

РОЗРАХУНКИ ДЕТАЛЕЙ СКЛАДНИХ ФОРМ ТА КРИТЕРІАЛЬНИХ ЗА РОЗМІРАМИ НА ВТОМЛЕНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ

Представлено систематизацію та узагальнення традиційних методів розв'язку прикладних задач по забезпеченню заданого рівня втомленої довговічності та надійності деталей. Подано рекомендації з їх використання в детермінованій або ймовірнісній постановці стосовно деталей складних форм без надлишку запасів міцності в залежності від стадії проектування та наявної інформації. Запропоновано методологічний підхід з вибору раціональних конструкцій за довговічністю та надійністю їх деталей, що мають втомлене руйнування.

Ключові слова: : проектний розрахунок, довговічність, надійність, втомлена міцність

Представлена систематизация и обобщение традиционных методов решения прикладных задач по обеспечению заданного уровня усталостной долговечности и надежности деталей. Даны рекомендации по их использованию в детерминированной или вероятностной постановке применительно к деталям сложных форм без избытка запасов прочности в зависимости от стадии проектирования и исходной информации. Предложен методологический подход к выбору рациональных конструкций по долговечности и надежности их деталей с усталостными разрушениями.

Ключевые слова: проектный расчет, долговечность, надежность, усталостная прочность

Annotation

The purpose of the article is systematization and generalization of traditional methods of calculation of fatigue strength and reliability of details. This article shows development of theory and methodology on these questions in relation to the details of difficult forms without surplus of supply of strength. This is a recommendation on the use of methods in the determined or probabilistic raising depending on the stage of planning and initial information taking into account a specific and suppositions. It is offered calculation-experimental method for determination of longevity after the curve of fatigue of detail. It is built as a result of power analysis and information about the resource of detail from the operating supervisions of equipment. For the probabilistic estimation of loading detail the impact load was presented in a kind a polynomial. This got model allows determining forces at any values of factors, to examine loading as function of casual arguments, set the degree of influence of different factors on the size of force. Position of construction of function of distributing of longevity is expounded after the criterion of fatigue strength at the different values of coefficient of variation of loading. Its use is instrumental in mathematical support of choice of rational designer decisions, substantial reduction of terms and increase of reliability of the mechanical systems, on the different stages of planning.

Keywords: designing, calculation, longevity, fatigue strength

Вступ

Одним із основних напрямків підвищення одиничних виробничих потужностей обладнання є передусім інтенсифікація технологічних процесів та конструктивні ускладнення, що призводять до суттєвого підвищення навантажень в механізмах. Особливо наочно це простежується стосовно технологічного обладнання з традиційним відтворенням технологічного процесу. Тому наряду з проектними параметричними та функціональними характеристиками обладнання також зростають вимоги до рівня їх надійності. Надійність виробу закладається при розробці і аналізі технічного завдання та повинна контролюватися на всіх етапах його проектування. Враховуючи співвідношення тривалості та витрат до точності отриманого результату, доцільне попереднє прийняття конструктивних або технологічних рішень по забезпеченню заданого рівня довговічності та надійності на основі розрахункових рекомендацій.

Більшість деталей обладнання є стандартизовані, уніфіковані та наперед надійні з середнім ресурсом, який набагато перевищує тривалість міжремонтного циклу, що дає можливість їх заміни при плановому ремонті. Для встановлення номенклатури деталей, які лімітують надійність обладнання, використовують їх експлуатаційні спостереження на виробництві.

Аналіз експлуатаційної інформації засвідчує, що визначальними для надійності обладнання є переважно деталі з ознаками втомленого руйнування, для яких забезпечення необхідних запасів міцності збільшенням геометричних параметрів небезпечного поперечного перерізу унеможливлено. В розрахунках на міцність такі деталі називають критеріальними за розмірами. Незважаючи на відмінність форм та місць розміщення небезпечних перерізів таких деталей, причини та фактори, які впливають на їх втомлене руйнування, мають спільні закономірності. Надалі по тексту під деталями розуміємо деталі, які критеріальні за розмірами. Розрахунки їх на втомлену довговічність та надійність є об'єктом досліджень.

