

$$\bar{K} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (P_i/P_j)}{n(n-1)}, \quad (8)$$

P_i/P_j при $i \neq j$ - условная вероятность отказа i -го элемента, если отказ j -го элемента имеет место.

Рекуррентное применение выражения (7) позволяет последовательно прогнозировать надежность вала в сборе, агрегата и всей трансмиссии в целом с достаточной для практических целей точностью.

Разработанные в ИНДМАШ НАНБ методы прогнозирования надежности трансмиссий мобильных машин реализованы в виде пакетов программ для ПЭВМ. Методы прошли широкую апробацию при ресурсном проектировании трансмиссий на ряде автомобильных и тракторных заводов СНГ.

Литература. 1. O.V. Berestnev The Prognostication and Reliability Increasing of Drive Mechanisms. Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Oulu, Finland, 1999, v.6, pp.2418-2423. 2. O.V. Berestnev, Y.L. Soliterman, A.M. Goman The Reliability Prognostication of Robot Mechanism Mechanical Drive. Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Oulu, Finland, 1999, v.7, pp.2741-2746. 3. Солитерман Ю.Л., Славина Н.Б. Прогнозирование надежности деталей и агрегатов трансмиссий самоходных машин. - Мн.: БелНИИНТИ, 1992. - 78с. 4. Цитович И.С., Берестнев О.В. Пути повышения надежности машин. - Мн.: Наука и техника, 1979, - 88с.

УДК 531.43/46+539.388.1⇒539.43

Л.А. Сосновский

О РЕСУРСНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО РАЗЛИЧНЫМ КРИТЕРИЯМ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ (ВОПРОСЫ МЕТОДОЛОГИИ)

НПО ТРИБОФАТИКА
Гомель, Беларусь

1. *Введение.* Поверхностное повреждение и объемное разрушение, как правило, лимитируют ресурс нагруженных механических систем и их элементов. В работах [1 – 2] дана сводка явлений, приводящих к основным типам деградации материалов в конструкциях. Как следует из них, в первом приближении должны быть принципиально поставлены и решены задачи оценки ресурса элементов конструкций (объемное – усталостное разрушение), пар трения (поверхностное – износное повреждение) и силовых систем (комплексное – износоусталостное повреждение и разрушение). С методологической точки зрения эти задачи можно представить, конкретизируя их, скажем, применительно к широко распространенной и ответственной системе коленчатый вал/подшипник скольжения, следующим образом.

Если речь идет об объемном разрушении, рассматривается элемент конструкции, например, шейка коленчатого вала, предельное состояние которой обусловлено сопротивлением механической усталости. Пусть σ – действующее циклическое напряжение. Тогда находят (экспериментально или расчетным методом) вероятность отказа $F(\sigma)$

шейки вала по критериям сопротивления усталости, за которые обычно принимают предел выносливости σ_R и/или усталостную долговечность N_σ .

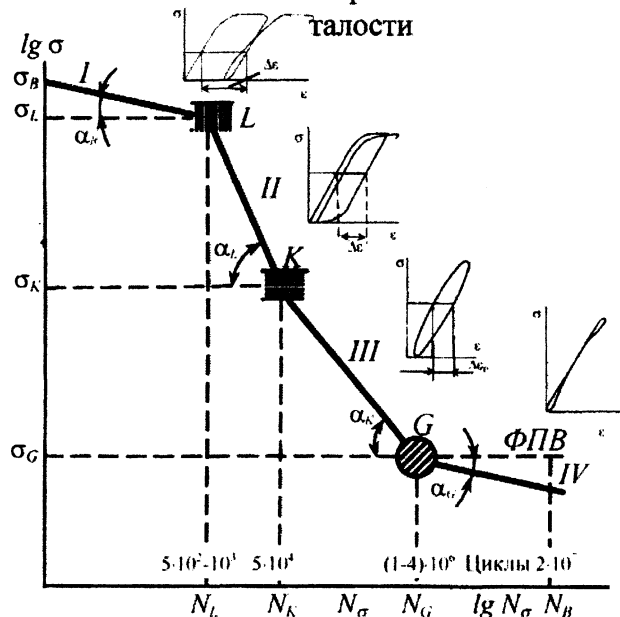
Если речь идет о поверхностном повреждении, рассматривается пара трения, например, коренная шейка вала/опорный подшипник скольжения. Пусть $\tau_w = fp_a$ - удельная сила трения (фрикционное напряжение), где f - коэффициент трения, p_a - контактное давление. Тогда находят (расчетным методом или экспериментально) вероятность отказа $F(\tau_w)$ по критериям износостойкости, за которые обычно принимают интенсивность изнашивания I_h и/или долговечность по износу N_τ .

