

УДК 621.81.24: 539.4

Ю.С. РУДЬ, д-р техн. наук, проф., В.Ю. БЕЛОНОЖКО, ст. преподаватель
Криворожский национальный университет

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТЕЙ В РАСЧЕТАХ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Исследованы области применения методов расчета механических характеристик деталей машин, основанных на принципах детерминизма. Показано, что они не обеспечивают требуемой точности и надежности расчетов. Перспективными являются вероятностные методы расчета, в качестве которого рекомендуется метод статистических проверок статистических гипотез.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. При проектировании машин различного функционального назначения преимущественно применяются методы расчетов, основанные на принципах детерминизма [1,2]. Эти методы обеспечивают достаточную точность расчетов, относительно просты для выполнения математических расчетов, каждый из расчетных параметров имеет определенный физический смысл и т.п. Однако эти методы имеют и существенные недостатки, которые заложены в самой сути принципов детерминизма.

Так для выполнения расчетов механических характеристик деталей машин, прежде всего, необходимо выполнить математическое описание объекта расчета, которое должно быть по возможности простым. Для этого в инженерных расчетах реальный объект заменяют идеализированной математической моделью или расчетной схемой в случае простой конструкции. Адекватность математической модели и реального объекта не может быть абсолютной, поскольку с увеличением точности модели увеличивается ее сложность и в какое-то время ее использование становится нерациональным. Поэтому приходится мириться с неизбежными допущениями, такими, например, как однородность конструкционных материалов, постоянство механических характеристик деталей во времени, идеализация опор, видов нагрузки, формы деталей и т.п., и как следствие, возникающими при этом погрешностями расчетов.

Повысить надежность и достоверность методов расчетов механических характеристик деталей, основанных на принципах детерминизма, можно путем рационального выбора математической модели и ее параметров, учитывая опыт проектирования и эксплуатации деталей машин-аналогов, правильно выбирая запас прочности проектируемой детали. Последняя процедура является не простой, так как завышение коэффициента запаса прочности проектируемой детали обеспечивает повышение надежности работы при одновременном увеличении расхода конструкционного материала, а снижение коэффициента запаса прочности детали обеспечивает экономию материала при одновременном увеличении риска ее разрушения.

Число факторов, влияющих на рассчитываемые механические характеристики деталей машин, множество. Это точность применяемых методов расчета, достоверность расчетных нагрузок, надежность определения и стабильность свойств материала, соблюдение правильной технологии изготовления деталей, соответствие условий эксплуатации техническому заданию, степень ответственности детали в общей работоспособности машины и т.п. Учесть многообразие этих факторы в реальном процессе проектирования практически невозможно, поэтому качество и точность инженерных расчетов зависит, прежде всего, от квалификации и опыта проектировщика, наличия информационных и технических средств, меры его ответственности за выполненную работу. Вследствие вышесказанного, область применения детерминированных методов расчета механических характеристик деталей должна со временем сокращаться.

В практику современного проектирования необходимо внедрять вероятностные методы расчета механических характеристик деталей машин. При этом надо учитывать, что вероятностные методы расчета, как правило, обладают более сложным математическим аппаратом и для своей реализации требуют наличия современного технического обеспечения. Интенсивное развитие и возможность применения в промышленности IT-технологий создает благоприятные предпосылки для применения вероятностных методов расчета механических характеристик деталей машин.

Анализ последних исследований и публикаций. В принципе, вероятностные методы расчета в ограниченных пределах применяются и сейчас [1,2], например, используют табличные значения физических величин, определенных с заданной вероятностью, учитывают заданную

вероятность отклонения линейных размеров при определении расчетных значений зазоров и натягов. Однако лишь в работе [3] предпринята серьезная попытка разработать вероятностные методы для сварных и резьбовых соединений, зубчатых передач, валов, подшипников скольжения и качения, муфт разного предназначения. Вероятностный расчет сопротивления усталости выполняется через квантили нормированного нормального распределения u_p , по которой в дальнейшем определяется вероятность безотказной работы P . Причем

$$u_p = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{-1}^2 + v_F^2}}, \quad (1)$$

где \bar{n} - коэффициент запаса прочности усталости по средним напряжениям, $\bar{n} = W / F$, где F - величина нагрузки, W - запас сопротивления разрушению; v_{-1} - коэффициент вариации предела выносливости; v_F - коэффициент вариации нагрузки.

