

2 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ МІЦНОСТНИХ РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1 Проектувальний і перевірочний розрахунки

Всі етапи проектування супроводжується розрахунками. Тому грамотно виконаний розрахунок набагато простіше і в сотні разів дешевше експериментальних досліджень.

Найчастіше конструктор має справу з розрахунками на міцність.

В інженерній практиці розрахунки на міцність поділяють на два види: *проектувальні* та *перевірочні*.

Проектувальним розрахунком називають визначення основних розмірів деталі при обраному матеріалі за формулами, відповідними головним критеріям роботоздатності (міцності, жорсткості, зносостійкості та ін.). Цей розрахунок виконують в тих випадках, коли розміри конструкції заздалегідь невідомі. Реальну конструкцію замінюють розрахунковою схемою; по суті неоднорідний і несучільний матеріал деталі розглядають як однорідний і суцільний; ідеалізують навантаження, форму деталі, опори. Неточності розрахунку компенсують коефіцієнтами запасу, які кожна галузь машинобудування рекомендує для конкретних деталей.

Проектувальний розрахунок є попереднім і спрощеним оскільки заснований на деяких припущеннях. За результатами проектного розрахунку розробляють ескізний варіант конструкції деталі.

Перевірочним розрахунком називають визначення фактичних характеристик головного критерію працездатності деталі або визначення найбільш допустимого навантаження на деталь по допустимим значенням головного критерію працездатності. При перевірочному розрахунку визначають фактичні (розрахункові) напруження і коефіцієнти запасу міцності, дійсні прогини і кути повороту перетинів, температуру, ресурс при заданому навантаженні або допустиме навантаження при заданих розмірах і т.д.

Перевірочний розрахунок є уточненими; його проводять, коли форма і розміри деталі визначені з проектувального розрахунку або прийняті конструктивно, розроблена технологія виготовлення (спосіб отримання заготовки, вид термообробки, якість поверхні і ін.)

Проектувальний і перевірочний розрахунки завжди супроводжують один одного й виконуються на стадії проектування деталей і машин.

Таблиця 1.2 - Порівняльна характеристика проектного і перевірного розрахунків деталей на міцність

<i>Проектний розрахунок</i>	<i>Перевірочний розрахунок</i>
Задані: навантаження деталі; матеріал деталі	Задані: навантаження; матеріал; розміри деталі
Знайти: мінімальні розміри деталі, які задовольняють умову міцності	Перевірити: виконання умови міцності для існуючої деталі

2.2 Навантаження та напруження в деталях машин

2.2.1 Класифікація навантажень

У процесі роботи машин їх вузли і деталі сприймають і передають різні навантаження, тобто силові дії, які спричиняють зміну внутрішніх сил і деформації вузлів і деталей.

Навантаження можуть бути задані як зусилля [Н, кН], крутний момент [Н·м, кН·м] або потужність [Вт, кВт].

Навантаженість машин - один з головних чинників, що визначають їх надійність і енергетичну ефективність.

Спрощена класифікація навантажень може бути подана схемою на рис.1.2.

Навантаження поділяють на *поверхневі* і *об'ємні*.

Поверхневі навантаження зумовлені контактною взаємодією розглядуваного елемента з сусідніми елементами або прилеглим до нього середовищем (наприклад, пара, повітря, рідина).

Об'ємні навантаження пов'язані з розподілом маси деталі і виявляються у вигляді сил ваги чи сил інерції.

З теоретичної механіки відомо, що поверхневі навантаження бувають *зосередженими* або *розподіленими*.

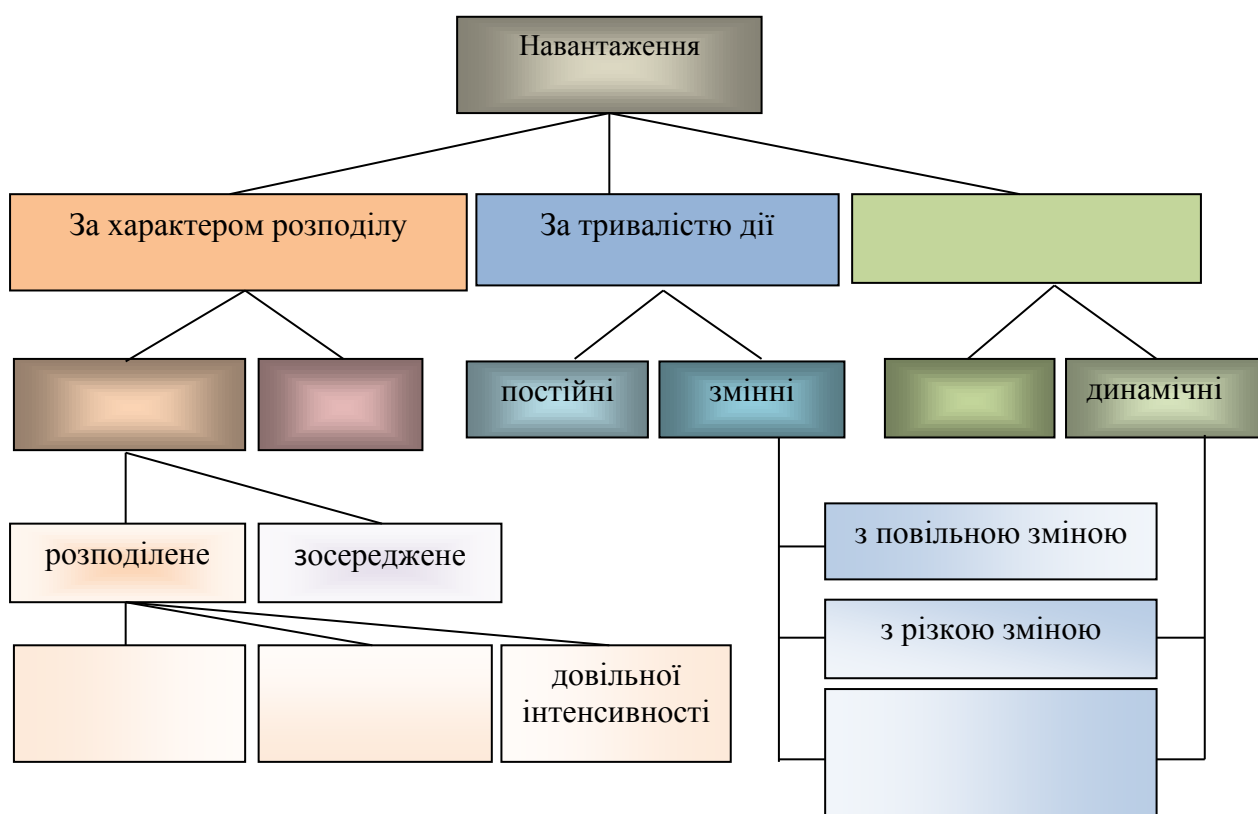


Рисунок 1.2 – Спрощена класифікація навантажень

Навантаження називають розподіленим на поверхні, якщо воно діє на ділянці поверхні, співрозмірній з габаритними розмірами деталі. Розподілені навантаження зустрічаються в пресових з'єднаннях, фрикційних передачах; зосереджене – в шарикопідшипниках.

За тривалістю дії навантаження на деталі машин і напруги в прийнято розрізняти *постійні* і *змінні навантаження*.

До постійних навантажень відносять навантаження робочого стану, що не змінюються протягом тривалого періоду часу.

