DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2021-6-94-23>

УДК 621.822

Федухин А.В., Сеспедес Г.Н.В., Муха А.А.
 Институт проблем математических машин и систем
 Национальной академии наук Украины

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ НАДЕЖНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ НА ОСНОВЕ ВЕРОЯТНОСТНО-ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

Аннотация. Статья посвящена решению вопросов и проблем связанных с оценкой надежности механических деталей и узлов техники. В статье исследованы теоретические вопросы, возникающие при проведении априорных расчетов надежности узлов трения динамических конструкций технических систем. Предложен метод расчета на основе вероятностно-физического подхода. Используя положение об усталостной природе разрушения поверхностных слоев, предлагается определять интенсивность изнашивания узла трения в зависимости от параметров, характеризующих его работу, в результате чего вычисляется интегральная линейная интенсивность изнашивания, на основе которой в последствии вычисляется средний ресурс изделия. При расчете производится учет средней скорости деградации и коэффициента вариации процесса деградации, которые включены в модель в качестве параметров диффузионно-монотонного распределения.

Ключевые слова: вероятностно-физический подход, надежность механических узлов, вероятностно-физическая модель надежности.

Fedukhin Alexandr, Sespedes Garsia Nataliya, Mukha Artem
 Institute of Mathematical Machines and Systems Problems
 of the National Academy of Sciences of Ukraine

ON THE ISSUE OF RELIABILITY CALCULATION OF FRICTION KNOTS BASED ON A PROBABILISTIC PHYSICAL RELIABILITY MODEL

Summary. The analysis of a series of works showed that the development of highly reliable and modern mechanical parts is not possible without optimizing the indicators of reliability and durability when operating conditions change. During the development process, it is necessary to constantly refine the reliability indicators of individual parts, which makes it possible to reduce the material consumption of units, while maintaining the high reliability of the entire product. Solving the problem of clarifying the reliability indicators of parts and assemblies during operation, allows you to reasonably determine the amount of spare parts and thereby optimize their production and delivery to service services. The article is devoted to the solution of issues and problems associated with the assessment of the reliability of mechanical parts and units of technology. The main attention is focused on the development of engineering methods for a priori assessment of the reliability of products at the design stage. The article investigates the theoretical issues that arise when carrying out a priori calculations of the reliability of friction units of dynamic structures of technical systems. The result of the research is a calculation method based on a probabilistic-physical approach. Using the statement on the fatigue nature of the destruction of surface layers, it is proposed to determine the wear rate of the friction unit depending on the parameters characterizing its operation, as a result of which the integral linear wear rate is calculated, on the basis of which the average product life is subsequently calculated. The calculation takes into account the average degradation rate and the coefficient of variation of the degradation process, which are included in the model as parameters of the diffusion-monotonic distribution. When calculating, several degradation processes are simultaneously taken into account with different coefficients of variation and different equity participation in the generalized process of degradation.

Keywords: reliability of nodes, probabilistic-physical model, distribution, probabilistic-physical approach.

Постановка проблемы. Решение проблемы оценки надежности механических деталей и узлов техники имеет большое практическое значение. Во-первых, это позволяет выявить дополнительные резервы в использовании деталей и узлов, прогнозировать изменение показателей их безотказности и долговечности при изменении условий эксплуатации. Во-вторых, уточнение показателей надежности отдельных деталей позволяет уменьшить материалоемкость узлов, сохраняя при этом высокую надежность всего изделия. В-третьих, на основе уточненных показателей надежности деталей и узлов можно обоснованно определить объем запасных частей и тем самым оптимизировать их производство и поставку в службы сервисного обслуживания.

Методы решения указанной выше проблемы условно можно разделить на экспериментальные

(статистические) и расчетные. Точность экспериментальных методов всецело зависит от объема экспериментального материала. Так как испытания проводятся продолжительное время и им чаще всего подвергаются выборки деталей или их моделей, поэтому фактически в экспериментах создаются идентичные условия испытаний несмотря на то, что каждое изделие имеет, во-первых, свои индивидуальные особенности, заложенные при изготовлении, и, во-вторых, изделия находятся в различных условиях эксплуатации, характеризующихся разнообразным спектром нагрузок со случайной составляющей. В соответствии с этим существенно различаются эксплуатационные показатели надежности и показатели, полученные по результатам испытаний изделий.

