10^3$ цикл.

Следовательно, для точки L_{σ} справедливо следующее равенство:

$$\frac{\sigma_1^{m_{\sigma}} N_{\sigma G}}{\sigma_L^{m_{\sigma\tau}}} = \frac{\sigma_{1\tau}^{m_{\sigma\tau}} N_{\sigma G}}{\sigma_L^{m_{\sigma\tau}}}, \quad (3)$$

откуда при $N_{\sigma G} = N_{\sigma\tau}$ имеем:

$$m_{\sigma\tau} = m_{\sigma} \frac{\lg(\sigma_1 / \sigma_L)}{\lg(\sigma_{1\tau} / \sigma_L)}, \quad (4)$$

т.е., согласно (2.66), (2.68), искомая функция:

$$\varphi_m(\tau_w) = \frac{\lg(\sigma_1 / \sigma_L)}{\lg(\sigma_{1\tau} \varphi_{\sigma}(\tau_w) / \sigma_L)}, \quad (5)$$

где σ_{-1} — значение предела выносливости при обычной механической усталости в условиях изотермического нагружения, а функция $\varphi_m(\tau_w)$ определяется по формуле:

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

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

Анализ (5) показывает, что при $\sigma_{1\tau} < \sigma_1$ функция $\varphi_m(\tau_w) < 1$, значит, по (2) $m_{\sigma\tau} < m_{\sigma}$, т.е. наклон левой ветви кривой фрикционно-механической усталости больше, чем наклон левой ветви кривой механической усталости, что и должно быть. Если же $\sigma_{1\tau} > \sigma_1$, то из (5) следует $\varphi_m(\tau_w) > 1$, а, согласно (2), $m_{\sigma\tau} > m_{\sigma}$, т.е. наклон левой ветви кривой фрикционно-механической усталости меньше, чем наклон такой же ветви кривой механической усталости, как и требуется.

Таким образом, уравнение долговечности (1) можно записать в виде:

$$N_{\sigma\tau} = \frac{[\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w)]^{m_{\sigma} \varphi_m(\tau_w)} \cdot N_{\sigma G}}{\sigma^{m_{\sigma} \varphi_m(\tau_w)}} \quad (1a)$$

Выражение (1a) позволяет вычислить долговечность $N_{\sigma\tau}$ элемента силовой системы при фрикционно-механической усталости по характеристикам сопротивления механической ($\sigma_{-1}, m_{\sigma}, N_{\sigma G}$) и фрикционной (τ_f) усталости с учетом уровня (σ, τ_w) его нагруженности, в том числе условий трения, поскольку $\tau_w = f_s \cdot p_a$.

Пусть изучается обратный эффект при износоусталостном повреждении ($\tau_w = \text{var}, \sigma = \text{const}$), когда предельное состояние силовой системы наступает по критерию достижения в ней предельного износа. Степенное уравнение кривой комплексного повреждения — фрикционно-механической усталости записывается в этом случае в виде:

$$N_{\tau\sigma} = \frac{\tau_{f\sigma}^{m_{\tau\sigma}} \cdot N_{\tau\sigma G}}{\tau_w^{m_{\tau\sigma}}} \quad (7)$$

Методика ускоренной оценки величин $m_{\tau\sigma}, \tau_{f\sigma}$ не отличается от изложенной выше процедуры оценки $m_{\sigma\tau}, \sigma_{-1\tau}$ для прямого эффекта. Уточним только, что при обратном эффекте также принимается $N_{\tau\sigma G} \approx N_{\tau G}$. А величину $\tau_{f\sigma}$

можно найти опытным путем или расчетом на основе энергетического подхода [8—11], если известны предел фрикционной усталости τ_f и функция $\varphi_\tau(\sigma)$.

При определении значения параметра наклона $m_{\sigma\tau}$ кривой фрикционно-механической усталости можно воспользоваться зависимостью, подобной (2):

$$m_{\sigma\tau} = m_\tau \cdot \varphi_m(\sigma), \quad (8)$$

где m_τ — показатель наклона кривой фрикционной усталости.

Для поиска функции $\varphi_m(\sigma)$ примем, что схема взаимного расположения кривых усталости при прямом эффекте (см. рисунок 2 а) справедлива и при обратном (см. рисунок 2 б). Тогда для $\varphi_m(\sigma)$ получаем:

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{\lg(\tau_f / \tau_L)}{\lg(\tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma) / \tau_L)}. \quad (9)$$

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

$$\varphi_\tau(\sigma) = \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}. \quad (10)$$

Как следует из (9), при $\tau_{\sigma} < \tau_f$ функция $\varphi_m(\sigma) < 1$, поэтому по (8) $m_{\sigma\tau} < m_\tau$, т.е. наклон левой ветви кривой фрикционно-механической усталости больше, чем наклон левой ветви кривой фрикционной усталости, как и должно быть. Если $\tau_{\sigma} > \tau_f$ то $\varphi_m(\sigma) > 1$, значит, по (8) $m_{\sigma\tau} > m_\tau$, т.е. наклон левой ветви кривой фрикционно-механической усталости меньше, чем наклон такой же ветви кривой фрикционной усталости.

Уравнение долговечности (7) с учетом (8) запишем в виде:

$$N_{\sigma\tau} = \frac{[\tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma)]^{m_f \cdot \varphi_m(\sigma)} \cdot N_{\tau\sigma}}{\tau_w^{m_f \cdot \varphi_m(\sigma)}}. \quad (7a)$$

Следовательно, (7a) позволяет расчетную оценку долговечности $N_{\sigma\tau}$ элемента силовой системы при фрикционно-механической усталости выполнить по характеристикам сопротивления фрикционной, ($\tau_f, m_\tau, N_{\tau\sigma}$) и механической (σ_{-1}) усталости с учетом уровня (σ, τ_w) его нагруженности.

Описанную методику можно использовать для построения кривых контактно-механической и фреттинг-усталости, а также расчетной оценки долговечности при этих видах комплексного повреждения.

Можно дополнительно указать области возможного использования формул для оценки $N_{\sigma\tau}$ и $N_{\tau\sigma}$. Так, например, для металлополимерных силовых систем типа вал—втулка или вал—колодка (см. рисунок 1), у которых циклически нагруженный металлический вал работает в силовом сопряжении с полимерным контртелом (колодка, втулка), работоспособность вала лимитируется его сопротивлением объемному разрушению (механическая усталость), а работоспособность контртела — его износостойкостью (фрикционная усталость). Следовательно, уравнение (1a) для расчета долговечности $N_{\sigma\tau}$ применимо к валу, а уравнение (7a) для расчета долговечности $N_{\tau\sigma}$ — к контртелу. В то же время в инженерной практике возможны ситуации, когда для одного и того же элемента силовой системы должен быть выполнен расчет и $N_{\sigma\tau}$, и $N_{\tau\sigma}$. Та долговечность, которая окажется меньше, и будет лимитировать надежность системы.