Деталі, піддані постійним напруженням в чистому вигляді, в машинах не зустрічаються. Прикладом постійного навантаження може бути тиск вальниці ковзання та її власна вага на кронштейн.

Змінні напруження багатократно змінюються протягом часу. Вони можуть виникати і при сталому навантаженні (напруження валу підвернутого згину сталою силою, безперервно змінюється як за величиною, так і за напрямком внаслідок його обертання). Основні їх причини - не стаціонарність режиму навантаження, змінність робочого процесу, внутрішня і зовнішня

динаміки. Змінне навантаження зазнають в основному деталі механізмів періодичної дії. Одним з таких механізмів є зубчаста передача, у якій зуби в зоні контакту суміжних пар зубчастих коліс зазнають змінне навантаження.

Проте окремі деталі працюють з мало змінюються напруженнями, які при розрахунку можна приймати за постійні.

За характером дії розрізняють *статичні* і *динамічні навантаження*. Статичні навантаження майже не змінюються протягом всього часу роботи конструкції (наприклад, тиск ферм на опори).

Динамічні навантаження діють нетривалий час. Їх виникнення пов'язано в більшості випадків з наявністю значних прискорень і сил інерції. Динамічні навантаження зазнають деталі машин ударної дії, таких, як преси, молоти і т. Д. Деталі кривошипно-шатунних механізмів також зазнають під час роботи значні динамічні навантаження від зміни величини і напрямків швидкостей, тобто наявності прискорень.

2.3 Облік змінного характеру робочих навантажень в розрахунках деталей машин

Причиною зміни напружень можуть бути як постійні, так і змінні зовнішні навантаження.

У зв'язку зі змінним характером робочих навантажень при розрахунках деталей машин вводять поняття *номінального, робочого, еквівалентного і розрахункового* навантаження.

Номінальне навантаження - навантаження, що відповідає найбільш характерному режиму експлуатації деталі (відповідно до обраного критерію працездатності), наприклад, найбільш тривале діюче навантаження.

Робоче навантаження - навантаження, що сприймається деталлю в процесі експлуатації машини. Для виконавчого органу зовнішнє навантаження і є робочим.

Еквівалентним називається таке постійне навантаження, яким можна замінити діюче змінне навантаження, вважаючи, що у відношенні відповідних критеріїв надійності (наприклад, довговічності, міцності) вони еквівалентні. Еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$F_{екв} = F_{ном} \cdot K_L, \quad (1.1)$$

де $F_{ном}$ - номінальне навантаження;

K_L - коефіцієнт довговічності, що залежить від графіка зміни робочого навантаження і від того, яке навантаження взяте за номінальне.

Розрахункове навантаження - навантаження, що визначає розміри і форми деталі, відповідно розглянутого критерію міцності. Залежить не тільки від величини і характеру зміни робочого навантаження але й від особливостей його передачі вздовж силового ланцюга:

$$F_{роз} = F_{екв} \cdot K_D \cdot K_K \cdot K_U, \quad (1.2)$$

де K_D - коефіцієнт динамічності, враховує динамічність навантаження, пов'язане з нерівномірністю руху (пуском, гальмуванням, типом двигуна тощо);

K_K - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по контактуючих поверхнях;

K_U - коефіцієнт, що враховує умови передачі навантаження (тертям, зачепленням і т.д.).

В попередніх спрощених розрахунках часто за розрахункове приймають номінальне навантаження.

2.3.1 Зміна напружень у часі

У більшості випадків інженерної практики змінні напруження, що діють на деталі машин, є періодичними функціями часу $\sigma = f(t)$, рис.1.3.

Сукупність усіх значень напружень за час одного періоду називають *циклом напружень*. Цикл напружень є характеристикою напруженого стану деталі.

Тривалість одного циклу навантаження називають *періодом* і позначають T .

Навантаження з одним максимумом і з одним мінімумом протягом одного періоду при сталості параметрів циклу називають *регулярним навантаженням*.

Характеристиками циклів напружень є:

- максимальне напруження циклу σ_{max} ,
- мінімальне напруження циклу - σ_{min}
- середнє напруження циклу - $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$;
- амплітуда циклу - $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$;
- період циклу - T ,

- коефіцієнт асиметрії - $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$.

Цикли, що мають однакові коефіцієнти асиметрії циклу, називаються подібними.

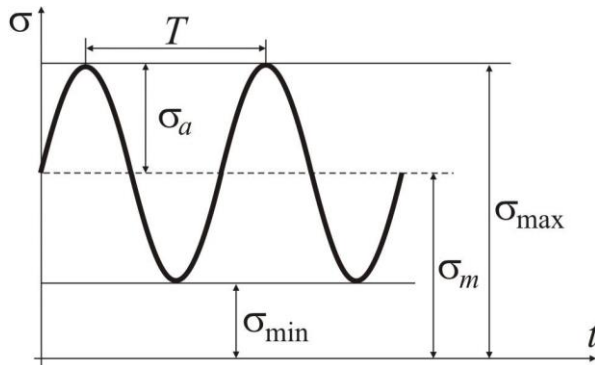
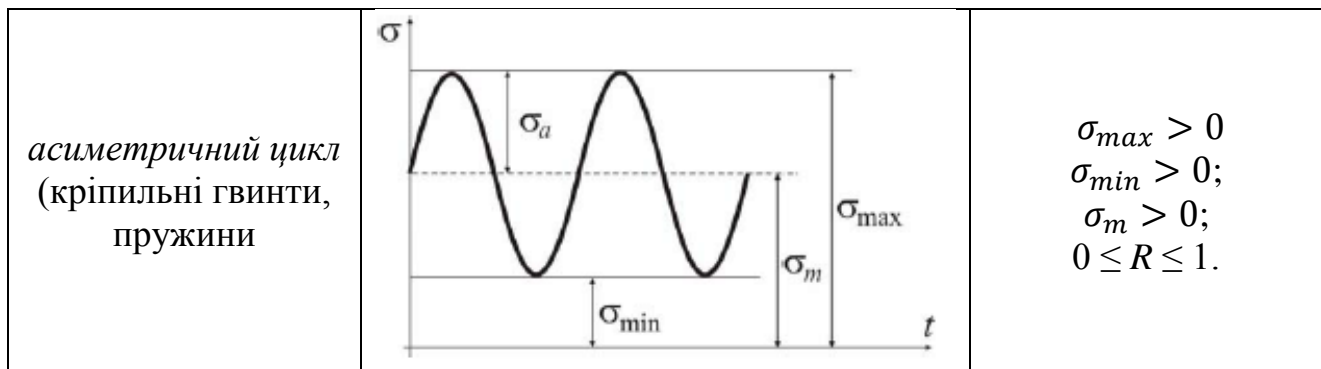


Рисунок 1.3 - Цикл напружень

Експериментально встановлено, що на опір втоми не впливає закон, за яким змінюються напруження у часі, а втома матеріалу залежить від максимальних σ_{max} та мінімальних σ_{min} напружень циклу.

Таблиця 1.3 - Найбільш поширені наступні основні цикли напружень

<p><i>симетричний цикл;</i> (вали, осі, що обертаються)</p>		$\sigma_{max} = \sigma_{min} = \sigma_a;$ $R = -1$
<p><i>пульсаційний (віднульовий) цикл;</i> (зуби зубчастих коліс)</p>		$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2};$ $R = 0$



Найнебезпечнішим є симетричний цикл навантаження. Тому всі розрахунки деталей машин ведуться у припущенні саме симетричного циклу навантаження.