Переважає більшість видань по надійності має математичну спрямованість, а розрахунки відповідних деталей не відображені в технічній літературі. Важливість досліджень з надійності та довговічності підтверджується сучасною закономірністю промислового виробництва порівняно мало

чисельних партій обладнання, що потребує скорочення часу та вартості виготовлення заводських зразків за рахунок переважного використання розрахункових рекомендацій замість натурних експериментів.

Метою статті є систематизація та узагальнення існуючих методів розв'язку прикладних задач по забезпеченню заданого рівня втомленої довговічності та надійності деталей з подальшим розвитком теорії і методології питань надійності вузької спрямованості стосовно деталей складних форм без надлишку запасів міцності, які не підпадають під традиційне комплексне розв'язування.

Основний розділ

В залежності від етапу проектування використовують розрахунки довговічності за міцністю в традиційній (детермінованій) або ймовірнісній постановках. Перші базуються на ретроспективній інформації про надійність діючого обладнання, в основі других закладено статистичні характеристики навантаженості деталі в експлуатації та кореговану лінійну гіпотезу накопичення втомлених пошкоджень для кривих втомленості деталей.

Ресурс деталей за критерієм втомленої міцності залежить від багатьох факторів: конструктивних (концентрація напружень, масштабний фактор, вид навантаження, форма поперечного перерізу тощо), технологічних (структура металу, шорсткість поверхні, поверхневе зміцнення), експлуатаційних (характер навантаження, можливість корозії). Деякі з цих факторів враховуються при традиційному розрахунку на міцність [10], який виконують за формулою:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (1)$$

де $[n]$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності деталі; n_{σ} , n_{τ} - коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями, які розраховують за аналогічними формулами, наприклад, для нормального напруження:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \psi_{\sigma\partial}\sigma_m},$$

де σ_{-1D} - границя втомленості деталі з урахуванням всіх факторів впливу (ефективного коефіцієнту концентрації напружень, масштабного фактору, шорсткості поверхні, поверхневого зміцнення тощо) при симетричному циклі; σ_a , σ_m - амплітуда та середнє значення циклу змінного навантаження; $\psi_{\sigma\partial}$ - коефіцієнт впливу асиметрії циклу навантаження.

Всі положення розрахунку достатньо висвітлені в чисельних літературних джерелах [3, 5, 10]. При цьому прийнято наступні припущення [13]: напруження змінюються за асиметричним циклом, хоча при експлуатації така зміна є випадковою; збільшення всіх компонент напружень циклу має однакову величину; характеристики міцності та навантаження приймають як сталі величини.

Зручними на етапі розробки технічного завдання є розрахунки деталей за коефіцієнтом запасу довговічності $[n_T]$. В найпростішому випадку, коли припускають лінійне додавання втомлених пошкоджень, коефіцієнт довговічності визначають за формулою:

$$n_T = \frac{T_{lim}}{T_p} \geq [n_T], \quad (2)$$

де T_{lim} , T_p - відповідно граничний та нормативний ресурси в експлуатації за заданим критерієм втомленої довговічності.

Коефіцієнт запасу довговічності $[n_T]$ встановлюється для кожної деталі окремо на основі досвіду проектувальника і порівняння цих значень з результатами спостережень в експлуатації. Така оцінка довговічності зручна на практиці, проте $[n_T]$ не характеризує рівень надійності в явному вигляді, оскільки не відображає умови навантаження (статичні чи динамічні, співвідношення діючих і граничних напружень та число циклів навантаження), геометрію і технологію виготовлення деталі тощо. Зміна будь-якого фактору впливу кожного разу примушує уточнювати значення коефіцієнту запасу, що унеможливує його застосування як нормативної характеристики.

Іноді рекомендують метод диференційованого визначення $[n_T]$ у вигляді добутку ряду коефіцієнтів, кожний з яких враховує окремий фактор і також задається в певних межах. Вибір $[n_T]$ з одного боку впливає на довговічність та надійність, з іншого – на розміри деталей. Актуальність

обґрунтування $[n_T]$ особливо посилюється для деталей, розміри яких в небезпечних перерізах обмежені. Досвід свідчить, що розрахункові значення $[n_T]$ на практиці не виправдані через довільне варіювання значень кожного з множників, що призводить до зміни $[n_T]$ в широких межах. Тому використання розрахунків за коефіцієнтом запасу довговічності обмежене, але допускається насамперед при проектуванні індивідуального або дрібносерійного обладнання.