Рассмотрим применимость полученных решений на конкретном примере. Для этого воспользуемся данными износоусталостных испытаний [13] металлополимерной силовой системы, состоящей из цилиндрического образца диаметром 10 мм в рабочей части с радиусной выточкой из улуч-

шенной стали 40X ($\sigma_B=970$ МПа) и такой же формы контробразца диаметром 10 мм из стеклонанополненного (~25 %) полиамида «Дуретан» ВКВ-30Н ($\sigma_B=170$ МПа). В ходе испытаний образец подвергался циклическому изгибу, находясь в силовом контакте с полимером в условиях сухого трения скольжения. Результаты испытаний представлены на рисунке 3 в виде кривых механической и фрикционно-механической усталости (сплошные линии), построенных по параметру фрикционных напряжений τ_w . Из рисунка 3 следует, что $N_{\sigma\tau} \approx N_{\tau\sigma} \approx 2,2 \cdot 10^6$ цикл.

При анализе опытных данных [13] коэффициент трения скольжения принимался равным $f_\sigma=0,08$. Значения функции $\varphi_\sigma(\tau_w)$ оценивали по экспериментальной зависимости $\varphi_\sigma(\tau_w) = \sigma_{-1} / \sigma_{-1} - p_a$ (рисунок 4 а). Ввиду отсутствия в условиях опыта [13] физического износа стального образца, при оценке R_σ / τ с помощью (6) использовали ограниченный (при $N_f = N_{\sigma\tau} \approx 2,2 \cdot 10^6$ цикл.) предел фрикционной усталости τ_N полимерного контртела, значение которого установили с помощью кривой его фрикционной усталости (см. рисунок 4 б), построенной по данным [13] в предположении, что предельный объемный износ $i_{v,lim} = 1 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$. Хотя подобная процедура может вызвать возражения, обоснованием ее служит специфическое проявление прямого эффекта при износоусталостном испытании металлополимерной силовой системы, которое, в частности, выражается в том, что, чем более нагружено и, следовательно, повреждается с течением времени испытание полимерное контртело, тем интенсивнее падает сопротивление усталости стального образца (причины такого эффекта обсуждались ранее [13, 14]).

Поэтому использование предела фрикционной усталости полимера в качестве «мерки» при оценке падения предела фрикционно-механической выносливости

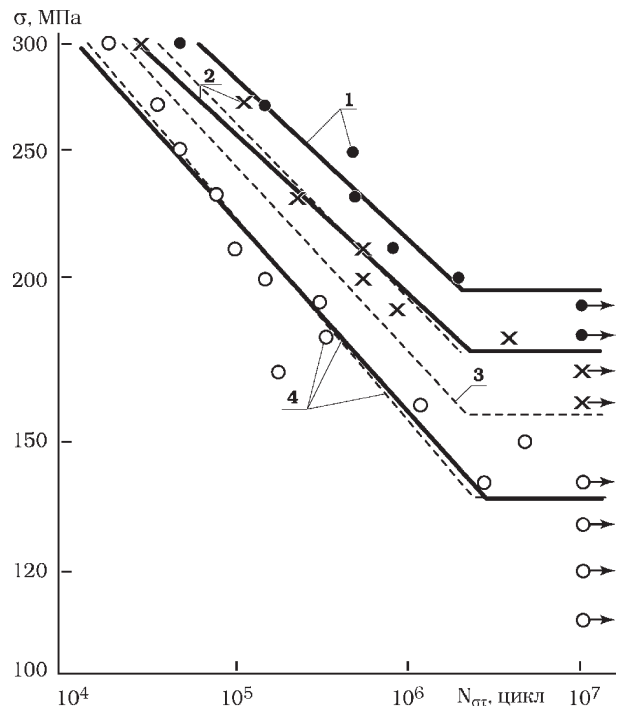
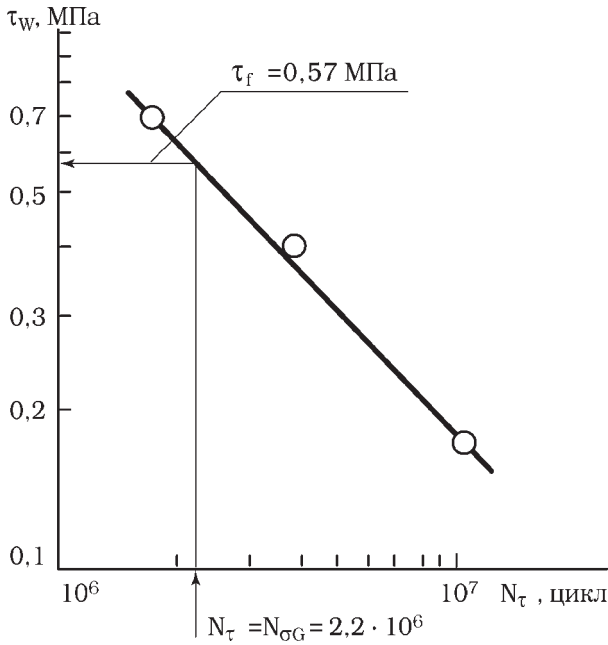
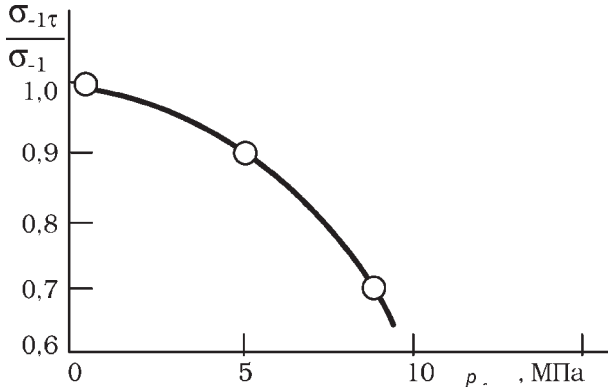