У разі дійсних змінних дотичних напружень залишаються в силі всі терміни і співвідношення, з заміною σ на τ .

2.3.2 Міцність при змінних напруженнях. Явище втоми

Для розрахунків на міцність потрібне знання механічних характеристик матеріалу.

Основні механічні характеристики матеріалів (*границя текучості* σ_T (τ_T) - для пластичних матеріалів і *границя міцності (тимчасовий опір)* σ_B (τ_B) - для крихких) визначають при постійних навантаженнях.

Руйнування деталей машин, які зазнають тривалий час змінні напруження (навантаження), може відбуватися при значно менших напруженнях, чим границя текучості або границя міцності.

Під дією змінних напружень виникають незворотні зміни фізико-механічних властивостей матеріалу - *втомні ушкодження* (утворення мікротріщин, їх розвиток і руйнування матеріалу). Руйнування матеріалу під дією знакозмінних напружень називається *втомою*. Властивість матеріалу протистояти втомі називається *витривалістю*.

Для оцінки міцності матеріалу при змінних напруженнях (*втомної міцності*) використовується механічна характеристика матеріалу – *границя витривалості (границя втоми) циклу* σ_R .

Найбільше за абсолютним значенням напруження циклу σ_{max} , при якому ще не відбувається втомне руйнування, називається *границею витривалості* і позначається символами σ_R і τ_R з вказівкою в індексі значення коефіцієнту асиметрії циклу, для якого ці величини визначалися. Так, σ_{-1} і τ_{-1} є границі витривалості при симетричному циклі, а σ_0 і τ_0 – при от нульовому циклі.

Відомо, що циклічні напруження високих рівнів руйнують деталі при малому числі циклів, а напруження низьких рівнів - деталі при високому числі циклів.

Границя витривалості σ_R визначається експериментально для кожного матеріалу та при різних видах деформування з використанням партії стандартних зразків плоскої або циліндричної форми $d = 7 \div 10$ мм на спеціальних випробувальних машинах. Задаючи зразкам різні значення напружень, визначають число циклів N , при якому відбулося їх руйнування. За отриманими даними будують криву втоми $\sigma_{max} - N$, яку в літературі називають ще й кривою Веллера (рис.1.4, а).

У більшості випадків після числа циклів навантаження більше 10^7 крива наближається до прямої, паралельної осі абсцис.

Кількість циклів N_0 повторно - змінних навантажень, перевищення якої не повинно призводити до руйнування від втоми випробуваного зразка при напруженні, що дорівнює σ_R , називають базою випробувань на опір втоми.

Для чорних металів (сталі, чавуну) приймають $N_0 = 10^7$ циклів, для кольорових металів умовною базою випробувань вважають $N_0 = (2 \div 10) \cdot 10^7$ циклів.

Число циклів напружень, що витримує деталь до втомного руйнування, називають циклічною довговічністю N_H .

Криві втоми описують степеневою функцією:

$$\sigma^m \cdot N = C, \quad (1.3)$$

де C – стала, що відповідає умовам проведення експерименту;

m - характеризує нахил кривої втоми. Рекомендовані значення показника степені m і число циклів N_0 кривої втоми наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 - Рекомендовані значення кривої втоми

Види розрахунку або деталь, що розраховується	m	N_0
На згин, кручення, розтяг-стискання	9	10^7
Ланцюги втулково-роликові для бурових установок	4	$5 \cdot 10^6$
Вальниці кочення	3	10^6
На контактну міцність зубчастих коліс	3	10^7

Результати випробувань можна також представити у напівлогарифмічних координатах. В цих координатах крива втоми (для сталі) приймає вид двох прямих ліній, що дозволяє встановити закон зміни кривої, а разом і границю витривалості (рис.1.4,б). Крива втомленості у такому вигляді при розрахунках

на довговічність дає розподіл простору можливих циклів змін напружень на три зони.

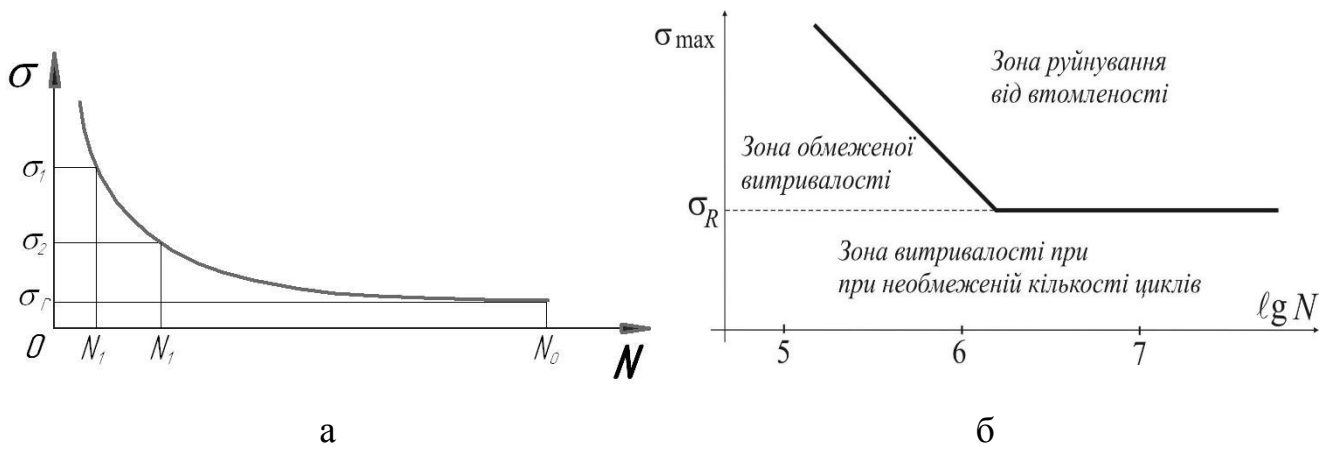


Рисунок 1.4 – Крива втоми:

а – в координатах σ_{max} - N ; б - у напівлогарифмічних координатах

Побудова будь-якої кривої втоми здійснюється для певного типу циклу з фіксованим коефіцієнтом асиметрії R . Чисельні значення границь витривалості залежать від типу деформації зразків (розтягання – стискання, кручення, згин, або складне навантаження). Так, результати досліджень показали, що границі витривалості одного й того ж матеріалу при розтягу і крученні менші границі витривалості при згині. Наприклад, при симетричному циклі напруження границя витривалості дорівнює $(0,7-0,8)\sigma_{-1}$, а при крученні $(0,4-0,7)\sigma_{-1}$, де σ_{-1} - границя витривалості при згині.

2.3.3 Вплив різних факторів на границю витривалості деталей машин

На витривалість елементів конструкцій, які перебувають в реальних умовах експлуатації, впливає ряд факторів, які при звичайному статичному розрахунку не відіграють істотної ролі. Дослідним шляхом встановлено, що на значення границі витривалості σ_R впливають розміри, форма і стан поверхонь деталей тощо. Вплив цих факторів в розрахунках враховують відповідними коефіцієнтами, що наводяться в машинобудівних довідниках.

