

*Література:*

1. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 240 с.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т.Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – М. : 1975.
4. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989.
5. Заблонський К. І. Деталі машин / К. І. Заблонський. – АстроПринт, 1999.
6. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1985.

УДК 620.178.3

**ЦИКЛИ НАВАНТАЖЕННЯ І РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ  
ПО ДОПУСТИМИМ НАПРУЖЕННЯМ**

Череповська А.С., студентка гр. Ен 2/1

Миколаївський національний аграрний університет  
Науковий керівник к.т.н., доц. Іванов Г.О.

***Анотація***

Приведений аналіз циклів, по яким працюють деталі машин під навантаженням. Визначено, яку характеристику матеріала приймають га граничну і в яких межах знаходиться коефіцієнт зменшення граничного напруження. Наведено формули для визначення допустимих напружень і коефіцієнтів запасів міцності (за нормальними, дотичними напруженнями і загальний).

***Annotation***

The analysis of the cycles, which are parts of machines under load. Determined which characteristic of the material accept ha limit and to what extent is the reduction factor for ultimate stress. The formulas for determining allowable stresses and factors of safety (normal, tangential stresses and General).

Після того, як конструкція машини і механізму обрана, матеріал призначений, встає питання о розрахунку деталей на міцність.

Найбільш розповсюдженим в даний час методом оцінки міцності деталей машин є порівняння діючих максимальних напружень в деталях з безпечними, тобто допустимими  $[\sigma]$ ,  $[\tau]$  і умова міцності запишеться у такому вигляді:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \tau \leq [\tau].$$

Розглянемо цикли роботи деталей машин.

В деталях машин під навантаженням виникають змінні за часом і постійні напруження.

Постійний цикл. Постійні напруження можна надати графіком (рис. 1).

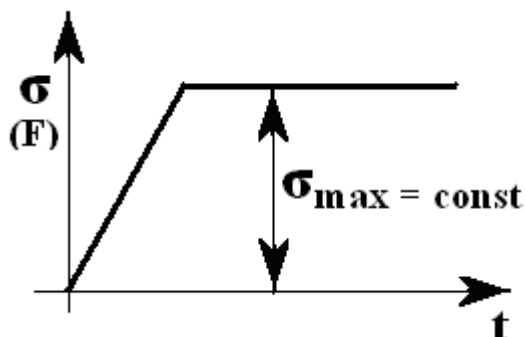


Рис. 1. Графік постійного циклу

По постійному циклу розраховуються інженерні конструкції (будинки, споруди і т.п.) і деталі машин, у яких число змін напружень не більше ніж  $10^3$  циклів за весь строк служби (болти, вали турбін і т.п.).

Симетричний цикл. Навантаження або напруження змінюються від  $\sigma_{\max}$  до  $\sigma_{\min}$  причому  $|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}|$  (рис. 2).

Середнє напруження циклу:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = 0.$$

Амплітуда циклу:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}.$$

Крім того, цикли характеризуються коефіцієнтом асиметрії:

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}.$$

Для симетричного циклу:  $r = |\sigma_{\min}| / |\sigma_{\max}| = -1$ .

За таким циклом працюють вали і осі від нормальних напружень, реверсивні зубчасті передачі.

Пульсуючий цикл. Напруження або навантаження змінюється від нуля до  $F_{\max}$  (рис. 3).

Середнє напруження циклу:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}/2.$$

Амплітуда циклу:

$$\sigma_0 = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}/2.$$

Коефіцієнт асиметрії циклу:

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0 / \sigma_{\max} = 0.$$

По пульсуючому циклу працюють нереверсивні зубчасті передачі, крюки вантажо-підйомних машин і всі деталі поліспастів.

Асиметричний цикл. Напруження змінюється від  $+\sigma_{\max}$  до  $-\sigma_{\max}$  причому за абсолютною величиною вони не рівні (рис. 4).

Тут коефіцієнт асиметрії дорівнює величині, що відрізняється від нуля і  $\pm 1$ .

За асиметричним циклом роботають більшість деталей машин, наприклад, пальці поршнів ДВЗ і компресорів і т.п.

Допустимими напруженнями є:

$$[\sigma] = \sigma_{\text{гран}}/K; [\tau] = \tau_{\text{гран}}/K,$$

де:  $K$  – коефіцієнт зменшення граничного напруження.

Тут необхідно дати відповідь на запитання, що брати за  $\sigma_{\text{гран}}$  і  $\tau_{\text{гран}}$  і в яких межах призначати коефіцієнт  $K$  залежно від тих чи інших умов.