Рисунок 3 — Экспериментальные (1, 2, 4 — сплошные линии) и расчетные (2—4 штриховые линии) кривые механической ($p_a=0$, линия 1) и фрикционно-механической (линии 2 — 4) усталости образцов улучшенной стали 40X: 2 — $p_a=5$ МПа; 3 — $p_a=7$ МПа; 4 — $p_a=8,5$ МПа (контробразец — из стеклонанополненного полиамида «Дуретан» ВКВ-30Н)



a)



b)

Рисунок 4 — Кривая фрикционной усталости (a) и зависимость $\sigma_{-1\tau}/\sigma_{-1}-p_n$ (b) для контрообразцов из стеклонаполненного полиамида «Дуретан» ВКВ-30Н при их испытаниях в паре с образцами из стали 40Х

стали, по-видимому, приемлемо. Корреляционная связь, установленная между $R_{\sigma/\tau}$ и величиной τ_w/σ_{-1} , записывается уравнением:

$$R_{\sigma/\tau} = -1,4 - 0,243 \lg(\tau_w^2 / \sigma_{-1\tau}^2). \quad (11)$$

С учетом связи (11) нашли значения $\varphi_{\sigma}(\tau_w)$, $\varphi_m(\tau_w)$ и на основе изложенного выше подхода получили расчетные оценки $\sigma_{-1\tau}$, $m_{\sigma\tau}$, $C_{\sigma\tau}$. На рисунке 3 построены (штриховые линии) расчетные кривые фрикционно-механической усталости. Как можно видеть, имеет место удовлетворительное соответствие теории и опыта.

Нерегулярное нагружение

Для расчетной оценки долговечности в условиях нерегулярного нагружения принята временная функция поврежденности силовой системы в виде [15]:

$$\omega_{\Sigma} = \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N} \right)^{\alpha} \right]^{\beta}, \quad (12)$$

где $\alpha \geq 1$ и $\beta \geq 1$ — параметры разупрочнения и упрочнения соответственно; n — текущее число циклов (наработка); N — число циклов до наступления предельного состояния.

Можно выделить, по крайней мере, два важных достоинства функции (12). Во-первых, ее аргументом является относительная наработка n/N , которая, как известно, имеет энергетическое содержание, так как долговечность N связана с критической энергией, ответственной за разрушение объекта, а наработка n — с текущей энергией деформации. Во-вторых, функция (12) согласуется с фактически общепризнанным (и основанном на многочисленных опытных данных) мнением исследователей о нелинейном характере накопления повреждений во времени при усталости и изнашивании [1, 2, 12 и др.], а также при износоусталостных повреждениях [6, 8—11]. При этом (12) 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.

Графики функции (12) от относительной наработки при различных значениях параметров α и β изображены на рисунке 5. Как можно видеть, линейное накопление повреждений, согласно модели (12), возможно лишь в частном случае, когда $\alpha=1,0$ и $\beta=1,0$. Отметим также, что (12) 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.

Функцию (12) преобразуем с учетом (1а), (7а) к виду: а) при изучении прямого эффекта (критерий предельного состояния — зарождение магистральной трещины):

$$\omega_{\Sigma}(\sigma, \tau_w = const) = \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N_{\sigma\tau}} \right)^{\alpha_{\sigma}} \right]^{\beta_{\sigma}} = \left[1 - \left(1 - \left(\frac{\sigma}{\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w)} \right)^{m_{\sigma} \cdot \varphi_m(\tau_w)} \frac{n}{N_{\sigma G}} \right)^{\alpha_{\sigma}} \right]^{\beta_{\sigma}}; \quad (13)$$

б) при изучении обратного эффекта (критерий предельного состояния — достижение предельного износа):

$$\omega_{\Sigma}(\tau_w, \sigma = const) = \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N_{\sigma\tau}} \right)^{\alpha_{\tau}} \right]^{\beta_{\tau}} = \left[1 - \left(1 - \left(\frac{\tau_w}{\tau_f \cdot \varphi_{\tau}(\sigma)} \right)^{m_{\tau} \cdot \varphi_m(\sigma)} \frac{n}{N_{\tau G}} \right)^{\alpha_{\tau}} \right]^{\beta_{\tau}}. \quad (14)$$

Графический анализ (13) для наработки n , равной 10^4 циклов, на координатной плоскости $\omega_{\Sigma}-\sigma$ дан на рисунке 6. Для анализа выбраны следующие исходные данные: $R_{\sigma/\tau}=1,0$; $\sigma_L=500$ МПа; $\sigma_{-1}=124$ МПа; $m_{\sigma}=6,0$; $\tau_f=16,7$ МПа; $N_{\sigma G}=2 \cdot 10^6$ цикл. Для кривых 1—3 было принято $\tau_w=10$ МПа= $const$; при этом использовались три закона накопления повреждений: разупрочнения 1 ($\alpha=2,0$, $\beta=1,0$), линейный 2 ($\alpha=1,0$, $\beta=1,0$) и упрочнения 3 ($\alpha=1,0$, $\beta=2,0$). Сравнивая кривые 1—3 (см. рисунок 6), можно отметить, что при одинаковой нагруженности наименьшая поврежденность отвечает закону упрочнения 3, а наибольшая — закону разупрочнения 1. Предельное состояние для заданной наработки ($n=10^4$ цикл.) наступает при $\sigma_{1-3}=240$ МПа.

Если уменьшить удельную силу трения в силовой системе до уровня $\tau_w=6$ МПа, то работоспособность ее повышается, — кривая 4 поврежденности (см. рисунок 6) стано-