Вплив розмірів деталі на границю витривалості враховують коефіцієнтом впливу абсолютних розмірів (масштабним фактором) поперечного перерізу K_d

($K_d < 1$). Зі збільшенням абсолютних розмірів деталі їх границя витривалості знижується, оскільки в більшій мірі проявляються неоднорідність механічних властивостей і внутрішні структурні дефекти металу (раковини, шлакові включення на границях зерен та ін.).

Вплив форми деталі на границю витривалості враховують коефіцієнтом концентрації напружень K_σ (K_τ). Концентрація напружень з'являється в зонах різких змін форми тіла або в зонах контакту деталей, збільшення навантажень при цьому може перевищувати середній рівень в 2,5 рази і більш.

Концентраторами напружень є виточки (рис.1.5,а), отвори (рис.1.5,б), галтелі (рис.1.5,в), шпонкові та шліцьові канавки, нарізки на поверхні та інше. Місцеві напруження швидко зменшуються в міру віддалення від концентратора, що їх викликає. Багаторазові зміни напружень в зоні концентратора напружень приводять до більш раннього утворення тріщини з наступним втомним руйнуванням.

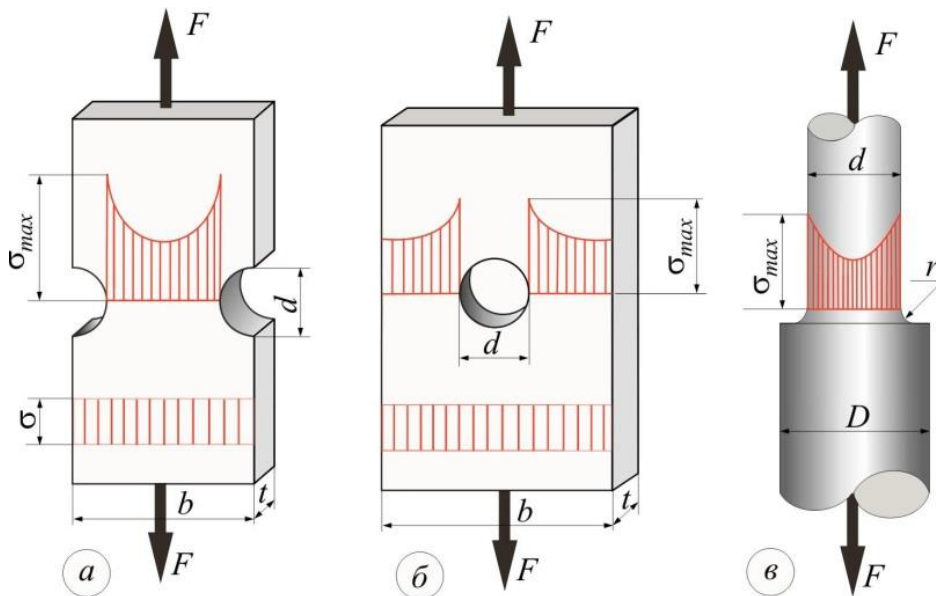


Рисунок 1.5 - Концентратори напружень

Експериментально встановлено, що границя витривалості деталі з концентратором напружень при збільшенні її розмірів знижується в більшому ступені, ніж у деталі таких самих розмірів, але без концентратора. Для пластичних матеріалів та крихких із значною внутрішньою неоднорідністю (чавун, деякі види кольорового литва) при постійних напруженнях коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ близькі до одиниці. Тільки для крихких матеріалів із однорідною структурою (загартована сталь) K_σ і K_τ можуть досягати значень 1,3–1,4.

Вплив стану поверхні деталі на границю витривалості враховують коефіцієнтом впливу якості обробки поверхні $K_F < 1$ (коефіцієнт шорсткості). Зі збільшенням шорсткості поверхні деталі границя витривалості знижується. При змінних напруженнях первинні втомні мікротріщини виникають зазвичай у поверхневому шарі. Цьому сприяє наявність слідів інструменту (різця, шліфувального круга) після механічної обробки, що є концентраторами напружень.

Якісні показники поверхневого шару деталі залежать від чистоти механічної обробки, фізичного стану поверхневого шару, а також від його напруженого стану і залишкових напружень, які виникають в процесі виготовлення деталі. Фізичний стан поверхневого шару деталі формується під дією пружно-пластичної деформації і місцевого нагрівання, які виникають в зоні різання або шліфування. Він залежить також і від подальших теплових, механічних, хімічних та інших видів фінішних обробок.

З метою поліпшення характеристик опору втомленості матеріалу треба забезпечити у поверхневому шарі залишкові напруження стиску. Однак, в залежності від видів та режимів обробки, можна отримати у поверхневому шарі деталі залишкові напруження різних знаків, інтенсивності і глибини.

Механізм виникнення залишкових напружень є достатньо складним. Він пов'язаний з двома основними факторами: пластичною деформацією від тиску обробного інструмента на деталь та рівнем температури і її градієнтом в об'ємі деталі.

Для деталей із полірованою поверхнею $K_{зм} = 1$, а для деталей, що мають поверхні, оброблені різцем (точіння, фрезерування), $K_{зм} = 0,75 \dots 0,90$. Найменше значення коефіцієнт зміцнення має для деталей, які працюють в агресивному середовищі (наприклад, для деталей, які працюють у морській воді, $K_{зм} = 0,15 \dots 0,40$).

2.3.4 Визначення граничних напружень

На основі даних про вплив різних факторів на граничні напруження в деталях машин і з урахуванням вихідного значення однієї з нормативних механічних характеристик матеріалу можна записати формули для визначення граничних напружень σ_{lim} реальної деталі:

- для деталей з пластичних матеріалів, які працюють при постійних напруженнях

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_T K_{dT}}{K_{S\sigma}}, \quad \tau_{lim} = \frac{\tau_T K_{dT}}{K_{S\tau}} \quad (1.4)$$

- для деталей з крихких матеріалів, які працюють при постійних напруженнях

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_B K_{dB}}{K_{S\sigma}}, \quad \tau_{lim} = \frac{\tau_B K_{dB}}{K_{S\tau}} \quad (1.5)$$

- для деталей з будь-яких матеріалів, які працюють при циклічно змінних напруженнях

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_R K_d K_{зм} K_L}{K_\sigma}, \quad \tau_{lim} = \frac{\tau_R K_d K_{зм} K_L}{K_\tau} \quad (1.6)$$

У записаних формулах:

$K_d \leq 1$ - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі;

$[K_{S\sigma} (K_{S\tau}); K_\sigma (K_\tau)] \geq 1$ ефективні коефіцієнти концентрації напружень при постійних і циклічно змінних діючих напруженнях;

$K_{зм} \leq 1$ - коефіцієнт, який враховує стан поверхні деталі або її поверхневе зміцнення;

$K_L \geq 1$ - коефіцієнт довговічності.

2.3.5 Розподіл навантаження в часі. Циклограма навантаження

У конструкціях деталі працюють в різних умовах, які в сукупності утворюють режими навантаження - закономірності зміни навантаження в конкретних умовах зовнішнього середовища.

Змінні робочі навантаження зазвичай задають у вигляді упорядкованих графіків. Щоб оцінити інтенсивність навантаження і зробити кількісне порівняння різних режимів, будують циклограму навантажень. Для цього розбивають весь строк служби h на окремі періоди - цикли Δh_i , протягом яких, вважають, що навантаження не змінюється. Підраховують скільки циклів n_i з'являється певне навантаження F_i протягом усього періоду експлуатації машини і будують циклограму навантажень. Ці діаграми характеризують відносну інтенсивність режимів.