Перелічені недоліки в розрахунках деталей на втомленість усуваються при застосуванні методу, що запропонований в [6, 11]. З рівняння кривої втомленості деталі отримують значення обмеженої довговічності в циклах навантажень виду:

$$N = N_G \left(\frac{\sigma_{-1D-}}{\sigma_{-1DN}} \right)^m, \quad (3)$$

де N_G - абсциса точки перегину кривої втомленості; σ_{-1DN} - гранична амплітуда напружень в деталі при симетричному циклі навантаження, яка відповідає числу циклів навантаження N ; m - параметр, який характеризує нахил ділянки кривої втомленості деталі. Границя втомленості деталі натурних розмірів σ_{-1D} звичайно в 2...6 раз менше границі втомленості матеріалу σ_{-1} і визначається за типовою методикою експериментально або аналітично для деталей загального машинобудування.

Для розрахункового визначення $\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K}$ вводять коефіцієнт, який враховує вплив конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів на опір втомленості деталі, а саме:

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{\alpha\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V K_A},$$

де K_σ - коефіцієнт концентрації напружень; $K_{\alpha\sigma}$, K_F , K_A , K_V - коефіцієнти, що враховують вплив масштабного фактору, чистоти поверхні, анізотропії металу та термообробку деталі відповідно [14, 8, 9]. Проте складність форм деталей та несталість факторів впливу в процесі їх виготовлення та експлуатації приводять до значних похибок при визначенні K та відповідно σ_{-1D} . Тому даний підхід в розрахунках деталей доцільний на попередній стадії проектування нового обладнання або при модернізації діючого з використанням різнобічної інформації, включно з даними експлуатаційних спостережень.

При застосуванні ймовірнісних розрахунків необхідно враховувати несталість параметрів міцності деталей – механічних характеристик міцності матеріалу, відхилення площ небезпечних перерізів тощо. Оскільки характеристики міцності в більшості випадків змінюються випадковим чином (наприклад, коефіцієнт варіації для деталей, які виготовлені литвом, в 3...5 разів більше чим для матеріалу деталей), то необхідно використовувати ймовірнісні розрахунки міцності.

Таким чином, випадковість навантажень і характеристик міцності матеріалів та необхідність забезпечення малих, але достатніх запасів міцності, а тим паче сукупність цих умов, передбачає доцільність застосування ймовірнісних розрахунків на міцність при проектуванні.

Використання класичного методу розрахунку втомленої довговічності деталей в циклах навантажень до руйнування [11] за границею втомленості деталі та параметрами кривої втомленості обмежено через складність визначення коефіцієнту K . Типові методики [8, 14] експериментального або аналітичного його визначення мало пристосовані для деталей складних форм при несталості факторів впливу та значній тривалості стендових випробувань на втомлене руйнування (число циклів навантаження наближене до 10^5 циклів).

Для удосконалення діючого обладнання або при проектуванні перспективних моделей з спадковістю конструкції по заданому ресурсу за критерієм втомленої міцності пропонуються загальні положення розрахунку, які базуються на рівнянні Велера [1] - залежності між еквівалентними напруженнями $\sigma_{екв_i}$ в небезпечному перерізі та відповідними числами циклів навантаження N_{pi} до руйнування [4, 7] виду:

$$\sigma_{екв1}^m N_{p1} = \sigma_{екв2}^m N_{p2}, \quad (4)$$

де m - параметр, який враховує нахил робочої ділянки кривої втомленості деталі, яку будувалася за даними експлуатаційних спостережень; N_{pi} – розрахункове число циклів навантаження деталі до руйнування. Індeksi $i=1, 2$ відповідають параметрам, які встановлені до та після проектування.

Значення m звичайно знаходиться в межах 3...25, при збільшенні показника m нахил ділянки зменшується.

При наявності достатньої інформації m розраховують за формулою:

$$m = \frac{\lg(N_G / N)}{\lg(\sigma_{-1N} / \sigma_{-1D})} = \frac{\lg(N_2 / N_1)}{\lg(\sigma_{-1N_2} / \sigma_{-1N_1})}, \quad (5)$$

де σ_{-1N_1} та σ_{-1N_2} - границі обмеженої втомленості деталі при симетричному циклі, які відповідають числам циклів N_1 та N_2 .