Если, наконец, речь идет о комплексном - износоусталостном повреждении и разрушении, то рассматривается силовая система, например, шейка коленчатого вала/подшипник шатуна, предельное состояние которой обусловлено обоими повреждающими явлениями - износом и усталостью. Пусть σ и τ_w - действующие одновременно напряжения. Тогда находят (расчетным методом или экспериментально) вероятность отказа $F(\sigma, \tau_w)$ и/или долговечность $N(\sigma, \tau_w)$ по комплексным критериям сопротивления износоусталостным повреждениям, за которые принимают интенсивность изнашивания $I_h(\sigma)$, определяемую с учетом влияния циклических напряжения σ , и предел выносливости $\sigma_R(\tau_w)$, который устанавливают с учетом влияния фрикционного напряжения τ_w .

Использование таких процедур для целей ресурсного проектирования становится возможным в общем случае, если предельное состояние изучаемых объектов оказывается описанным при различных видах деформации (упругая, упругопластическая, пластическая) и при различных видах изнашивания (механическое, коррозионно-механическое, окислительное).

Ниже обсуждается единый подход к оценке предельного состояния и ресурса элементов конструкций, пар трения и силовых систем.

Рис.1. Схема полной кривой механической ус-



2. *Объемное разрушение.* Все многообразие предельных состояний элементов конструкций при циклическом нагружении может быть описано с помощью (например, экспериментально полученной) полной кривой усталости (рис.1) [3], где N_σ - число циклов до разрушения объекта (его ресурс). На этой кривой обнаруживаются четыре характерных участка: I - квазистатическая, II - малоцикловая, III - многоцикловая, IV - высокоресурсная усталость. Не вдаваясь в физические механизмы этого явления (подробно описанные, например, в работе [4]), заметим лишь, что они обусловлены механикой деформирования: открытая петля пластического гистерезиса (I), незамкнутая петля упругопластического гистерезиса (II), замкнутая петля механического гистерезиса (III) и вырожденная петля механического гистерезиса (IV). Пререход от одного к другому типичному виду усталостного

Пререход от одного к другому типичному виду усталостного

повреждения и разрушения контролируется критическими напряжениями $\sigma_L, \sigma_K, \sigma_G$, которым соответствует характерный ресурс N_L, N_K, N_G .

Уравнение любого из участков на рис.1 имеет вид

$$\sigma^{m_\sigma} N_\sigma = C_\sigma, \quad m_\sigma = \text{ctg} \alpha, \quad (1)$$

где C_σ - постоянная. Так, для участка III и, следовательно, для расчета ресурса при $\sigma_K < \sigma < \sigma_G$ в соответствии с рис.1 из (1) получаем

$$N_\sigma = C_\sigma / \sigma^{m_\sigma}, \quad C_\sigma = \sigma_G^{m_\sigma} N_G. \quad (2)$$

Как известно, механическая усталость – явление сложное, поэтому сопротивление усталости элемента конструкции зависит от многих и различных факторов; их анализ нетрудно найти в литературе (см., например, [5]). В уравнениях типа (2) учтено ограниченное число определяющих факторов – только те из них, которые обуславливают величины параметров σ_G, m_σ, N_G . Более информативным является уравнение

$$N_\sigma = \left\{ \left[1 - \left(1 - \frac{V_{py}}{V_0} \right)^{m_v \cdot i \cdot q_\sigma} \right]^{1/h_\sigma} \right\}^{-1}, \quad (3)$$

построенная с учетом масштабного эффекта (V_{py}/V_0), состава и строения материала (m_v) и процессов его упрочнения-разупрочнения при циклическом деформировании (h_σ, q_σ). Здесь опасный объем [6]

$$V_{py} = \iiint_{\sigma > \sigma_{R \min}} dx dy dz \quad (4)$$

определяется уровнем действующего напряжения $\sigma > \sigma_{R \min}$, где $\sigma_{R \min}$ - нижняя граница рассеяния пределов выносливости, не зависящая от размеров элемента конструкции с рабочим объемом V_0 , m_v - параметр дефектности (изотропности) материала, h_σ и q_σ - параметры упрочнения-разупрочнения ($h_\sigma > 1$ и $q_\sigma = 1$ для циклически разупрочняющихся, $h_\sigma = 1$ и $q_\sigma > 1$ для циклически упрочняющихся, $h_\sigma = 1$ и $q_\sigma = 1$ для циклически стабильных материалов). Методики определения всех этих параметров изложены, например, в работе [6].