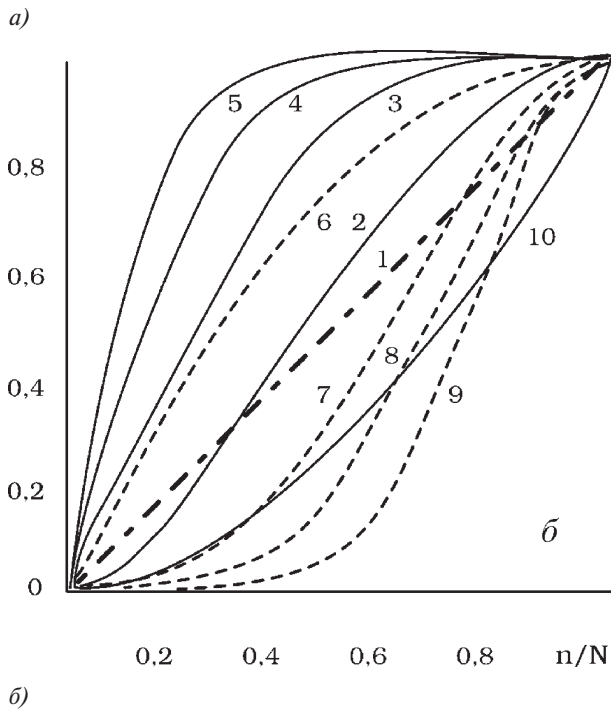
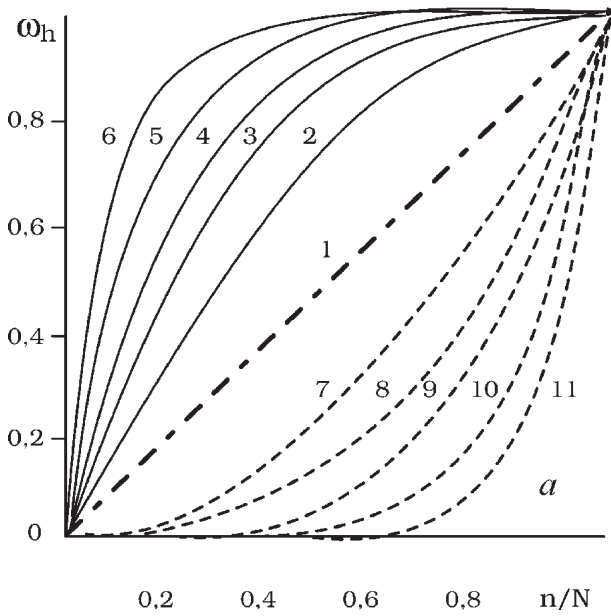


Рисунок 5 — Кинетика накопления повреждений по модели (12): а) 1 — $\alpha=1, \beta=1$; 2 — $\alpha=2, \beta=1$; 3 — $\alpha=3, \beta=1$; 4 — $\alpha=4, \beta=1$; 5 — $\alpha=6, \beta=1$; 6 — $\alpha=10, \beta=1$; 7 — $\alpha=1, \beta=2$; 8 — $\alpha=1, \beta=3$; 9 — $\alpha=1, \beta=4$; 10 — $\alpha=1, \beta=6$; 11 — $\alpha=1, \beta=10$; б) 1 — $\alpha=\beta=1$; 2 — $\alpha=\beta=2$; 3 — $\alpha=4, \beta=2$; 4 — $\alpha=6, \beta=2$; 5 — $\alpha=10, \beta=2$; 6 — $\alpha=2, \beta=1$; 7 — $\alpha=2, \beta=4$; 8 — $\alpha=2, \beta=6$; 9 — $\alpha=2, \beta=10$; 10 — $\alpha=10, \beta=2$

вится более пологой и предельное состояние для заданной наработки достигается уже при $\sigma_4=280 \text{ МПа} > \sigma_{1-3}$. Увеличение фрикционных напряжений до величины $\tau_w=14 \text{ МПа}$ существенно снижает работоспособность системы, — предельное состояние наступает при $\sigma_5=162 \text{ МПа} < \sigma_{1-3}$ (кривая 5). Заметим, что при построении кривых 2, 4, 5 использовался линейный закон накопления относительной долговечности ($\alpha=1,0, \beta=1,0$).

На рисунке 7 построены для рассматриваемого примера графики зависимости функций $\varphi_\sigma(\tau_w)$ и $\varphi_m(\tau_w)$ от относительной величины τ_w/τ_f удельной силы трения. Как можно видеть, они прогнозируют снижение предела

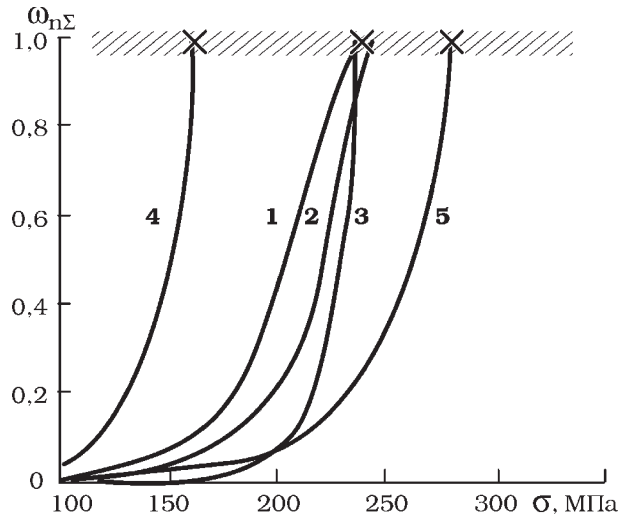


Рисунок 6 — Зависимость поврежденности $\omega_{n\Sigma}$ от уровня циклических напряжений σ при $T_\Sigma=const, \tau_w=const$ и $n=10^4$ цикл= $const$: 1 — повреждения накапливаются по закону разупрочнения ($\alpha_\sigma=2,0, \beta_\sigma=1,0$) при $T=300 \text{ К}, \tau_w=10 \text{ МПа}$; 2, 4, 5 — по линейному закону ($\alpha_\sigma=1,0, \beta_\sigma=1,0$) при $T=300 \text{ К}, \tau_w=10 \text{ МПа}$ (2), $T=300 \text{ К}, \tau_w=15 \text{ МПа}$ (4), $T=500 \text{ К}, \tau_w=10 \text{ МПа}$ (5); 3 — по закону упрочнения ($\alpha_\sigma=1,0, \beta_\sigma=2,0$) при $T=300 \text{ К}, \tau_w=10 \text{ МПа}$

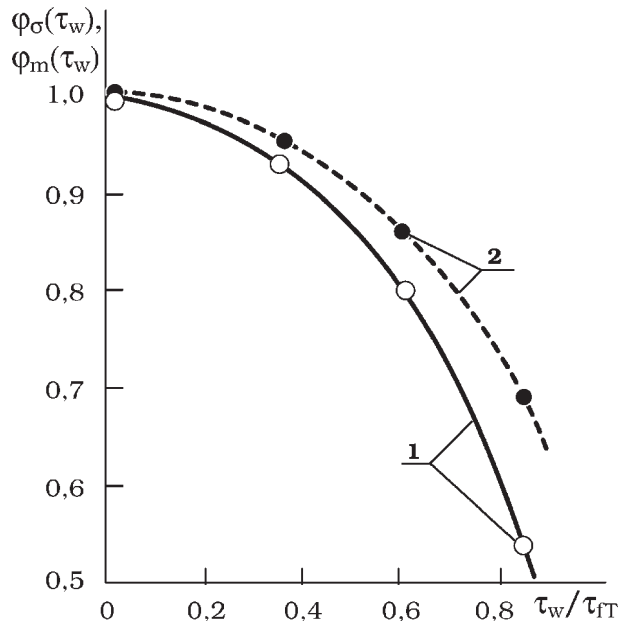
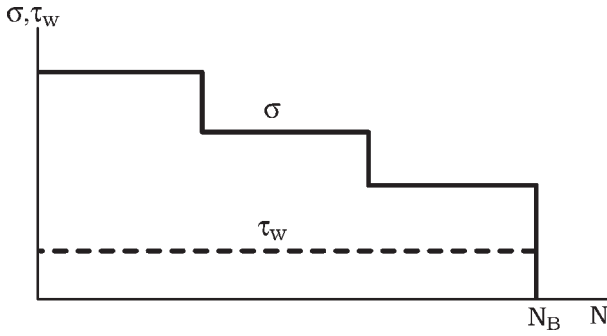