Іноді показник m наближено визначають за кореляційною формулою [12] $m = C / K$, де $C = 5 + \frac{\sigma_B}{80}$ при границі міцності матеріалу σ_B в МПа. N_{pi} обчислювали за втомленою довговічністю деталей, під якою розуміли ресурс T_{pi} як сумарний час в годинах безвідмовної роботи деталей до втомленого руйнування.

Еквівалентні напруження $\sigma_{екв_i}$ обчислювали заміною реального ступінчастого навантаження з вираженою закономірністю чергування різних рівнів за цикл навантаження за формулою:

$$\sigma_{екв} = \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^s N_i} \sum_{i=1}^s \sigma_i^m N_i \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (6)$$

де s - кількість ступіней циклу навантаження.

Розв'язок виконується за залежністю еквівалентних напружень в небезпечному перерізі деталей від відповідних розрахункових чисел циклів навантаження до руйнування. Звичайно такий підхід реалізується при наявності накопиченої емпірики про ресурс деталей та аналітики про ударне їх навантаження. В першому випадку можливе використання хронометражних даних з експлуатаційних спостережень, для другого - положень по визначенню ударного навантаження, еквівалентних напружень при реальному ступінчастому навантаженні з вираженою закономірністю чергування різних рівнів за цикл тощо. Такі розрахунки доцільні на стадії ескізної компоновки при порівнянні різних варіантів нових конструкцій, оскільки дозволяють оперативно оцінювати ефективність заходів по підвищенню довговічності деталей. Звичайно, що можливість практичної реалізації розрахунків деталей пов'язана з достовірною інформацією про їх відмови.

Перелічені детерміновані розрахунки довговічності за критерієм опору втомленості дають загальні висновки про безвідмовність об'єкту за розрахунковий ресурс без її кількісної оцінки, тобто відносяться до розрахунків надійності тільки умовно. Обчислене значення еквівалентного напруження в небезпечному перерізі деталей відповідає 50%-ій ймовірності його руйнування при певному числі циклів навантаження до руйнування. Для обчислення еквівалентного напруження з наперед заданою ймовірністю руйнування рекомендується вводити в розрахунок умовний коефіцієнт запасу міцності виду:

$$K_\sigma = 10^{U_p \sigma_{lg N_p}}, \quad (7)$$

де $\sigma_{lg N_p}$ - середнє квадратичне відхилення логарифму середньої довговічності в циклах навантаження; U_p - квантиль розподілу нормального закону.

Коефіцієнт враховує середнє квадратичне відхилення логарифму середньої довговічності в циклах навантаження, який можна обчислювати за даними стендових випробувань або експлуатаційних спостережень.

Невизначеність або відсутність вихідної інформації для розрахунку статистичних характеристик опору втомленого руйнування натурних деталей - основна причина, що гальмує використання розрахунків довговічності на втомлену міцність. Автором запропоновано розрахунково-експериментальний метод [2] визначення довговічності за кривою втомленості деталі, яку пропонується будувати за результатами силового аналізу та статистичних даних про ресурс деталі до руйнування з експлуатаційних спостережень обладнання. Розрахунок включає наступні

дії: визначення максимальних навантажень на деталь; обчислення еквівалентного напруження в її небезпечному перерізі та відповідного числа циклів деталі за строк служби до руйнування; побудова робочої вітки кривої втомленості деталі, яка характеризує границі обмеженої втомленості деталі при відповідних числах циклів навантаження.

Для ймовірнісної оцінки навантаженості деталі ударне навантаження представляли у вигляді поліному, який отримували чисельно-аналітичним методом з використанням обчислювального експерименту. При встановленні закону розподілу навантаження за випадкову величину приймали силу, величина якої залежить від зносу та інтенсивності змащення. Отримана поліноміальна модель дозволяє визначати ударні навантаження на деталь при будь-яких значеннях факторів в зазначених умовах, розглядати навантаження як функцію випадкових аргументів, встановлювати степінь впливу різних факторів на величину навантаження.

В роботі також представлено метод розрахунку надійності у випадку не тривіального опису випадкових значень ударного навантаження нелінійним рівнянням, що не підпорядковується нормальному закону розподілу, який використовується в класичних розрахунках. Обчислення виконували графічним методом розрахунку ймовірностей.