Важное достоинство уравнения (3) состоит в том, что оно применимо в любом

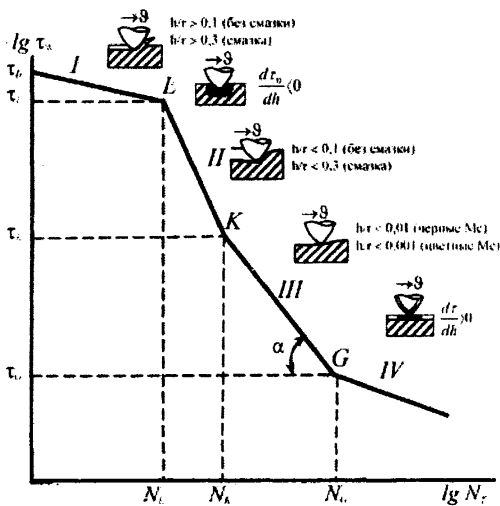


Рис.2. Схема кривой предельных состояний при трении и изнашивании

диапазоне изменения циклических напряжений. В самом деле, при $\sigma = \sigma_b$, σ_b - предел прочности, имеем $V_{py}/V_0 = 1$ и, следовательно, $N_\sigma = 1$, и если $V_{py} = 0$ (когда $\sigma < \sigma_{R \min}$), то $N_\sigma \rightarrow \infty$, как это и должно быть.

3. *Поверхностное повреждение.* Все многообразие предельных состояний пары трения при ее контактом нагружении может быть описано с помощью (например, экспериментально полученной) кривой, представленной на рис.2, где N_r - долговечность по износу. Характер-

ные участки на этой кривой соответствуют квазистатическому (I), малоцикловоому (II), многоцикловоому (III) и многоресурсному (IV) поверхностному повреждению предельной величины. Не вдаваясь в механизмы трения и изнашивания в зависимости от уровня контактной нагрузки (описанные, например, в работах [7, 8]), заметим лишь, что они обусловлены механикой деформирования при трении, которая иллюстрируется движением (со скоростью v) единичной поверхности с радиусом r , внедренной в плоскость на глубину h [8]: микрорезание (I), пластическое отгеснение (II), упругое отгеснение (III), разрушение пленок (IV). Когезионный отрыв обнаруживается на стыке участков I и II.

Уравнение любого из участков на рис.2 имеет вид

$$\tau_w^m N_r = C_r, \quad m_r = ctg\alpha, \quad (5)$$

где C_r - постоянная. Так, для участка III и, следовательно, для расчета ресурса по износу в интервале напряжений $\tau_k < \tau_w < \tau_G$ в соответствии с рис.2 из (5) получаем

$$N_r = C_r / \tau_w^m, \quad C_r = \tau_G^m N_G. \quad (6)$$

Уравнение (6) в ряде случаев оказывается недостаточно информативным, как и аналогичное ему уравнение (2). В таких случаях можно использовать формулу

$$N_r = \left\{ \left[1 - \left(1 - \frac{S_{pr}}{S_k} \right)^{m_k q_2} \right]^{1/h_r} \right\}^{-1} \quad (7)$$

аналогичную (3). Здесь динамический опасный объем при трении для любого из двух ($j = 1, 2$) элементов

$$S_{pr} = \left(\iiint_{\tau_w > \tau_{fmin}} dx dy dz \right) l_{u.w} \quad (8)$$

определяется уровнем действующих фрикционных напряжений $\tau_w > \tau_{fmin}$, τ_{fmin} - нижняя граница рассеяния предельных напряжений, не зависящая от размеров рабочего объема S_k , $l_{u.w}$ - протяженность данного элемента в направлении движения при трении, измеряемая вдоль центров тяжести опасного объема, параметры m_k , q_2 и h_r аналогичны таковым в уравнении (3), но устанавливаются применительно к специфическим процессам поверхностного повреждения.