Значение коэффициента запаса прочности усталости детали по средним напряжениям \bar{n} равно отношению средних значений предела выносливости материала $\bar{\sigma}_{-1}$ к средним значениям действующих напряжений $\bar{\sigma}_a$. Предел выносливости детали $\bar{\sigma}_{-1d}$ находится из математического выражения

$$\bar{\sigma}_{-1d} = \frac{\bar{\sigma}_{-1} \varepsilon_\sigma \beta \gamma}{k_\sigma}, \quad (2)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ - среднее значение предела выносливости материала; ε_σ - коэффициент влияния абсолютных размеров; β - коэффициент, учитывающий упрочнение; $\beta > 1$; γ - коэффициент, учитывающий состояние поверхности; $\gamma < 1$; k_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Значение квантиля нормированного нормального распределения u_p можно выразить через действующие напряжения $\bar{\sigma}_a$ и предел выносливости детали $\bar{\sigma}_{-1d}$

$$u_p = -\frac{\bar{\sigma}_{-1d} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{s_d^2 - s_a^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_d^2 + v_a^2}}, \quad (3)$$

где s_d и s_a - соответственно средние квадратические отклонения предела выносливости детали и действующих напряжений; v_d и v_a - соответственно коэффициенты вариации предела выносливости детали и нагрузки; можно принять $v_d = 0,2 \dots 0,3$ и $v_a = 0,1 \dots 0,2$.

Область применения метода расчета, рассмотренного выше невелика, поскольку отсутствует его теоретическое обоснование, не всегда возможно определить исходную информацию для его применения. Поэтому дальнейшие исследования по разработке и применению методов теории вероятностей в расчетах механических характеристик деталей машин являются актуальными и необходимыми.

Представляется перспективным применение для расчетов механических характеристик деталей машин методов статистических проверок статистических гипотез.

Рассмотрим вероятностный расчет деталей машин, работающих в условиях переменных нагрузок. Это наиболее сложный случай нагружения, так как работоспособность деталей машин в этом случае зависит не только от величины переменной нагрузки, но и от числа циклов нагружения. Основной характеристикой прочности деталей при воздействии на них переменной нагрузки является сопротивление усталости.

Таким нагрузкам подвергаются зубчатые колеса, валы, подшипники, лопатки турбин и другие детали машин.

Переменная нагрузка приводит к возникновению в деталях переменного напряжения, основными характеристиками которого является амплитуда переменного напряжения $\bar{\sigma}_a$ и число циклов f . Значения переменных напряжений $\bar{\sigma}_a$, которые образуются в деталях машин, определяются расчетным путем или методами тензометрирования в реальных условиях эксплуатации.

Из-за этого значениям амплитуде переменного напряжения $\bar{\sigma}_a$ свойственно значительное рассеивание (рис. 1), что приводит к большим погрешностям результатов, полученных при использовании детерминированных методов расчета.

Лишь вероятностный метод расчета может дать приемлемую точность результата.

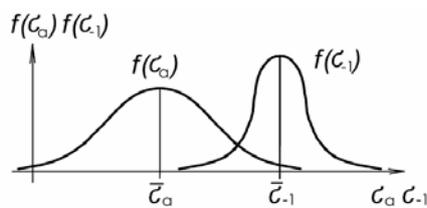


Рис. 1. Графіки щільності розподілення змінного напруження з амплітудним значенням σ_a і межі вносливості матеріала деталі σ_{-1}

Умовне роботоздатності деталей машин, при впливі на них змінного напруження з амплітудним значенням $\bar{\sigma}_a$, може бути описано нерівністю

$$\bar{\sigma}_a < \bar{\sigma}_{-1}, \quad (4)$$

де $\bar{\sigma}_{-1d}$ - межа вносливості матеріала деталі.