Важливою ланкою в розрахунках довговічності за критерієм втомленої міцності деталей є обчислення параметрів їх навантаженості в ймовірнісному аспекті. Визначення еквівалентного числа циклів навантаження деталі полягало в систематизації спектру експлуатаційних навантажень та заміні фактичного режиму дії нестационарних навантажень на режим з сталим розрахунковим навантаженням. Обмежені границі втомленості деталі визначали для числами циклів, які відповідають наробіткам на відмову за корегованою лінійною гіпотезою додавання втомлених руйнувань. Криву втомленості, яка характеризує медіанну довговічність деталей і виражена числом циклів до руйнування, будували за обчисленими цими параметрами для однотипних деталей, що мали відмінні умови навантаження. Результати розрахунків на довговічність характеризуються високою достовірністю, оскільки їх значення потрапляють в межі області при ймовірності не руйнування $P = 0,95$. Метод раціонально використовувати передусім при проектуванні принципово нових конструкцій з високими вимогами до точності розрахунків.

Прогресивним підходом до оцінки довговічності деталей є застосування розрахунків в ймовірнісному аспекті, що дозволяє підвищити їх точність в порівнянні з детермінованими методами. Виконують їх переважно після завершення конструктивної компоновки механізму обладнання серійного виробництва як уточнений розрахунок для прийняття остаточних рішень.

Для реалізації розрахунку функції розподілу довговічності деталей [6] необхідно мати закон зміни та число навантажень, а також параметри втомленості деталей, які відповідають умовам їх роботи. Стендові випробування деталей на втомленість виконували для визначення середніх значень і коефіцієнтів варіації параметрів втомленого руйнування. Розсіяння граничних напружень вивчено недостатньо, що пояснюється необхідністю збільшення числа випробувань та відсутністю в наявних розрахунках вимог диференціації впливу розсіяння. При визначенні характеристик міцності матеріалів переважно вказують середнє значення та середнє квадратичне відхилення або коефіцієнт варіації [13]. При відсутності таких даних коефіцієнт варіації границі міцності матеріалу можна вибирати з меж 0,03...0,04 для покращених і нормалізованих сталей та 0,05...0,07 для сталей з термічно зміцненою поверхнею. В загальних розрахунках на опір втомленості коефіцієнт варіації граничного напруження приймають як для границі втомленості деталі σ_{-1D} та визначають за формулою:

$$v_{-1D} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2}, \quad (8)$$

де v_1 - коефіцієнт варіації для точно виготовлених деталей з матеріалу одної плавки; v_2 - коефіцієнт варіації, який враховує розсіяння між різними плавками, який наближено дорівнює коефіцієнту варіації границі міцності матеріалу; $v_3 = (0,3...0,45)v_\rho$ - коефіцієнт варіації, який враховує розсіяння геометричних розмірів та шорсткості поверхні концентратора напружень; v_ρ - коефіцієнт варіації концентратора напружень.

При схематизації навантажень деталей використовували максимальні амплітуди, які отримували методом тензометрування при подальшій перевірці за даними розрахунків. Розбіжність експериментальних і аналітичних значень на різних рівнях навантаження не повинна перевищувала 6%, що допускається при проектуванні. Це дозволяє надалі, при відсутності експериментальних даних про навантаження, застосовувати результати розрахунків.

Реальне навантаження замінювали блочним, яке еквівалентне по ступені накопичення втомленого руйнування. Використовували коригування лінійної гіпотези додавання втомлених пошкоджень, що є наслідком дії різних навантажень. У відповідності до сучасних уявлень про втомлені пошкодження [13] враховували доволі малі напруження, які більші за 0,5 від границі втомленості деталі. Коефіцієнт варіації еквівалентного навантаження розглядали як добуток двох випадкових незалежних величин максимального навантаження спектру та коефіцієнту еквівалентності режиму навантаження, який дорівнює квадратичній сумі коефіцієнтів варіації спектру максимального навантаження V_{max} та коефіцієнту режиму $V_{реж}$:

$$V_F = \sqrt{V_{max}^2 + V_{реж}^2} .$$

При відсутності вихідних даних середній коефіцієнт варіації навантаження приймають в межах $V_F = 0,1 \dots 0,15$ (числові значення V_F представлені для деталей машин окремих галузей, причому більші значення відповідають машинам, які розраховані на невизначеного споживача). Діапазон розсіяння коефіцієнтів еквівалентності режимів навантаження можливо оцінювати відношенням еквівалентних навантажень для двох суміжних або найближчих несуміжних типових режимів. Інший розрахунковий випадок відносять до технологічного обладнання та до машин широко універсальних, для яких діапазон розсіяння коефіцієнтів еквівалентності режимів через незначні навантаження встановлюють при виробництві за вибіркоким розмірним рядом. Відповідно коефіцієнти варіації еквівалентності режиму $V_{реж}$ вибирають з меж $0,07 \dots 0,1$ або $0,04 \dots 0,06$.

Числа циклів навантаження деталей до втомленого руйнування задовільно описуються логарифмічно нормальним законом розподілу. За отриманими характеристиками навантаженості склали рівняння емпіричних ймовірнісних значень обмеженої довговічності в залежності від еквівалентного напруження.

Отримання функції розподілу довговічності за критерієм втомленої міцності при різних значеннях коефіцієнта варіації навантаження дозволяє на етапі проектування визначати їх медіанну довговічність в циклах навантаження або гама-відсотковий ресурс та ретельно оцінювати конструктивні і технологічні рішення механічної системи, що впливають на деталі з низькою довговічністю. При незмінності конструкції для цих деталей за функцією розподілу їх довговічності можна розв'язувати обернену задачу по визначенню навантажень, які забезпечать заданий проектний рівень довговічності деталей.

Як показує досвід, для обчислення характеристик напруженості та обмеженої довговічності деталей доцільно замінювати довготривалі та витратні стендові випробування експлуатаційними спостереженнями обладнання на виробництві з подальшим визначенням циклів навантаження до втомленого руйнування (по зафіксованим відмовам та обчисленому середньому наробітку до відмови).

Очевидно, що розрахунки на довговічність в ймовірнісному аспекті, які потребують використання ймовірнісних критеріїв та отримання додаткової вихідної інформації, що значно ускладнює та подовжує проектування, необхідно використовувати за заключній стадії проектування. Однак це не виключає на заключній стадії проектування заводських випробувань дослідних зразків для контролю заданої довговічності та вибіркоких, але систематичних спостережень серійних зразків, на виробництві.

Висновки

Наведений огляд методів розрахунку довговічності за критерієм втомленої міцності з урахуванням специфіки та припущень стосовно деталей, для яких забезпечення необхідних запасів міцності збільшенням геометричних параметрів небезпечного поперечного перерізу неможливе, сприяє вибору та математичній підтримці прийняття конструкторських рішень, суттєвому скороченню термінів та підвищенню якості механічних систем на різних стадіях проектування обладнання. Вважаємо перспективним використання представлених матеріалів для створення банку даних та керівних документів єдиної інформаційної системи про надійність, узагальненої методики розрахунків довговічності стосовно деталей, які мають переважно втомлені руйнування та критеріальні за розмірами.

Очевидно, що практична реалізація цих розрахунків пов'язана з наявністю достовірної інформації про відмови деталей, а їх точність від об'єму накопичення даних.

Література

1. Березін Л.М. Удосконалення трикожного обладнання на основі розрахунків довговічності деталей в'язального механізму // Вісник КДУТД, 2001, №1, С.70-73.

2. Березін Л.М. Імовірнісний розрахунок довговічності селекторів по критерію втомленісної міцності// Вісник КНУТД. - 2006, №3. - Т.29. - С.35 – 41.
3. Гусев А.С., Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. М.: Машиностроение, 1984. - 240 с.
4. Гребенник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник. - М.: Металлургия, 1980. – 344 с.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. - М.: Машиностроение, 1977. - 232 с.
6. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. - М.: Высш.шк., 1991. – 319 с.
7. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник - М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
8. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений: (Графики и формулы для расчета конструктивных элементов на прочность). - М.: Мир, 1977. - 302 с.
9. Савин Г.Н., Тульчий В.И. Справочник по концентрации напряжений. - К.: Наук. думка, 1976. - 410 с.
10. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. - 488 с.
11. Трощенко В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках. - К.: Наук. думка, 1978. 174с.
12. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч.1,2 - К.: Наук. думка, 1987. - 1315с.
13. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. - М.: Машиностроение, 1984. - 224 с.
14. Чечулин Б.Б. Масштабный фактор и статистическая природа прочности металлов. - М.: Металлургия, 1978. - 120с.