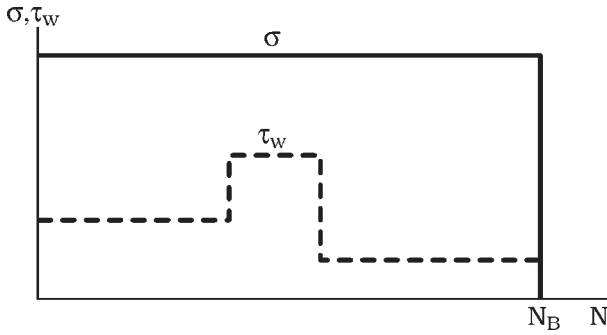
Рисунок 7 — Зависимости функций $\varphi_\sigma(\tau_w)=\sigma_{1\tau}/\sigma_{-1}$ (кривая 1) и $\varphi_m(\tau_w)=m_{\sigma\tau}/m_\sigma$ (кривая 2) от интенсивности τ_w/τ_f трения в силовой системе

фрикционно-механической выносливости $\sigma_{-1\tau}$ и соответствующее уменьшение показателя наклона $m_{\sigma\tau}$ кривой фрикционно-механической усталости с ростом τ_w . При этом график $\varphi_\sigma(\tau_w)-\tau_w/\tau_f$ (см. рисунок 7) описывается уравнением окружности, так как $R_{\sigma/\tau}=1$.

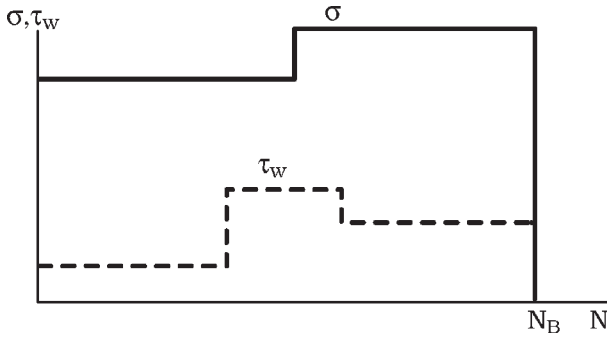
Обратимся к простейшему виду нерегулярного нагружения — блочному, когда элементы силовой системы могут быть подвержены воздействию в каждом программном блоке нескольких дискретных уровней: либо циклических напряжений σ при $\tau_w=const$ (рисунок 8 а — прямой эффект), либо фрикционных напряжений τ_w при $\sigma=const$ (см. рисунок 8 б — обратный эффект), либо и σ , и τ_w в совокупности (см. рисунок 8 в — общий случай износоусталостного повреждения).



а)



б)



в)

Рисунок 8 — Блоки программного нагружения при исследовании прямого эффекта (а), обратного эффекта (б), общего случая износоусталостного повреждения (в)

Гипотеза накопления износоусталостных повреждений в этом случае может быть записана в виде:

а) для прямого эффекта (см. рисунок 8 а):

$$\sum_{i=1}^s \omega_{\Sigma}(\sigma_i, \tau_w = const) = \sum_{i=1}^s \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w)} \right)^{m_{\sigma} \cdot \varphi_m(\tau_w)} \frac{n_i}{N_{\sigma G}} \right]^{\alpha_{\sigma}} \right]^{\beta_{\sigma}} = 1; \quad (15)$$

б) для обратного эффекта (см. рисунок 8 б):

$$\sum_{j=1}^r \omega_{\Sigma}(\tau_{wj}, \sigma = const) = \sum_{j=1}^r \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\tau_{wj}}{\tau_f \cdot \varphi_{\tau}(\sigma)} \right)^{m_{\tau} \cdot \varphi_m(\sigma)} \frac{n_j}{N_{\tau G}} \right]^{\alpha_{\tau}} \right]^{\beta_{\tau}} = 1; \quad (16)$$

в) для общего случая износоусталостного повреждения (см. рисунок 8 в — критерий предельного состояния: 1) образование магистральной трещины или 2) предельный износ в силовой системе, или 1 и 2 одновременно):

$$\sum_{i=1}^s \sum_{j=1}^r \omega_{\Sigma}(\tau_{wj}, \sigma_i) = \sum_{i=1}^s \sum_{j=1}^r \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\tau_{wj}}{\tau_{fT} \cdot \varphi_{\tau}(\sigma_i)} \right)^{m_{\tau} \cdot \varphi_m(\sigma_i)} \frac{n_{ji}}{N_{\sigma G}} \right]^{\alpha_{\tau}} \right]^{\beta_{\sigma}} = 1, \quad (17)$$

$$\sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^s \omega_{\Sigma}(\sigma_i, \tau_{wj}) = \sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^s \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_{wj})} \right)^{m_{\sigma} \cdot \varphi_m(\tau_{wj})} \frac{n_{ji}}{N_{\sigma G}} \right]^{\alpha_{\sigma}} \right]^{\beta_{\tau}} = 1; \quad (18)$$

где $i=1, 2, 3, \dots, s$ — число ступеней изменения σ , $j=1, 2, 3, \dots, r$ — число ступеней изменения τ_w в одном блоке нагружения.