Численні значення межі вносливості матеріала деталі $\bar{\sigma}_{-1}$ також мають статистичний розброс (см. рис. 1), виникаючий внаслідок колибання механічних властивостей конструкційних матеріалів від партії до партії та нестабільності технології виготовлення в часі.

Якщо умова (3) не виконується і амплітуда змінного напруження $\bar{\sigma}_a$ дорівнює або перевищує межу вносливості матеріала деталі $\bar{\sigma}_{-1}$, то відбувається руйнування деталі. Таким чином, нерівність є умовою втрати роботоздатності, при впливі на деталь змінного напруження з амплітудним значенням $\bar{\sigma}_a$

$$\bar{\sigma}_a \geq \bar{\sigma}_{-1}, \quad (5)$$

Так як і амплітуда змінного напруження $\bar{\sigma}_a$ і межа вносливості матеріала деталі $\bar{\sigma}_{-1}$ є випадковими величинами, підкоряючись нормальному закону, то спільне положення їх щільностей розподілення $f(\bar{\sigma}_a)$ і $f(\bar{\sigma}_{-1})$ можна представити графіками, показаними на рис. 1.

Суть методу статистичних перевірок статистичних гіпотез складає в наступому [4]. Висувається дві гіпотези: одна - нульова H_0 , наприклад, $\bar{\sigma}_a = \bar{\sigma}_{-1}$ (5). При нульовій гіпотезі умова роботоздатності (3) не виконується, виконується умова (4), т.е. амплітуда змінного напруження $\bar{\sigma}_a$ дорівнює або перевищує межу вносливості матеріала деталі $\bar{\sigma}_{-1}$, відбувається руйнування деталі.

Друга гіпотеза - конкуруюча H_1 , в якості якої виберемо нерівність (4) $\bar{\sigma}_a < \bar{\sigma}_{-1}$. При цій гіпотезі механічні характеристики матеріала деталі вибрані правильно, умова роботоздатності (3) виконується.

Видвинуті гіпотези можуть бути правильними або неправильними, тому виникає необхідність їх перевірки. Для перевірки нульової гіпотези H_0 спеціально підбрану випадкову величину - критерій Z , значення якого звичайно відомо або його можна визначити за [4]. Після вибору критерію Z , множина його можливих значень розбивають на два непересекаючих підмножини, одна з яких містить значення критерію Z , при яких нульова гіпотеза відхиляється, і на другу, при яких ця гіпотеза приймається.

Строїмо правосторонню критическу область при умові, щоб ймовірність потрапляння критерію Z в цю область, при справедливості нульової гіпотези H_0 , була дорівнює прийнятному рівню значимості α

$$P(Z > z_{кр}) = \alpha, \quad (6)$$

де $z_{кр}$ - критическе значення критерію Z , при справедливості нульової гіпотези H_0 .

Для лівосторонньої критическої області, яка симетрична правосторонній

$$z'_{кр} > z_{кр}. \quad (7)$$

Згідно [4], для того, щоб знайти межу лівосторонньої критическої області $z_{кр}$, достатньо знайти значення аргумента функції Лапласа $\Phi(z_{кр})$.