Побудова циклограми для машин дуже складний і трудомісткий процес.

На основі аналізу циклограм навантажень різних машин визначені наступні типові режими (рис.1.6) і відповідні їм циклограми навантажень:

- П - постійний режим навантаження (навантаження змінюється у межах до 20% від номінального $F_{ном}$);
- В - важкий;
- СР - середній рівно ймовірний;

- СН - середній нормальний;
- Л - легкий.

Відповідність режиму навантаження тієї чи іншої машини одному з типових режимів встановлюють за подібністю форми графіків.

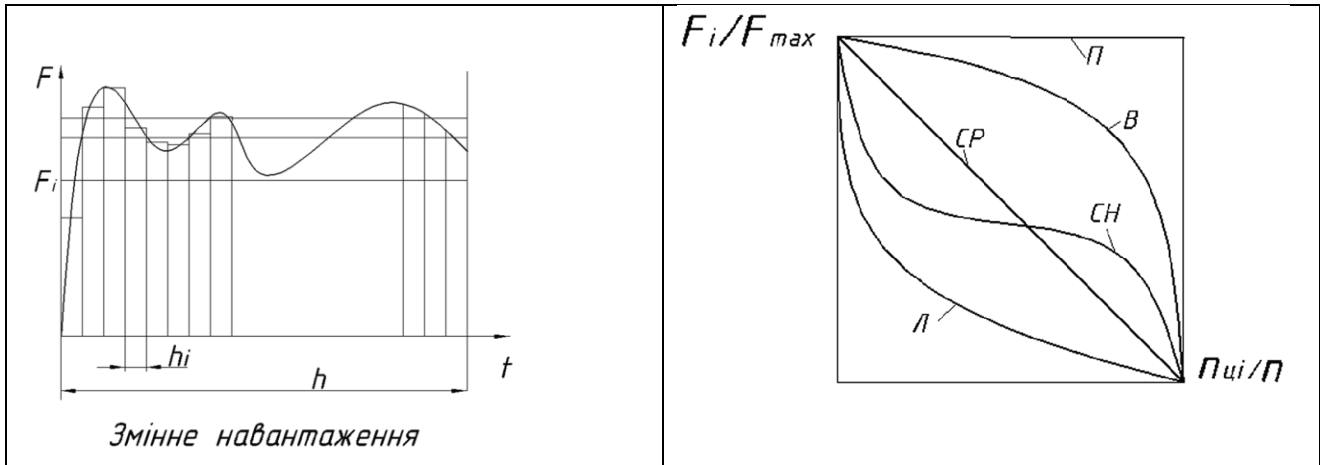


Рисунок 1.6 - Типові режими навантаження

2.4 Загальні принципи розрахунків деталей машин на міцність

В залежності від характеру і умов роботи деталей розрахунки на міцність ведуть за різними критеріями, частіше за все - за *напруженнями* або за *коефіцієнтами запасу міцності*. Причому перші—проектні, а другі—перевірочні.

2.4.1 Розрахунки деталей машин за напруженнями

Розповсюдженим методом оцінки міцності деталей машин є порівняння розрахункових напружень, які виникають у деталях при дії експлуатаційних навантажень, із допустимими напруженнями для призначеного матеріалу цих деталей.

Розрахункові напруження (σ , τ) знаходять залежно від виду деформації в небезпечному перерізі деталі за відповідними формулами. Умови міцності для простих видів деформації наведені у табл. 1.5.

Розрахунки на міцність за напруженнями потрібно починати з запису *умови міцності* для небезпечних перерізів (зон) деталі.

Математичне формулювання умови міцності будь-якої деталі має вигляд:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ або } \tau \leq [\tau], \quad (2.7)$$

де σ , $[\sigma]$ – відповідно розрахункове і допустиме нормальні напруження;

τ , $[\tau]$ – те саме, дотичні напруження.

Або, говорячи технічною мовою:

НАПРУЖЕННЯ В МАТЕРІАЛІ ДЕТАЛІ МАЮТЬ БУТИ МЕНШИМИ ЗА ДОПУСТИМІ

При статичному навантаженні:

- для пластичних матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_T}{S}, \quad (1.8)$$

- для крихких матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_B}{S}, \quad (1.9)$$

де σ_T , τ_T - границі текучості;

σ_B , τ_B - границі міцності;

$S = S_1 S_2 S_3$ - коефіцієнти міцності;

$S_1 = 1,2 \dots 1,5$ - коефіцієнт, що враховує точність розрахункових схем,

S_2 - коефіцієнт, що враховує властивості і структуру матеріалу:

$S_2 = 1,2 \dots 1,5$ - для сталюого прокату, $S_2 = 1,5 \dots 2,5$ для чавуну;

$S_3 = 1 \dots 1,5$ - коефіцієнт безпеки.

При змінному навантаженні:

- для пластичних матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_\sigma \beta}{K_\sigma S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_\tau \beta}{K_\tau S}; \quad (1.10)$$

- для крихких матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B \varepsilon_\sigma}{K_\sigma S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_B \varepsilon_\tau}{K_\tau S}, \quad (1.11)$$

де σ_{-1} , τ_{-1} - границі витривалості при згині;

σ_B , τ_B - границі міцності;

ε_σ , ε_τ - масштабні фактори, що залежать від матеріалу і розмірів деталі;

K_σ, K_τ - коефіцієнти концентрації напружень;

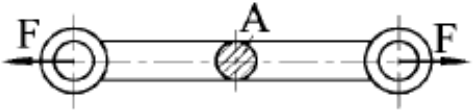
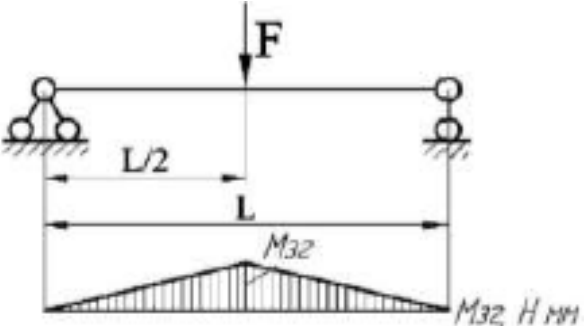
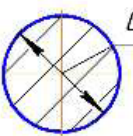
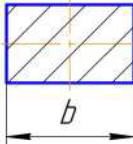
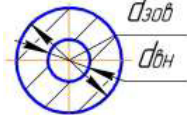
$S = S_1 S_2 S_3$ - коефіцієнти запасу.

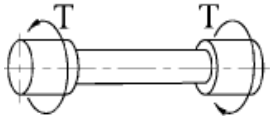
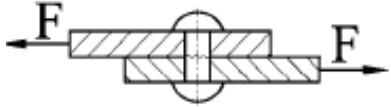
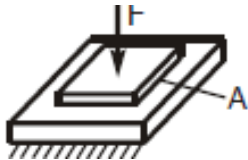
При одночасній дії в перетині деталі нормальних σ і τ дотичних напружень розрахунок ведуть за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} . \quad (1.12)$$

У якості допустимих не можна призначати граничні напруження, при яких настає руйнування матеріалу.