4. *Износосталостное повреждение и разрушение.* Как отмечалось выше, износосталостное повреждение силовых систем - это комплексное повреждение в том смысле, что оно есть результат взаимодействия повреждений, обусловленных контактной и внеконтактной нагрузками. Сопоставление рис.1 и 2 показывает: такие взаимодействия могут быть весьма многообразными и сложными. Так, при деформировании элемента силовой системы в многоцикловоой области (участок III на рис.1) процессы трения и изнашивания могут быть реализованы по любому из механизмов (участки I - IV на рис.2).

Поскольку многообразные и многочисленные акты и эффекты взаимодействия повреждений различных типов не могут быть точно описаны и предсказаны, вводится представление о взаимодействии опасных объемов при циклическом деформировании (V_{pr}) и при трении (S_{pr}), которые и содержат реальный комплекс повреждений, порождаемых полями напряжений (деформаций) от контактной и внеконтактной нагрузок. Комплексный опасный объем в силовой системе

$$W_{pr} = \varphi(S_{pr}, V_{pr}) \quad (9)$$

может служить эквивалентом комплексных повреждений, поскольку его величина пропорциональна уровню действующих напряжений (τ_w, σ) и количеству (концентра-

ции) повреждений, в том числе накапливаемых во времени. Исходя из этих соображений получим уравнение для ресурса силовой системы

$$N(\sigma, \tau_w) = \left\{ \left[1 - \left(1 - \frac{W_{py}}{(1-D)V} \right)^{m_w/q_w} \right]^{1/h_w} \right\}^{-1} \quad (10)$$

где D - параметр, обусловленный коррозионными процессами повреждения [2], а относительный опасный объем W_{py}/V определяют с учетом функции (9) в зависимости от того, по какому именно критерию достигается предельное состояние системы. Если реализуется объемное усталостное разрушение, тогда как процессы повреждения вследствие трения и изнашивания являются сопутствующими (так называемый прямой эффект [1, 2]), то принимается

$$\frac{W_{py}}{V} = \varphi_1 \left(\frac{V_{py}}{V_0}, \frac{S_{py}}{V_0} \right) = \frac{V_{py}}{V_0} \left[1 + \frac{S_{py}}{V_{py}} \left(1 - \frac{V_{py}}{V_0} \right) \right] R_{\sigma/\tau} \quad (11)$$

Если предельное состояние достигается по критерию критического износа (поверхностное повреждение), тогда как процессы механической усталости от действия циклических напряжений являются сопутствующими (так называемый обратный эффект), то принимается

$$\frac{W_{py}}{V} = \varphi_2 \left(\frac{S_{py}}{S_k}, \frac{V_{py}}{S_k} \right) = \frac{S_{py}}{S_k} \left[1 + \frac{V_{py}}{S_{py}} \left(1 - \frac{S_{py}}{S_k} \right) \right] R_{\tau/\sigma} \quad (12)$$

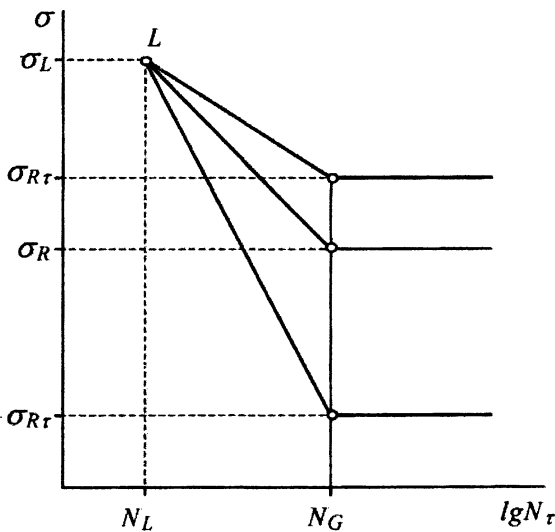


Рис.3. Схематизация кривых усталости по критерию объемного разрушения (прямой эффект)