$$\Phi(z_{кр}) = (1 - 2\alpha) / 2. \quad (8)$$

Тоді правостороння критическа область буде визначатися нерівністю

$$Z > z_{кр}, \quad (9)$$

а лівостороння критическа область буде - нерівністю

$$Z < z_{кр}, \quad (10)$$

Область прийняття нульової гіпотези H_0 визначається нерівністю

$$Z > -z_{кр}, \quad (11)$$

А область прийняття нулевої гіпотези H_0 буде визначатися другим нерівністю

$$Z < z_{кр} \quad (12)$$

Для того, чтобы при заданном уровне значимости α проверить нулевую гипотезу H_0 о равенстве математических ожиданий $\bar{\sigma}_a = \bar{\sigma}_{-1}$ двух нормальных генеральных совокупностей x и y с известными дисперсиями $D(x)$ и $D(y)$ при конкурирующей гипотезе H_1 , в качестве которой выбрано неравенство (3) $\bar{\sigma}_a \leq \bar{\sigma}_{-1}$ надо определить наблюдаемое значение критерия $Z_{набл}$

$$Z_{набл} = x - y / \sqrt{\frac{D(x)}{n} + \frac{D(y)}{m}} \quad (13)$$

По таблице функции $\Phi(z_{кр})$ [4] находим критическую точку из равенства (7). Если $Z_{набл} < -z_{кр}$ нулевую гипотезу H_0 отвергают. При выполнении расчета механические характеристики материала детали выбраны правильно, условие работоспособности (3) соблюдается.

Если $Z_{набл} > -z_{кр}$, нет оснований отвергать нулевую гипотезу H_0 . При выбранных характеристиках материала детали условие работоспособности (3) не соблюдается, выполняется условие (4), т.е. амплитуда переменного напряжения $\bar{\sigma}_a$ равна или больше предела выносливости материала детали $\bar{\sigma}_{-1}$ и наступает разрушение детали.

Выводы. Показано, что применение методов расчета механических характеристик деталей машин, основанные на принципах детерминизма, нерационально, так как они не обеспечивают требуемой точности и надежности полученных результатов. Перспективным является использование вероятностных методов расчета, в качестве которого рекомендуется метод статистических проверок статистических гипотез.

Список литературы

1. Расчет и проектирование деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.В. Надежность машин. – М.: Высшая школа, 1988. – 236 с.
4. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Высшая школа, 1972. – 368 с.
5. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. – М.: Наука, 1969. – 511 с.

Рукопись поступила в редакцию 02.04.13

УДК 629.063.6: 658.5

О.Д. ПОЧУЖЕВСЬКИЙ, канд. техн. наук, Криворізький національний університет

ШЛЯХИ СКОРОЧЕННЯ ВИТРАТ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛЬНОГО ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ САМОХІДНИХ МАШИН

Розглянуто існуючі шляхи скорочення витрат дизельного пального під час експлуатації самохідних машин. В результаті об'єктивного підходу, враховуючи масову дизелізацію парку самохідних машин, а також обмеженість нафтових ресурсів, обрано перспективний напрямок скорочення споживання світлих нафтопродуктів у вигляді використання альтернативних видів пального. На основі аналізу переваг та недоліків використання кожного виду альтернативного пального, обрано перспективний напрямок забезпечення роботи дизельних двигунів на суміші дизельного пального та газу – використання газодизеля. Аналіз доцільності використання газодизеля, проведено на експлуатаційних показниках трактора загального призначення «Кіровець» К-701, який було оснащено газобалонною установкою. У результаті цього встановлено, що середній термін окупності (з врахуванням додаткових витрат на технічне обслуговування) складає 1400 мото-год або близько 2 років, а можливість скорочення витрат дизельного пального сягає 64,9 %.

Ключові слова: аналіз, експлуатація, витрати пального, самохідні машини, альтернативні види пального, газодизель, трактор.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Самохідні машини як технічні об'єкти, та основні засоби для підвищення продуктивності праці і зменшення навантаження на людину, використовуються майже у всіх галузях промисловості та народного господарства. У більшості випадків їх конструкція складається з рушія у вигляді двигуна внутрішнього згорання, трансмісії та інших взаємозв'язаних функціональних частин (деталей, вузлів,