Таблиця 1.5 - Розрахункові напруження при простих видах деформацій

Вид деформації	Розрахункова схема	Внутрішній силовий фактор	Геометрична характеристика поперечного перерізу	Вид напруження	Умова міцності (розрахункова умова)
Розтяг (стиск)		<p>поздовжня сила, $F, Н$</p>	<p>площа, $A, мм^2$</p>	<p>нормальне, $\sigma_p (cm)$</p>	$\sigma_p (cm) = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_p (cm)$
Згин		<p>момент згину у небезпечному перетині деталі $M_{32}, Нмм$</p>	<p>осьовий момент спротиву перетину деталі згину, $W_0, мм^3$</p> <p>W_0 для різних форм перетинів:</p> <div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="display: flex; align-items: center; margin-bottom: 10px;">  <div style="margin-left: 10px;"> $W_0 = \frac{\pi d^3}{32}$ </div> </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-bottom: 10px;">  <div style="margin-left: 10px;"> $W_0 = \frac{bh^2}{6}$ </div> </div> <div style="display: flex; align-items: center;">  </div> </div>	<p>нормальне, $\sigma_{3Г}$</p>	$\sigma_{32} (cm) = \frac{M_{32}}{W_0} \leq [\sigma]_{пз}$

			$W_0 = \frac{\pi d_{зов}^3}{32} \left(1 - \left(\frac{d_{вн}}{d_{зов}} \right)^4 \right)$		
Кручення		крутний момент, $T, Нмм$	полярний момент опору, $W_p = 2W_0, мм^3$	дотичне, $[\tau]_{кр}$	$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_{кр}$
Зсув (зріз)		поперечна сила, $F, Н$	площа зрізу, $A, мм^2$	дотичне, $[\tau]_{зр}$	$\tau_{зр} = \frac{F}{A \cdot z \cdot i} \leq [\tau]_{зр},$ де z – кількість деталей, i – кількість перетинів зрізу
Зминання	розрахунок проводиться у тому випадку, коли розміри контакту дорівнюють розмірам контактуючих деталей 	радіальна сила, $F, Н$	площа зминання, $A, мм^2$	нормальне, $[\sigma]_{зм}$	$\sigma_{зм} = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{зм}$

2.4.2 Розрахунки деталей машин за коефіцієнтами запасу міцності

Розрахунки на міцність за коефіцієнтами запасу міцності також необхідно починати з запису умови міцності, але такого типу:

$$S \geq [S], \quad (1.13)$$

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності, визначається для кожної деталі за відповідними формулами.

Ці розрахунки в явній формі враховують окремі фактори, які впливають на міцність: концентрацію напружень, розміри деталей, зміцнення – і тому є більш точними. Застосовуються в якості перевірочних розрахунків, коли деталь зазнає змінні напруження.

При одночасній дії нормальних σ і τ дотичних напружень запас опору втомі визначають по формулі:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \approx 1,5 \dots 4, \quad (1.14)$$

де S_σ - запас міцності по нормальним напруженням:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (1.15)$$

S_τ - запас міцності по дотичним напруженням:

$$S_\tau = \frac{\tau_{\text{lim}}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \sigma_\tau + \psi_\tau \sigma_m}; \quad (1.16)$$

$\sigma_{\text{lim}}; \tau_{\text{lim}}$ - границі витривалості матеріалу;

$\sigma_a; \tau_a$ - змінні складових циклів нормальних і дотичних напружень;

$\sigma_m; \tau_m$ - постійні складових циклів нормальних і дотичних напружень;

$K_\sigma; K_\tau$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma; \varepsilon_\tau$ - масштабні фактори для нормальних і дотичних напружень;

β - коефіцієнт, який враховує вплив шорсткості поверхні;

$\psi_\sigma; \psi_\tau$ - коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень:

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (1.17)$$

Допустимий коефіцієнт запасу міцності $[S]$, вибирається за рекомендаціями нормативних технічних документів, наприклад, для загальних деталей машинобудування $[S] \approx 2-3$, для ланцюгів і канатів $[S] \approx 40$.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності має великий вплив на габаритні розміри, масу деталей і відповідно на вартість їх. Із зменшенням $[S]$ зменшується також маса виробів, але збільшується можливість виходу деталей із ладу. Тому вибір $[S]$ є дуже відповідальним моментом при розрахунках та проектуванні деталей машин.

Роботоздатність ряду деталей машин (зубчастих коліс, вольниць кочення і ін.) визначається контактною міцністю, тобто міцністю їх робочих поверхонь, контактуючих під навантаженням.

Такі руйнування, як зминання контактуючих поверхонь, їх викришування і зношування обумовлені дією контактних напружень (в місці контакту криволінійних поверхонь двох притиснутих один до одного тіл). Відмови близько 50% деталей (зубчасті, фрикційні і черв'ячні передачі, вальниці кочення) зумовлені дією контактних напружень.

Контактні напруження виникають у зоні контакту двох деталей у тому разі, коли контакт початково ненавантажених деталей здійснюється по лінії або в точці (стиск двох циліндрів із спільною твірною, циліндра і площини, двох сферичних поверхонь та ін.).

Якщо контактні напруження більші за допустимі, то на поверхнях деталей можуть виникнути вм'ятини, борозни або дрібні раковини. Подібні пошкодження спостерігають на робочих поверхнях зубців зубчастих коліс, на бігових доріжках кілець підшипників кочення, на колесах і рейках рейкових транспортних засобів та ін.

При розрахунках за контактними напруженнями значення $[S]$ беруть невеликими $[S] = 1,1 \dots 1,2$, оскільки можливі контактні пошкодження поверхні деталі мають місцевий характер і не загрожують раптовим виходом деталі з ладу.

Для інших критеріїв працездатності (жорсткості, вібростійкості, теплостійкості та ін.) розрахунки проводяться аналогічно.

Курс деталей машин вчить правильно вибирати для різних деталей той чи інший критерій працездатності і, отже, розрахунку. А завдяки якісним розрахункам попереджаються можливі відмови деталей.