Анализ последних исследований и публикаций показал, что наиболее приоритетной

является идея оценки показателей надежности по результатам априорного расчета. Расчетные методы, в отличие от экспериментальных, позволяют учесть в моделях весь спектр нагрузок, действующих на изделие. Однако существующие расчетные методы оценки надежности механических деталей и узлов, как правило, базируются на детерминистическом расчете, игнорирующем случайную природу прочности и разрушения изделия, являющуюся следствием отклонений в процессе производства, дефектами материалов и нестационарностью процессов нагружения.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы. Исходя из вышеупомянутого возможно заключить, что на современном этапе развития теории и практики надежности механических узлов и систем, не умаляя значения и необходимости испытаний, одной из важных проблем является проблема разработки инженерных методов априорной оценки надежности изделий на этапе проектирования.

Целью статьи является, совершенствование методов априорной оценки надежности механических деталей и узлов.

В работах [1; 2] для оценки надежности механических деталей и узлов разработана вероятностно-физическая модель надежности (DM – распределение), параметры которой имеют конкретную физическую интерпретацию в виде средней скорости деградации и коэффициента вариации процесса деградации. Расчет показателей надежности для самых разнообразных механических объектов на основе данной модели [1] производится более корректно, с учетом случайной природы явлений.

Изложение основного материала. Расчет средней линейной скорости износа подвижного соединения. Рассмотрим в качестве объекта исследования гладкоцилиндрическое соединение многократного действия, критерием предельного состояния которого является зазор – параметр, характеризующий техническое состояние изделия [3]. Изнашивание поверхностных слоев деталей обусловлено процессами, протекающими в зонах фактического касания твердых тел и на поверхностях, подвергающихся трению. Усталостное изнашивание наиболее существенно при многократном деформировании поверхностных слоев деталей подавляющего большинства подвижных соединений. В зависимости от напряженного состояния в зоне касания различают усталостное изнашивание при упругом и пластическом контактах.

Согласно классическому решению Герцем задачи по определению местных напряжений и деформаций двух упругих тел с линейным контактом, при приложении радиальной нагрузки Q линейный контакт в соединении превращается в прямоугольную площадку со сторонами $l \times 2b$. Сторона b площадки контакта зависит от кривизны соприкасающихся тел ρ , упруго – пластических свойств материала деталей E и μ .

$$b = \sqrt{\frac{4Q}{\pi l \Sigma \rho}} \sqrt{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \quad (1)$$

Заменив сумму кривизны соприкасающихся тел номинальным диаметром d_n и зазором

S в соединении, и учитывая, что радиусы кривизны $R_1 \approx R_2$, сторону прямоугольной площадки контакта можно записать в виде:

$$b = d_n \sqrt{\frac{2Q}{\pi l S}} \sqrt{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \quad (2)$$

Распределение контактных давлений для случая внутреннего касания цилиндров подчиняется зависимости [4]:

$$P_y = \frac{2Q}{\pi l b} \left[1 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

из которой минимальное давление в центре контактной зоны будет равно

$$P_{\max} = \frac{2Q}{\pi l b} \quad (4)$$

Подставив значение b из (2) в (4), получим зависимость для определения наибольшего функционального зазора в соединении многократного действия:

$$S_{F(\max)} = \frac{[g_{\max}]^2 \pi l d_n^2 \cdot \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}{2Q} \quad (5)$$

В ряде случаев соединения граничного трения работают в режиме ударных нагрузок, как, например, палец-втулка верхней головки шатуна. При внезапном приложении ударной нагрузки кинетическая энергия целиком переходит в потенциальную энергию упругой системы. Отсюда наибольший функциональный зазор в кинематической паре равен:

$$S_{F(\max)} = \frac{[g_{\max}]^2 \pi l d_n^2 \cdot \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}{4Q} \quad (6)$$

Величина наименьшего функционального зазора должна обеспечивать удержание смазки в узкой клинообразной щели между валом и отверстием.