References

1. Berezin L.M. Udoskonalennya trykotazhnoho obladnannya na osnovi rozrakhunkiv dovhovichnosti detaley vyazalnoho mekhanizmu/ Visnyk KDUTD, 2001, No.1, pp.70-73.
2. Berezin L.M. Imovirnisnyy rozrakhunok dovhovichnosti selektoriv po kryteriyu vtomlenisnoi mitsnosti/ Visnyk KNUITD, 2006, Vol.29, No. 3, pp.35 – 41.
3. Gusev A.S., Svetlickij V.A. Raschet konstrukcij pri sluchajny'x vozdeystviyah. M.: Mashinostroenie, 1984. – 240 p.
4. Grebennik V.M., Capko V.K. Nadyozhnost' metallurgicheskogo oborudovaniya (oczenka e'kspluatacionnoj nadyozhnosti i dolgovechnjsti): Spravochnik. – M.: Metallurgiya, 1980. – 344 p.
5. Kogaev V.P. Raschety' na prochnost' pri napryazheniyax, peremenny'x vo vremeni. – M.: Mashinostroenie, 1977. – 232 p.;
6. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. Prochnost' I iznosostojkost' detalej mashin. – M.: Vy'sshaya shkola, 1991. – 319 p.
7. Kogaev V.P., Maxutov N.A., Gusenikov A.P. Raschety' detalej mashin i konstrukcij na prochnost' I dolgovechnost': Spravochnik. – M.: Mashinostroenie, 1985. -224 p.
8. Peterson R. Koe'ffytsyenty' kontsentratsyy napryazhenyy: (Hrafyky y formuly dlia rascheta konstruktivny'kh elementov na prochnost'). Moskva, Myr, 1977, 302p.
9. Savin G.N., Tul'chij V.I. Spravochnik po koncentracii napryagenij. – K.: Naukova dumka, 1976. – 410 p.
10. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shnejderovich R.M. Nesushhaya sposobnost' i raschet detalej mashin na prochnost'. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 488 p.
11. Troshchenko V.T. Prochnost' metallov pry peremenny'kh nahruzkakh. Kyiv, Nauk. dumka, 1978, 174 p.
12. Troshhenko V.T., Sosnovskij L.A. Soprotivlenie ustalosti metallov I splavov: Spravochnik. Ch.1,2 – K.: Naukova dumka, 1987. – 1315 p.
13. Frolov K.V. Metody' sovershenstvovaniya mashyn y sovremenny'e problemy' mashynovedeniya. Moskva, Mashynostroeniye, 1984, 224 p.
14. Chechulyin B.B. Masshtabny'j faktor y statystycheskaya pryroda prochnosti metallov. Moskva, Metallurhiya, 1978, 120 p.

Рецензенти:

д.т.н., проф., проф. кафедри метрології, стандартизації і сертифікації Київського національного університету технологій та дизайну ЗЕНКІН М.А.

д.т.н.

THE CALCULATIONS OF DETAILS OF DIFFICULT FORMS AND CRITERION BY SIZES ON THE TIRED
LONGEVITY AND RELIABILITYРОЗРАХУНКИ ДЕТАЛЕЙ СКЛАДНИХ ФОРМ ТА КРИТЕРІАЛЬНИХ ЗА РОЗМІРАМИ НА ВТОМЛЕНУ
ДОВГОВІЧНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ

До якої дисципліни відноситься наукова стаття:

1	Гуманітарні науки	
2	Економіка, фінанси, менеджмент	
3	Електронні пристрої та електротехнічні комплекси, комп'ютерно-інтегровані системи управління	
4	Матеріалознавство, полімерні, композиційні матеріали та хімічні волокна	
5	Машини та технології легкої промисловості	+
6	Метрологія і стандартизація, контроль складу речовин	
7	Мистецтвознавство, дизайн, ергономіка	
8	Проблеми вищої освіти	
9	Фізико-математичні науки	
10	Хімічні технології та екологічна безпека	

Інформація подається до інформаційно-бібліографічного відділу науково-технічної бібліотеки (прим. 1-0426)
тел.: 256-29-50;
внутр. тел.: 29-50