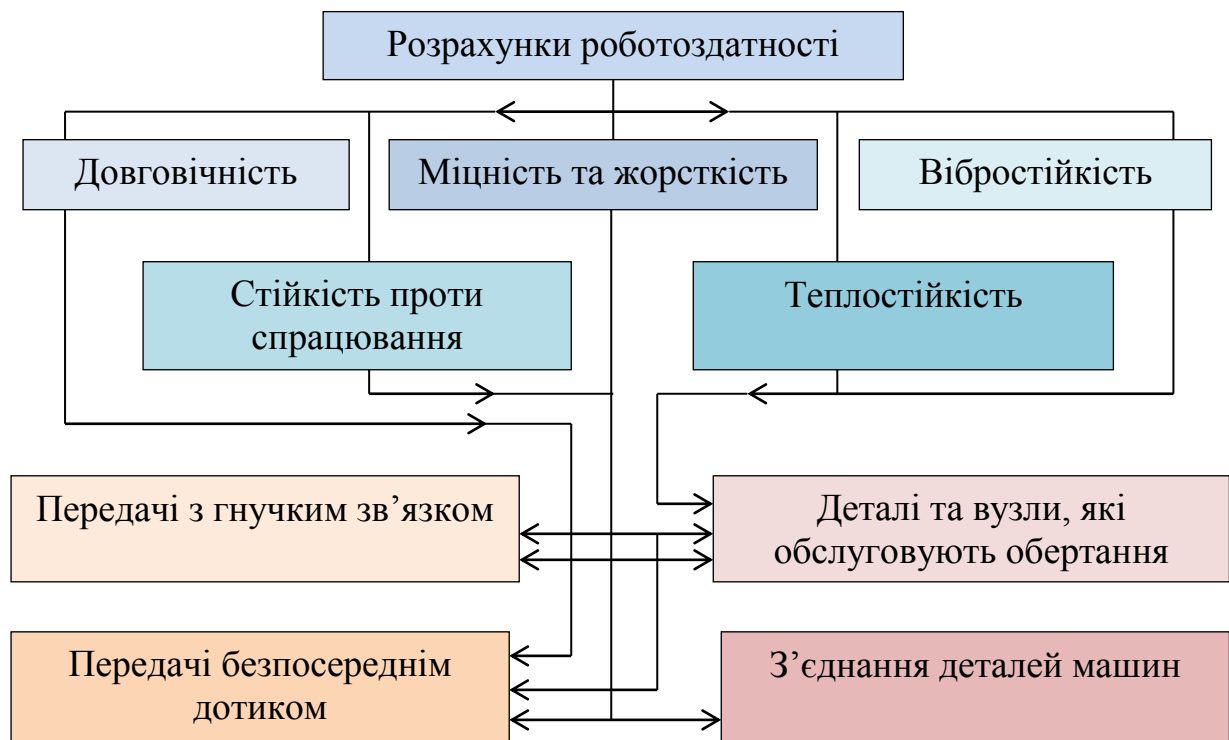


Рисунок 1.7 – Критерії роботозданості типових деталей машин

Структурно-логічні схеми розрахунків типових деталей і вузлів машин надані в додатку В.

2.5 Основні види та причини відмови деталей машин

- 1 Пластичні об'ємні і поверхневі деформації, що призводять до зміни форми та розмірів деталей. Ці деформації спостерігаються при перевантаженнях і в'язкому стані матеріалу.
- 2 Крихкі руйнування у вигляді поломок по перерізу або ушкоджень робочої поверхні. Спостерігаються при перевантаженнях і крихкому стані матеріалу.
- 3 Ушкодження втомного характеру у вигляді поломок або руйнування робочої поверхні після багатократного (циклічного) навантаження.
- 4 Недопустимі пружні деформації через недостатню жорсткість деталі.
- 5 Спрацювання третьових поверхонь через недостатню зносостійкість деталі.
- 6 Перегрів деталей і вузлів через їх недостатню теплостійкість.
- 7 Резонансні коливання деталей через недостатню вібростійкість.

2.6 Основні напрямки підвищення міцності деталей машин

- 1 *Слід уникати дії напружень згину.* Конструювати так, щоб матеріал працював на стиск або розтяг.
- 2 *Вибирати раціональну форму виробу.* Для запобігання напружень згину посудини високого тиску виконують сферичними, а не призматичними.
- 3 *Оптимізувати форму з метою ліквідації концентраторів напружень.* Так, тільки за рахунок оптимізації форми міцність колінчастого вала по опору втомі вдалося підвищити у 3 рази.
- 4 *Створювати в деталях початкові напруження зворотного знака,* зокрема механічним або термічним поверхневим зміцненням.

2.7 Основні відомості про машинобудівні матеріали

2.7.1 Способи отримання заготовок для деталей

- лиття;
- обробка тиском (кування, штампування, прокатування);
- порошкова металургія.

2.7.2 Основні машинобудівні матеріали

Для виготовлення деталей машин використовують *металеві* та *неметалеві матеріали* (рис.1.8.). До металевих матеріалів належать чорні метали та їх сплави (сталі і чавуни); сплави кольорових металів (бронзи, латуні, бабіти); легкі сплави (алюмінієві та магнієві); біметали, які складаються з двох і більше шарів; композиційні металеві матеріали. До неметалевих матеріалів належать пластмаси (текстоліт, капрон та ін.), керамічні матеріали, гума, графіт, шкіра та ін..

Антифрикційні матеріали характеризуються низьким і сталим коефіцієнтом тертя ковзання, високою зносостійкістю, гарним пропрацюванням, малим спрацюванням спряженої деталі.

Фрикційні матеріали мають високий і сталий коефіцієнт тертя ковзання, високі зносо- і теплостійкість, гарне пропрацювання, мале спрацювання спряженої деталі під час роботи насухо або із мастилом.

Для виготовлення деталей машин використовують металеві та неметалеві матеріали. До металевих матеріалів належать чорні метали та їх сплави (сталі і чавуни); сплави кольорових металів (бронзи, латуні, бабіти); легкі сплави

(алюмінієві та магнієві); біметали, які складаються з двох і більше шарів; композиційні металеві матеріали.

Композиційні металеві матеріали являють собою композиції з високоміцних волокон (бору, вуглецю, вольфраму, молібдену тощо) і основи з м'яких металів (алюмінію, міді, кобальту та ін.). Міцність таких матеріалів набагато (у 20–100 разів) перевищує міцність звичайних машинобудівних матеріалів.