дятся в единой точке $L(\sigma_L, N_L)$ и все они имеют одинаковую абсциссу N_G перелома. Тогда получим

$$N_{\sigma}(\tau_w) = N_G \left(\frac{\sigma_R \varphi_{\sigma}(\tau_w)}{\sigma} \right)^{m_{\sigma} \varphi_m(\tau_w)} \quad (13)$$

где функции

$$\varphi_m(\tau_w) = \frac{\lg(\sigma_R/\sigma_L)}{\lg(\sigma_R \varphi_{\sigma}(\tau_w)/\sigma_L)}, \quad \varphi_{\sigma}(\tau_w) = \sqrt{\frac{1 - \tau_w^2}{R_{\sigma/\tau} \tau_f^2}} \quad (14)$$

Аналогично при обратном эффекте

В формулах (11) и (12) R - параметр взаимодействия [2].

Нетрудно увидеть, что из уравнения (10) с учетом (11) или (12) получаются (соответственно принимая $S_{py} = 0$, либо $V_{py} = 0$) формулы (3) и (7).

Можно использовать и другой подход для оценки ресурса силовой системы в случае реализации прямого (тогда $N(\sigma, \tau_w) = N_{\sigma}(\tau_w)$) или обратного (тогда $N(\sigma, \tau_w) = N_{\tau}(\sigma)$) эффектов. Так, при прямом эффекте схематизируем кривые предельного состояния согласно рис.3, где предел выносливости σ_{Rt} , определяемый с учетом влияния сил трения, может быть $\sigma_{Rt} < \sigma_R$, либо $\sigma_{Rt} > \sigma_R$ [2]. Здесь принято, что левые ветви всех кривых усталости сходятся в единой точке $L(\sigma_L, N_L)$ и все они имеют одинаковую абсциссу N_G перелома.

$$N_r(\sigma) = N_G \left(\frac{\tau_f \varphi_r(\sigma)}{\tau_W} \right)^{m_r \varphi_m(\sigma)} \quad (15)$$

где функции

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{\lg(\tau_f / \tau_L)}{\lg(\tau_f \varphi_r(\sigma) / \tau_L)}, \quad \varphi_r(\sigma) = \sqrt{\frac{1}{R_{\tau/\sigma}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_R^2}} \quad (16)$$

Важное достоинство формул (13) и (15) состоит в том, что ресурс силовых систем и при прямом, и при обратном эффектах вычисляется с использованием только обычных параметров кривых механической (σ_R, m_σ, N_G) и фрикционной (τ_f, m_τ, N_G) усталости, как это следует из формул (14) и (16).

Заключение. Формулы (2), (6), (13), (15) либо формулы (3), (7), (10), с учетом (11) и (12) могут, по-видимому, служить основой ресурсного проектирования элементов конструкций (по критерию объемного усталостного разрушения), пар трения (по критериям поверхностного износостойкого повреждения) и силовых систем (по комплексному критерию износоустойчивости повреждения и разрушения) на базе того или иного, но единого для всех объектов методологического подхода.

Литература. 1. Трибофатика. Термины и определения. (Межгосударственный стандарт ГОСТ 30638-99). – М.: 24 с. 2. Сосновский Л.А., Трощенко В.Т., Махутов Н.А. и др. Износоустойчивые повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 170 с. 3. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. О полной кривой усталости // Заводская лаборатория, 1995, №5. – С. 33 – 34. 4. Иванова В.С., Теретьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 456 с. 5. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник в 2-х т.т. – Киев, Наукова думка. – 1330 с. 6. Сосновский Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения. – Минск, 1987. – 288 с. 7. Багли Д. Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии. – М.: Машиностроение, 1986. – 359 с. 8. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

УДК 621.585 – 192

Альгин В.Б.

РЕСУРСНАЯ МЕХАНИКА МАШИН: СТАНОВЛЕНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ

*Научный центр проблем механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Ресурсные свойства относятся к фундаментальным, они присущи всем материальным объектам. Однако вопросы ресурса механических систем получили развитие и научное оформление сравнительно недавно. Особенностью ресурсной механики машин (РММ) является изучение ресурсных свойств не отдельных деталей, а механических систем в целом. Одним из основных источников ресурсной механики являются вероятностные методы расчета деталей машин, разработанные членом-корреспондентом АН БССР И.С.Цитовичем и его научной школой.