Из (15)–(18) следуют формулы для долговечности силовой системы при блочном нагружении:

а) для прямого эффекта:

$$N_{\sigma \tau \Sigma} = \frac{N_B}{\sum_{i=1}^s \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w)} \right)^{m_{\sigma} \cdot \varphi_m(\tau_w)} \frac{n_i}{N_{\sigma G}} \right]^{\alpha_{\sigma}} \right]^{\beta_{\sigma}}}; \quad (19)$$

б) для обратного эффекта:

$$N_{\tau \sigma \Sigma} = \frac{N_B}{\sum_{j=1}^r \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\tau_{wj}}{\tau_f \cdot \varphi_{\tau}(\sigma)} \right)^{m_{\tau} \cdot \varphi_m(\sigma)} \frac{n_j}{N_{\tau G}} \right]^{\alpha_{\tau}} \right]^{\beta_{\tau}}}; \quad (20)$$

в) для общего случая износоусталостного повреждения:

$$N_{\sigma, \tau \Sigma} = \frac{N_B}{\sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^s \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_{wj})} \right)^{m_{\sigma} \cdot \varphi_m(\tau_{wj})} \frac{n_{ij}}{N_{\sigma G}} \right]^{\alpha_{\sigma}} \right]^{\beta_{\tau}}}; \quad (21)$$

$$N_{\tau, \sigma \Sigma} = \frac{N_B}{\sum_{i=1}^s \sum_{j=1}^r \left[1 - \left[1 - \left(\frac{\tau_{wj}}{\tau_f \cdot \varphi_{\tau}(\sigma_i)} \right)^{m_{\tau} \cdot \varphi_m(\sigma_i)} \frac{n_{ji}}{N_{\tau G}} \right]^{\alpha_{\tau}} \right]^{\beta_{\sigma}}}; \quad (22)$$

где N_B — общее число циклов в одном блоке нагружения; n_i (n_j) — наработка на i -той (j -той) ступени блока.

Чтобы вычислить долговечность силовой системы при случайном нагружении, в результате схематизации которого получены функции $p(\sigma)$, $p(\tau_w)$ плотности распределения действующих нормальных σ и фрикционных τ_w напряжений (рисунок 9), примем (для обеспечения интегрируемости) $\alpha=\beta=1$. Тогда получим следующие выражения для среднего (с вероятностью 50 %) ресурса силовой системы, выраженного числом циклов:

а) при прямом эффекте (рисунок 9 а):

$$N_{\sigma \tau \Sigma} = \left[\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w) \right]^{m_{\sigma} \cdot \varphi_m(\tau_w)} \cdot N_{\sigma G} \times \left\{ \int_{\sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w)}^{\sigma_{\max}} \sigma^{m_{\sigma} \cdot \varphi_m(\tau_w)} \cdot p(\sigma) d\sigma \right\}^{-1}, \quad (23)$$

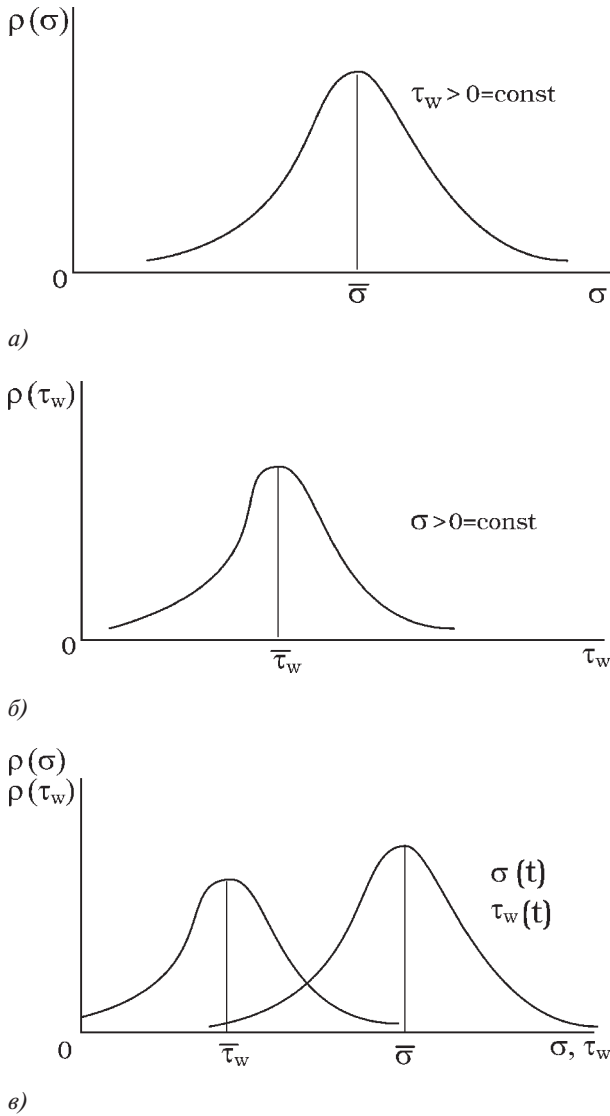


Рисунок 9 — Схемы случайной нагруженности силовой системы: при прямом эффекте (а), обратном эффекте (б) и в общем случае износоусталостного повреждения (в)

б) при обратном эффекте (см. рисунок 9 б):

$$N_{\tau\sigma\Sigma} = [\tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma)]^{m_\tau \cdot \varphi_m(\sigma)} \cdot N_{\tau G} \times \left\{ \int_{\tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma)}^{\tau_{w\max}} \bar{\tau}_w^{m_\tau \cdot \varphi_m(\sigma)} \cdot p(\tau_w) d\tau_w \right\}^{-1}, \quad (24)$$

в) в общем случае износоусталостного повреждения (см. рисунок 9 в):

$$N_{\sigma, \tau\Sigma} = [\sigma_{-1} \cdot \varphi_\sigma(\bar{\tau}_w)]^{m_\sigma \cdot \varphi_m(\bar{\tau}_w)} \cdot N_{\sigma G} \times \left\{ \int_{\sigma_{-1} \cdot \varphi_\sigma(\bar{\tau}_w)}^{\sigma_{\max}} \bar{\sigma}^{m_\sigma \cdot \varphi_m(\bar{\tau}_w)} \cdot p(\sigma) d\sigma \right\}^{-1}, \quad (25)$$

$$N_{\tau, \sigma\Sigma} = [\tau_f \cdot \varphi_\tau(\bar{\sigma})]^{m_\tau \cdot \varphi_m(\bar{\sigma})} \cdot N_{\tau G} \times \left\{ \int_{\tau_f \cdot \varphi_\tau(\bar{\sigma})}^{\tau_{w\max}} \bar{\tau}_w^{m_\tau \cdot \varphi_m(\bar{\sigma})} \cdot p(\tau_w) d\tau_w \right\}^{-1}, \quad (26)$$

где $\bar{\sigma}$, $\bar{\tau}_w$ — средние значения действующих напряжений.