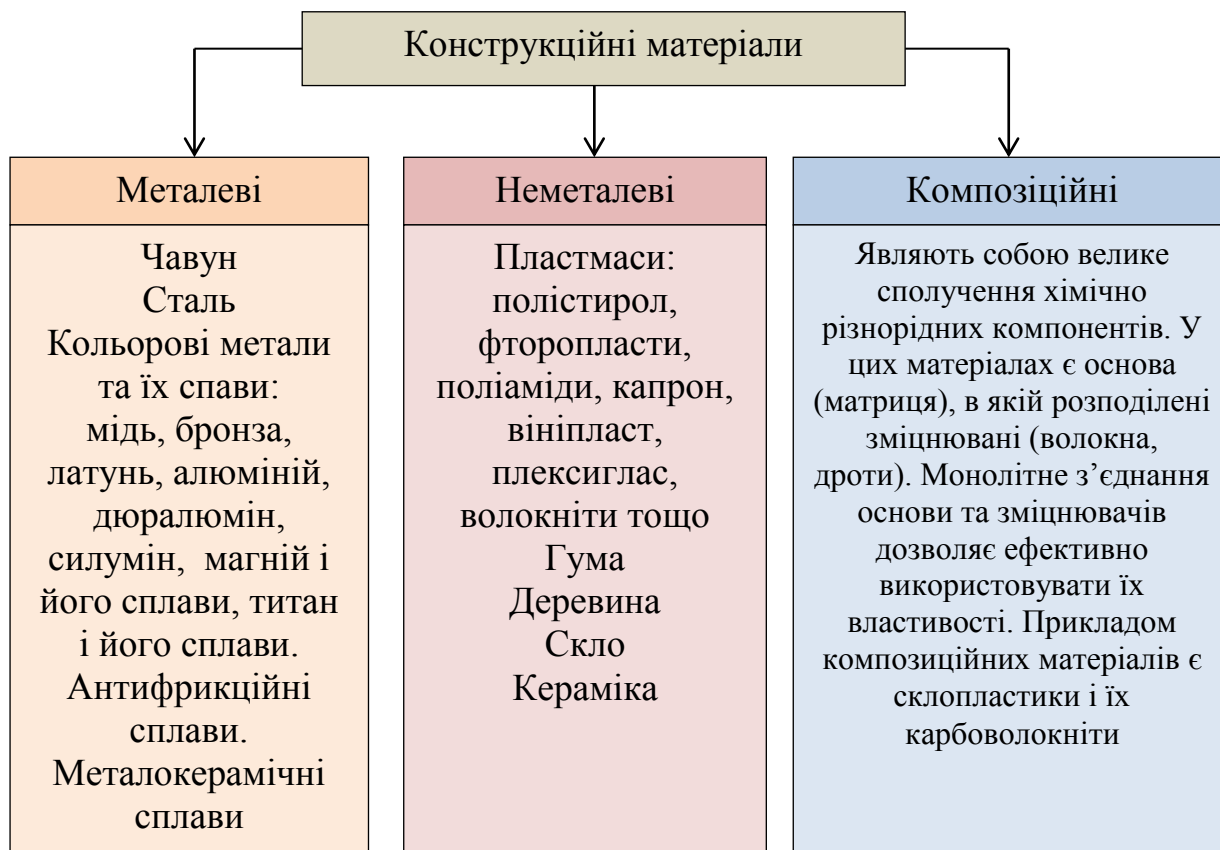


Рисунок 1.8 - Класифікація конструкційних матеріалів за походженням

2.7.3 Основні механічні характеристики матеріалів

Основні механічні характеристики машинобудівних матеріалів потрібні для виконання розрахунків робоздатності деталей машин, а деякі з них використовують для призначення технології виготовлення деталей.

Механічні характеристики матеріалів визначають лабораторними випробуваннями зразків матеріалів і наводять у відповідній довідковій літературі.

До основних механічних характеристик матеріалів належать такі:

- *границя міцності* σ_B , МПа – напруження в зразку матеріалу при найбільшому розтягальному навантаженні, якому передують руйнування зразка;
 - *границя текучості* (σ_T , МПа) – найбільше напруження, при якому зразок деформується без значного збільшення розтягального навантаження;
 - *границя витривалості* (σ_R , МПа) – найбільше напруження, при якому зразок витримує без руйнування задану кількість циклів зміни напруження, що вибирають за базу випробувань;
 - *відносне видовження* (δ , %) – відношення приросту розрахункової довжини зразка після розриву до його початкової розрахункової довжини;
 - *модуль поздовжньої пружності* (E , МПа), або зсуву G , МПа – відношення напруження до відповідної йому відносної деформації зразка в границях справедливості закону Гука;
 - *коефіцієнт Пуассона* (ν) – відношення відносної поперечної деформації зразка до відносної його поздовжньої деформації (за абсолютним значенням);
 - *твердість* (HB – за Брінеллем; HRC – за Роквеллом; HV – за Віккерсом) – умовна величина, виміряна відповідними приладами (твердомірами), яка характеризує опір заглиблюванню в поверхню матеріалу стандартного індентора (сталевий кульки, вершин алмазних конуса чи піраміди);
- густина (ρ).

Механічні характеристики та питомі показники деяких матеріалів наведені у таблиці додатку Б.

2.7.4 Вибір матеріалу для деталей машин

Вибір матеріалу – відповідальний етап, вірно вибраний матеріал визначає якість деталі та машини в цілому.

Машинобудівні матеріали повинні мати певний комплекс механічних і технологічних характеристик:

- високі та постійні міцність, жорсткість, зносостійкість;
- високі технологічні властивості (оброблюваність на верстатах, ливарні властивості, штампованість, зварюваність тощо);
- здатність до зміцнення;
- антифрикційні або фрикційні властивості;
- корозійну стійкість;
- демпферувальну здатність та інші.

Фактори, які впливають на вибір матеріалу:

- *експлуатаційні* – відповідність матеріалу головному критерію роботоздатності (міцності, зносостійкості тощо); вимоги щодо маси, габаритів виробу; призначення деталі та умови експлуатації;
- *технологічні* – відповідність технологічних властивостей матеріалу конструктивній формі та способу обробки;
- *економічні* – матеріал повинен бути вигідним з врахуванням усіх витрат, пов'язаних з вартістю матеріалу, затрат на виготовлення та експлуатацію машини.

Обґрунтований вибір матеріалу з врахування всіх факторів – складна технологічна задача, рис.1.9. Правильний вибір матеріалу можна зробити на основі зіставлення декількох варіантів. Наприклад, вали та осі, розміри яких визначаються міцністю і жорсткістю, потрібно виготовляти з матеріалу з високим модулем пружності. У вузлах, працездатність яких визначається зносостійкістю деталей, одна з них повинна мати вищу твердість робочої поверхні, а іншу потрібно виготовляти з антифрикційного матеріалу (в підшипниках і напрямних ковзання, в передачах черв'ячних, гвинт-гайка) або із фрикційного матеріалу (у фрикційних передачах, муфтах).



2.7.5 Деякі види обробки металів

З метою підвищення механічних та інших властивостей матеріалів, покращення їх робочих характеристик, до них застосовується:

- *термічна обробка* (процес, що складається з нагрівання і охолодження металу за певних температурних режимів):
 - *відпал* – нагрівання і поступове охолодження поковок і відливків (для одержання необхідних механічних властивостей),
 - *нормалізація* – зменшуються внутрішні напруги (для вуглецевої сталі з метою підготовки структури матеріалу перед механічною обробкою),
 - *загартування* – нагрівання та охолодження за певного режим (підвищена міцністю і твердістю),
 - *поверхнєве загартування* – нагрівання поверхневого шару до температури загартування, а потім швидке охолодження – призводить до підвищення твердості поверхні, границі витривалості та опору зношуванню при збереженні в'язкої серцевини (шийки колінчастих валів, розподільні вали, різні втулки, деталі зубчастих з'єднань, зубці великих зубчастих коліс);
 - *об'ємне загартування* – призводить до підвищення твердості по всьому об'єму (недоліки: короблення, зниження згинальної міцності, обмеження розмірів)
- *хіміко-термічна обробка*:
 - *цементація* – поверхневий шар на глибину 1...2 мм насичують вуглецем, потім піддають загартуванню і низькому відпусканню, призводить до збільшення границі витривалості, твердості поверхні (зубчасті колеса, черв'яки, деталі великих підшипників кочення та ін. з низьковуглецевої сталі);
 - *азотування* – поверхневий шар глибиною 0,3...0,6 мм насичується азотом після остаточної механічної обробки та загартування з високим відпусканням, призводить до стійкості проти зношування і корозії (зубці зубчастих коліс, циліндри роторів та ін. з легованих сталей);
 - *ціанування* – поверхня насичується одночасно вуглецем і азотом, після високотемпературного ціанування (800...950⁰С) деталі піддають загартуванню з низьким відпусканням, низькотемпературне ціанування (540...560⁰С), застосовують після термообробки, призводить до підвищення твердості, міцності проти втоми, стійкості проти зношування та корозії;

- *дифузна металізація* – насичення поверхні хромом, титаном, бором та ін., підвищуються твердість, стійкість проти зношування, термостійкість, корозійна стійкість.
- *механічне зміцнення активних поверхонь* – створення на поверхні напружень стиску для підвищення твердості поверхні, втомної міцності:
- *дробострумина обробка* – пластичні деформації поверхневого шару деталі на глибину 0,15...0,30 мм за допомогою сталевого або чавунного дроби, який із силою ударяє по поверхні,
- *накатуванням роликками або шариками* – обкатка роликками під тиском (вісі транспортного рухомого складу, колінчасті вали).

З метою підвищення міцності зі збереженням пластичності застосовують термомеханічну обробку: перед загартуванням проводять пластичну деформацію, внаслідок чого отримують дрібнозернисту структуру, зростає міцність.