Известно, что соотношение между толщиной масляного клина h и зазором S в цилиндрических соединениях конечной длины выражается зависимостью [6]

$$hS = \frac{0,52 d_n^2 \omega \eta}{g} \frac{l}{d_n + l} \quad (7)$$

При оптимальном коэффициенте трения и установившемся режиме движения

$$S_{F(\min)} = 0,36 d_n \left(\frac{\omega \eta}{g} \frac{l}{d_n + l} \right)^{1/2} \quad (8)$$

где ω – угловая скорость, $\omega = \pi n / 30$;
 η – динамическая вязкость смазки;
 g – удельное давление; $g = 2Q / \pi l b$.

Чтобы механизмы к концу срока службы сохраняли эксплуатационные показатели в заданных пределах, необходимо, чтобы каждое соединение обеспечивало гарантированный запас точности функциональных параметров. Функциональный допуск соединения состоит из двух частей, первая предназначена для обеспечения требуемого ресурса в процессе длительной эксплуатации изделия, вторая – для компенсации погрешностей изготовления и сборки.

Таким образом,

$$T_F = T_{ЭК} + T_K \quad (9)$$

Конструктивный допуск равен

$$T_K = (S_{F(\max)} - S_{F(\min)}) / K_T \quad (10)$$

где K_T – коэффициент запаса точности; $K_T = 3$.

Ресурс подвижных соединений определяется эксплуатационный допуск, так как $t_{cp} = T_{ЭК} / h$ (h – средняя скорость износа соединения в радиальном направлении, мкм/ч).

Используя положение об усталостной природе разрушения поверхностных слоев, можно определить интенсивность изнашивания узла трения в зависимости от параметров, характеризующих его работу (приложенной нагрузки, механических свойств материала, шероховатости поверхностей). Изнашивание поверхностей трения характеризуется показателем «интегральная линейная интенсивность изнашивания»

$$I_h = h / L, \quad (11)$$

где L – часовой путь трения.

Интегральную линейную интенсивность изнашивания удобно использовать для сравнения износостойкости материалов пар трения и ее можно определить с помощью удельного линейного изнашивания – безразмерной характеристики процесса изнашивания [7; 8]:

$$I_h = \left(\frac{[g_{\max}]}{g_{кр}} \right)^3 \frac{v_k}{v_b}, \quad (12)$$

где $[g_{\max}]$ – реально возникающее удельное давление на контактных поверхностях, Н/м²;

$$[g_{\max}] = \sqrt{\frac{2QS_{F(\max)}}{\pi l d_n^2 \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} - \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (13)$$

$g_{кр}$ – критическое давление на контактной площадке детали, вызывающее разрыв связей между частицами металла;

$$g_{кр} = 2E / 3\pi(1-\mu^2) \quad (14)$$

v_k – средняя скорость скольжения вала по втулке, м/с;

$$v_k = \pi R n / 30 \quad (15)$$

v_b – скорость распространения волны деформации вглубь контактной зоны, м/с

$$v_b = (Eg/j)^{1/2} \quad (16)$$

Часовой путь скольжения деталей, работающих в режиме граничного трения, равен

$$L = v_k t \quad (17)$$

Отсюда средняя линейная скорость износа поверхностей деталей соединения в радиальном направлении вычисляется по формуле

$$h = I_h L \quad (18)$$

Пример. Определить средний ресурс соединения палец-втулка верхней головки шатуна по следующим параметрам: усилие на шатуне $Q = 5000$ Н; номинальный диаметр соединения $d_n = 35 \cdot 10^{-3}$ м; внутренний диаметр полости пальца $d_1 = 22 \cdot 10^{-3}$ м; наружный диаметр втулки $d_2 = 50 \cdot 10^{-3}$ м; длина втулки $l = 45 \cdot 10^{-3}$ м; число оборотов $n = 1500$ об/мин; материал пальца – сталь 40Х; $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\mu_1 = 0,3$; $\sigma_{T1} = 380$ Н/м²; материал втулки – Бр-АЖ92-41; $E_2 = 0,84 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\mu_2 = 0,37$; $\sigma_{T2} = 187 \cdot 10^6$ Н/м².