Если функции $p(\sigma)$, $p(\tau_w)$ аппроксимированы какими-либо теоретическими законами распределения, то

интегралы, входящие в формулы (23)—(26), могут быть выражены через табулированную функцию интеграла вероятностей χ^2 [16]:

$$P(\chi, n) = \frac{1}{2^{\frac{n}{2}} \Gamma\left(\frac{n}{2}\right)} \int_0^\chi y^{\frac{n-1}{2}} \cdot e^{-\frac{y}{2}} dy. \quad (27)$$

Процедуры вычисления указанных интегралов с помощью (27) для различных теоретических законов распределения изложены в работах [16, 17].

Выполним оценку долговечности силовой системы по результатам программных испытаний на фреттинг-усталость. Силовая система включала плоские образцы прямоугольного сечения 5×20 мм из стали 20 в состоянии поставки и контрообразцы из закаленной стали 45 в виде мостиков фреттинга базой 48 мм и площадкой контакта размером 6×20 мм. В качестве предельного состояния было принято зарождение магистральной трещины глубиной 0,4...0,6 мм в образце.

Предварительно были проведены испытания на механическую усталость и фреттинг-усталость исследуемой силовой системы при регулярном нагружении при контактном давлении $p_a = 10$ МПа и 208 МПа (рисунок 10).

На рисунке 10 б изображена зависимость, характеризующая влияние величины нормального давления p_a на предел выносливости σ_{-1p} образцов; она соответствует данным по характеру такой зависимости, известным в литературе.

Характеристики программных блоков нагружения для исследуемой силовой системы приведены на рисунке 11. Всего было сформировано четыре (I—IV) типа трехступенчатого блока и четыре (V—VIII) типа пятиступенчатого блока, которые включали различные комбинации чередования ступеней с разным уровнем изгибающих напряжений σ . При этом на каждой ступени трехступенчатого блока число циклов оставалось неизменным $n_i = 1 \cdot 10^4$ цикл., а для пятиступенчатого — $n_i = 5 \cdot 10^3$ цикл.

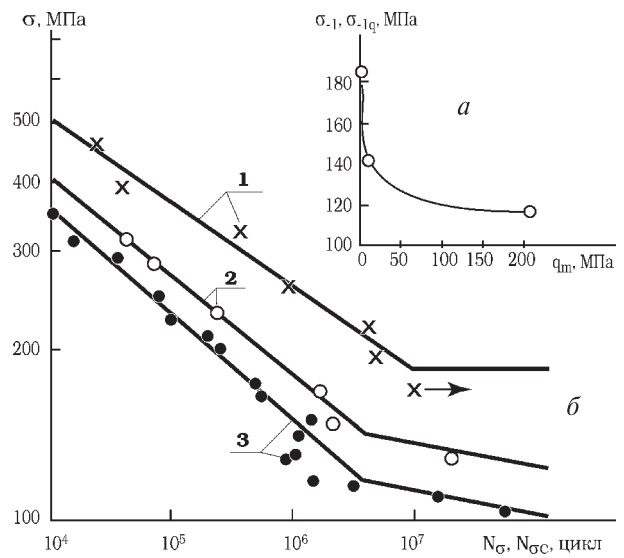


Рисунок 10 — Экспериментальные кривые механической усталости (1) и фреттинг-усталости (2, 3) при нормальном давлении $p_a = 10$ МПа (2) и $p_a = 208$ МПа (3) — а, а также зависимость предела выносливости от величины нормального давления — б, для образцов из стали 20

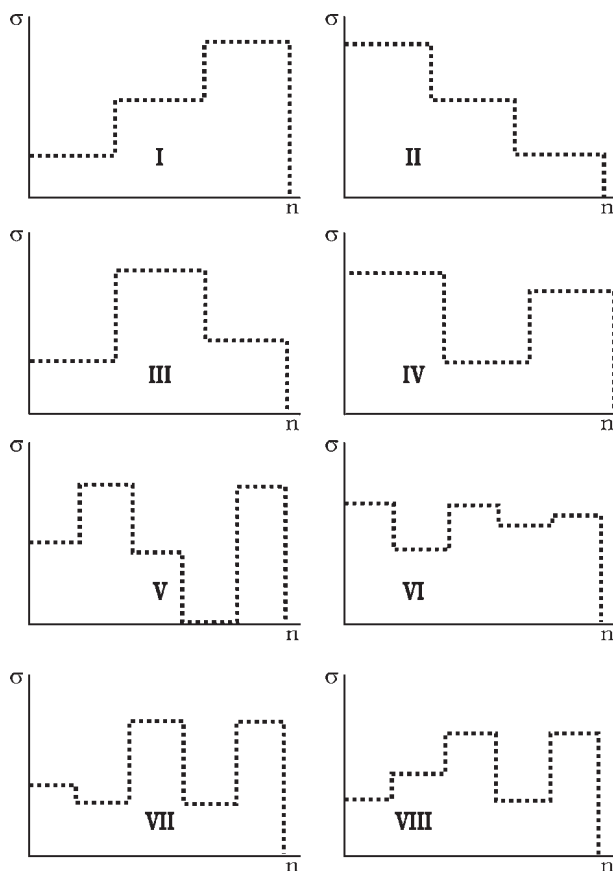


Рисунок 11 — Типы блоков нагружения образцов стали 20 при программных испытаниях на фреттинг-усталость

Было принято $f_s=0,5$. Долговечность образцов $N_p=N_\Sigma$ оценивалась по формуле (19), а погрешность расчета — с помощью отношения $X=N_p/N_\Sigma$. При этом на первом этапе было сделано предположение о линейном законе накопления повреждений во времени ($\alpha=\beta=1,0$). Функция распределения величины X на нормальной вероятностной бумаге для этого случая представлена на рисунке 12 (зачерненные точки). Как видно из рисунка, правило линейного суммирования дает в среднем почти вдвое заниженную оценку долговечности ($X=0,53$). Анализ опытных данных показал, что для исследуемой силовой системы необходимо использовать модель упрочнения ($\alpha=1,0, \beta>1,0$); при этом следует принять $\beta=1,09$ для данной силовой системы при $p_a=10$ МПа и $\beta=1,27$ при $p_a=208$ МПа. Кроме того, было установлено, что образцы, нагружавшиеся блоками, включающими ступень с уровнем напряжений, существенно превышающим предел текучести стали (~250 МПа), в эксперименте демонстрировали долговечность, значительно (более, чем в два раза) превышающую расчетную по линейной модели. Для этих образцов было принято $\beta=6,73$. Функция распределения величины $X=N_p/N_\Sigma$, где N_p оценивалась по формуле (19) с учетом указанных значений параметров упрочнения β и разупрочнения α , представлена на рисунке 12 (не зачерненные точки). Как можно видеть, в среднем результаты расчета долговечности почти совпадают с экспериментом ($X=1,1$ при $P=0,5$), а с вероятностью 97,5 % ошибка расчета не превышает двукратную, что считается приемлемым [16].

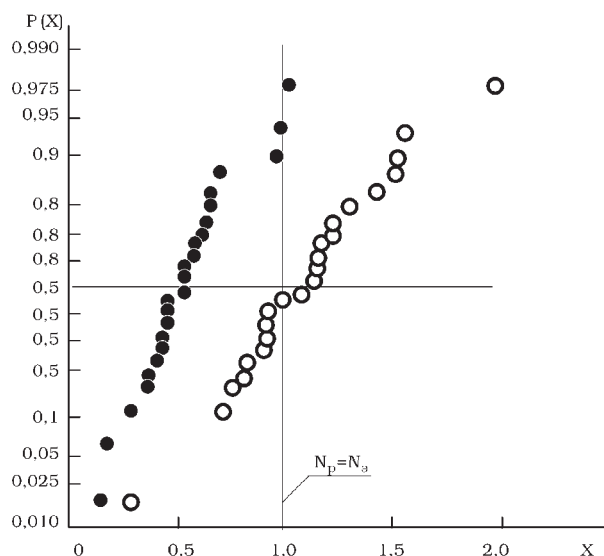


Рисунок 12 — Эмпирические функции распределения величины $X=N_p/N_\Sigma$ для образцов стали 20, построенные на нормальной вероятностной бумаге в предположении линейного накопления повреждений (1) и в предположении справедливости модели упрочнения (2)

Заключение

Разработанная на основе энергетического критерия предельных состояний методика позволяет выполнять расчетно-экспериментальную оценку характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям, в том числе долговечность при регулярном нагружении, по соответствующим характеристикам сопротивления механической, фрикционной или контактной усталости.

Для блок-программного и случайного нагружений долговечность силовой системы может оцениваться по выражениям (19)–(26), построенным на основе гипотезы накопления износоусталостных повреждений (15)–(18), предполагающей в общем случае нелинейный характер накопления повреждений во времени в связи с взаимодействием конкурирующих процессов упрочнения и разупрочнения, определяемым конструктивно-технологическими особенностями силовой системы, материалами ее элементов, условиями эксплуатационного воздействия.

Список литературы

1. Болотин, В.В. Ресурс машин и конструкций / В.В. Болотин. — М.: Машиностроение, 1990. — 448 с.
2. 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.
3. Проблемы надежности и ресурса в машиностроении / отв. ред. К.В. Фролов, А.П. Гусенков. — М.: Наука, 1986. — 246 с.
4. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Наука и техника, 1995. — 256 с.
5. Высоцкий, М.С. Трибофатика — новые пути для повышения надежности машин / М.С. Высоцкий [и др.] // Вест. АНБ. Сер. физ.-техн. наук. — 1994. — № 4. — С. 32–41.
6. Sosnovskiy, L.A. Tribo-Fatigue. Wear-fatigue damage and its prediction / L.A. Sosnovskiy // Foundations of engineering mechanics. — Springer, 2004. — 424 p.
7. Альгин, В.Б. Ресурсная механика как основа прогнозирования и обеспечения износо-усталостной надежности машин / В.Б. Альгин // Трибофатика: тр. IV Междунар. симпоз. по трибофатике (ISTF-4), 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В.Т. Трошенко. — Тернополь: Тернопол. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. — В 2-х т. — Т. 1. — С. 55–60.

8. Сосновский, Л.А. Теория накопления износоусталостных повреждений / Л.А. Сосновский, А.В. Богданович / под ред. Н.А. Махутова. — Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. — 60 с.
9. Bogdanovich, A.V. Energetic Theory of Wear-Fatigue Damage: Proceeding of III Int. Symp. On Tribo-Fatigue, Oct. 22-26, 2000, Beijing, China / A.V. Bogdanovich; ed. by Gao Wanzhen and Li Jian, Wuhan Research Inst. Of Mater. Protection. — China: Hunan University Press, 2000. — pp. 164—170.
10. Makhutov, N.A. The Prediction of Life under Wear-Fatigue Tests: Proceeding of III Int. Symp. on Tribo-Fatigue, Oct. 22-26, 2000, Beijing, China / A.V. Bogdanovich; edited by Gao Wanzhen and Li Jian, Wuhan Research Inst. Of Mater. Protection. — China: Hunan University Press, 2000. — pp. 171—178.
11. Богданович, А.В. Прогнозирование предельных состояний силовых систем / А.В. Богданович. — Гродно: ГрГУ, 2008. — 371 с.
12. Сосновский, Л.А. Механика усталостного разрушения: словарь-справ.: в 2-х т. / Л.А. Сосновский. — Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 1994. — Т. 1. — 328 с.; — Т. 2. — 340 с.
13. Сосновский, Л.А. Надежность и долговечность элементов силового металлополимерного трибосопряжения в процессе износоусталостных испытаний / Л.А. Сосновский // Надежность и долговечность машин и сооружений. — 1986. — № 9. — С. 93—102.
14. Сосновский, Л.А. Фрикционно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) / Л.А. Сосновский, Н.А. Махутов, В.А. Шуринов // Заводская лаборатория. — 1992. — № 9. — С. 46 — 63.
15. Сосновский, Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения / Л.А. Сосновский. — Минск: Наука и техника, 1987. — 288 с.
16. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. — М.: Машиностроение, 1977. — 232 с.
17. РД 50-607-86. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Вероятностные методы расчета усталостной долговечности деталей машин и элементов конструкций при нерегулярном нагружении: метод. указ. — М.: Изд-во Стандартов, 1987. — 25 с.

Vysotski M.S., Bogdanovich A.V.
The life-time of tribo-fatigue systems

An approach for the calculate-experimental estimation of the life-time of active systems under regular and unregular loading based on energetic criterion of limiting states for such systems and nonlinear wear-fatigue damage hypothesis is discussed in paper. The check-up of the proposed formulae on mechano-sliding fatigue test results under regular loading and on fretting fatigue test results under regular and block loading is carried out. It is shown the satisfactory conformity of theory and experiment under given conditions.

Поступила в редакцию 13.09.2010