Функциональный зазор, вычисленный по формуле (6), равен $S_{F(\max)} = 380 \cdot 10^{-6}$ м; $S_{F(\min)} = 3 \cdot 10^{-6}$ м.

Конструктивный и эксплуатационный допуски соответственно равны $T_K = 126$ мкм и $T_{ЭК} = 250$ мкм, часовой путь скольжения деталей при работе их в режиме граничного трения равен $L = 5000$ м, линейная средняя скорость износа равна $h = 0,032$ мкм/ч.

Детерминистический расчет среднего ресурса верхней головки шатуна

Зная величину эксплуатационного допуска и среднюю линейную скорость износа поверхностей деталей в радиальном направлении, средний ресурс верхней головки шатуна равен [3]:

$$t_{cp} = T_{ЭК} / h = 7800 \text{ ч.} \quad (19)$$

Расчет надежности верхней головки шатуна на основе вероятностно-физического подхода

В качестве теоретической модели надежности принимаем DM -распределение наработки до отказа [1; 2].

$$F(t) = DM(t; \mu, \nu) = \Phi \left(\frac{t - \mu}{\nu \sqrt{\mu t}} \right), \quad (20)$$

где $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z \exp \left(-\frac{U^2}{2} \right) dU$ – нормованный нормальный розподіл.

μ – параметр масштаба (средняя наработка до отказа);

ν – коэффициент вариации обобщенного процесса деградации;

t – суммарная наработка.

Параметрическая форма записи DM – распределения выглядит следующим образом:

$$F(t) = DM(t; a, \nu) = \Phi \left(\frac{at + \Pi_1 - \Pi}{\nu \sqrt{at(\Pi - \Pi_1)}} \right), \quad (21)$$

где a – средняя скорость изменения определяющего параметра – критерия годности;

Π – начальное значение определяющего параметра;

Π_1 – предельное значение определяющего параметра.

В нашем случае параметрами DM – распределения являются средняя линейная скорость радиального износа $h = 0,032$ мкм/ч и коэффициент вариации обобщенного процесса деградации ν .

Начальное и предельное значения определяющего параметра – предельного функционального зазора, равны соответственно $S_{F(\min)} = 3$ мкм и $S_{F(\max)} = 380$ мкм.

Оценим коэффициент вариации обобщенного процесса деградации. Представим обобщенный процесс деградации состоящим из двух независимых процессов: износ при статической нагрузке и износ при динамической (ударной) нагрузке. Известно, что коэффициент вариации процесса износа при статической нагрузке составляет порядка $\nu_1 = 0,5$ [2]. Коэффициент вариации процесса износа при ударной нагрузке выше ν_1 , и, в качестве примера, его можно принять равным $\nu_2 = 0,7$. В приведенных выше расчетах считалось, что к соединению постоянно и непрерывно прикладывается внезапная ударная нагрузка. В действительности же ударная нагрузка действует только на незначительной части каждого полного цикла работы шатуна. Скорость износа, как видно из формул (18), (12) и (13), является

пропорциональной наибольшему функциональному зазору в кинематической паре в степени $3/2$, который (наибольший функциональный зазор) в свою очередь обратно пропорционален прилагаемой нагрузке (6). Известно, что ударная нагрузка в два раза больше статической ((5) и (6)), поэтому долю отказов, приходящуюся на ударные нагрузки, примем равной $p_2 = 0,65$. Откуда $p_1 = 1 - p_2 = 0,35$. Коэффициент вариации обобщенного процесса деградации в этом случае может быть определен по формуле:

$$v = \left(\frac{\sum_{j=1}^m \frac{v_j^2 p_j^2}{\sum_{j=1}^m p_j^2} \right) = 0,66, \quad (22)$$

где m – количество учитываемых процессов деградации; $m = 2$.

Список литературы:

1. Стрельников В.П., Федухин А.В., Яковлев М.Ф. Вероятностно-физический подход к расчету показателей надежности механических узлов средств вычислительной техники. *Математические машины и системы*. 1997. № 2. С. 101–113.
2. Погребинский С.Б., Стрельников В.П. Проектирование и надежность многопроцессорных ЭВМ. Москва : Радио и связь, 1988. 168 с.
3. Белов В.М. Предельные функциональные зазоры как критерий расчета ресурса подвижных соединений. *Надежность и контроль качества*. 1992. № 7. С. 34–38.
4. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость и качество машин и приборов. Москва : Изд-во стандартов, 1967. 230 с.
5. Белов В.М. Прогнозирование величины коэффициента запаса точности подвижных соединений. Москва : Изд-во МИИСП, 1985. 116 с.
6. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Москва : Машиностроение, 1986. 340 с.
7. Крагельский И.В. и др. Трение изнашивания и смазка. Москва : Машиностроение, 1979. 376 с.
8. Харач Г.М. и др. Усталостный механизм и краткая методика аналитической оценки величины износа поверхностей трений при скольжении. Москва : Машиностроение, 1967. 186 с.

References:

1. Strelnikov V.P., Feduhin A.V., Yakovlev M.F. (1997) Veroyatnostno-fizicheskiy podhod k raschetu pokazateley nadezhnosti mekhanicheskikh uzlov sredstv vyichislitelnoy tehniki. *Matematicheskie mashiny i sistemy*, no. 2, pp. 101–113.
2. Pogrebinskiy S.B., Strelnikov V.P. (1988) Proektirovanie i nadezhnost mnogoprotsessornykh EVM. Moscow: Radio i svyaz, 168 p.
3. Belov V.M. (1992) Predelnyye funktsionalnyye zazory kak kriteriy rascheta resursa podvizhnykh soedineniy. *Nadezhnost i kontrol kachestva*, no. 7, pp. 34–38.
4. Yakushev A.I. i dr. (1967) Vzaimozamenyaemost i kachestvo mashin i priborov. Moscow: Izd-vo standartov, 230 p.
5. Belov V.M. (1985) Prognozirovanie velichiny koeffitsienta zapasa tochnosti podvizhnykh soedineniy. Moscow: Izd-vo MIISP, 116 p.
6. Yakushev A.I. i dr. (1986) Vzaimozamenyaemost, standartizatsiya i tehnicheckie izmereniya. Moscow: Mashinostroenie, 340 p.
7. Kragelskiy I.V. i dr. (1979) Trenie iznashivaniya i smazka. Moscow: Mashinostroenie, 376 p.
8. Harach G.M. i dr. (1967) Ustalostnyy mehanizm i kratkaya metodika analiticheskoy otsenki velichiny iznosa poverhnostey treniy pri skolozhenii. Moscow: Mashinostroenie, 186 p.

В этом случае средний ресурс верхней головки шатуна вычисляется по формуле [1]:

$$T_{cp} = (S_{F(max)} - S_{F(min)}) (1 + v^2/2) / h = 14195 \text{ ч.}$$

Выводы и предложения. Расчет среднего ресурса верхней головки шатуна на основе вероятностно-физического подхода позволяет одновременно учитывать несколько процессов деградации с разными коэффициентами вариации и разным долевым участием в обобщенном процессе деградации. Результаты расчета показывают, что детерминистический расчет при максимальной нагрузке почти вдвое занижает величину среднего ресурса. Это в свою очередь может потребовать от разработчика пересмотра конструкции и повышения прочностных характеристик используемых материалов для повышения надежности и без того надежного узла, что является экономически нецелесообразным.