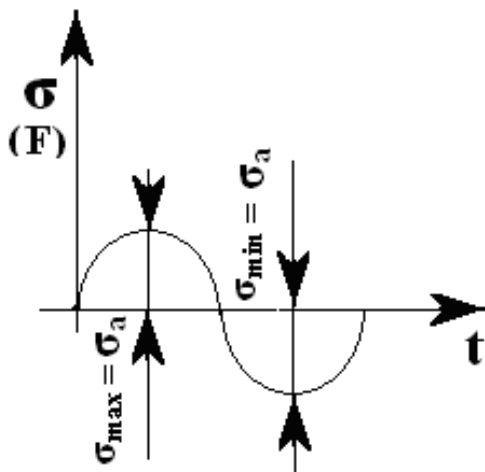


Рис. 2. Графік симетричного циклу

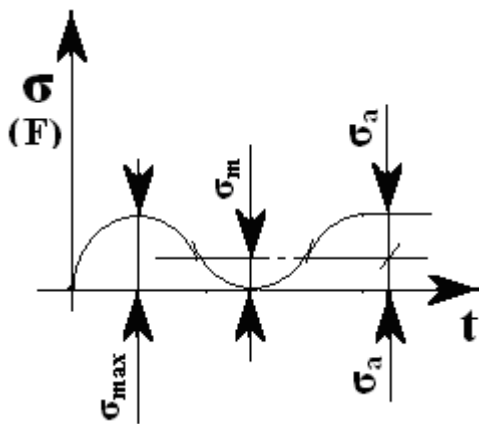


Рис. 3. Графік пульсуючого циклу

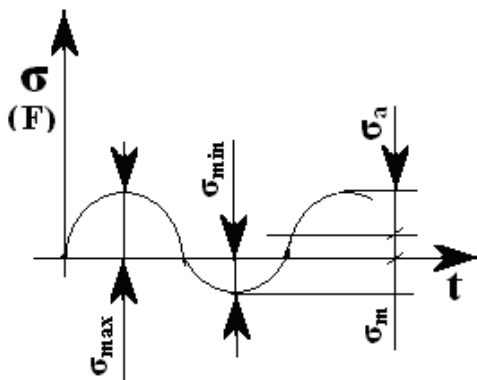


Рис. 4. Графік асиметричного циклу

При роботі деталей, що мають постійне навантаження, руйнування настає при досягненні границі текучості  $\sigma_T$  (для пластичних матеріалів) або границі міцності  $\sigma_B$  (для хрупких матеріалів). Тобто, у першому випадку ми будемо брати за  $\sigma_{\text{гран}}$  границю текучості, то у другому - границю міцності.

Коли деталі працюють по якимось змінним циклам, то руйнування настає після того, як деталь зробила велике число циклів. Характер руйнування зв'язаний з утворенням і розвитком тріщин.

О такому руйнуванні говорять, що настає границя втоми. В такому випадку за граничне напруження слід брати границю втоми.

Що таке втома і границя втоми?

Втома є видом руйнування матеріалу, яке відбувається протягом довготривалого часу під дією циклічно змінних навантажень пари рівні напружень, які не приводять до руйнування при статичному навантаженні. Загальний механізм руйнування від втоми ще повністю не встановлений, хоча відомо, що при циклічній дії напружень в металі діються необоротні фізичні процеси, що приводять вже з перших циклів навантаження до послаблення зв'язків кристалічної решітки. Це підтверджується зниженням модуля пружності  $E$  на різних стадіях деформації.

Руйнування від дії циклічно навантажень, що змінюються, (втоми) було відмічено на початку 19 століття.

Явищем руйнування металів від циклічних навантажень розпочинають займатися з середини 19 століття. Так, французький інженер А.Велер з 1852 року протягом 17 років займався явищем втоми. Він займався дослідженням роботи вагонних осей в лабораторних умовах у зв'язку з їх частими виходами із

ладу на Баварській залізниці.

В результаті систематичних досліджень А. Велер отримав залежність напруження згину при симетричному навантаженні вагонних осей від числа циклів  $N$ , причому, зменшую напруження, він встановив, що осі витримували  $6 \cdot 10^6$  циклів і подальше збільшення їх числа не визивало руйнування деталі.

Напруження, при якому деталь витримує, не руйнуючись, приблизно  $10^7$  циклів, називається подовженою межею втоми (рис. 5) або просто границею втоми.

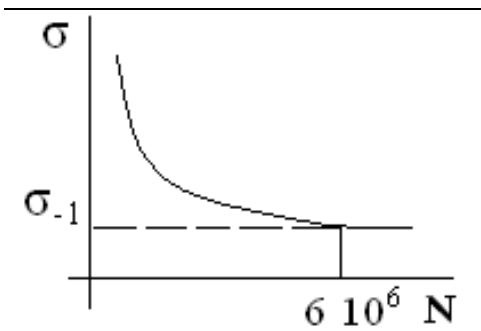


Рис. 5. До поняття границі втоми

Межу втоми прийнято позначати  $\sigma_{-1}$ , так як Велер досліджував руйнування при симетричному циклі. Втоме руйнування зв'язане з утворенням тріщин і розрихлення кристалічної решітки.

Таким чином, повертайсь до граничних напружень, в якості граничного напруження симетричного циклу приймаємо границю втоми  $\sigma_{-1}$ .

Для пульсуючого циклу границя втоми позначається  $\sigma_0$ . Тут 0 вказує, що коефіцієнт асиметрії цього циклу  $r = 0$  і границя втоми визначається за експериментально

встановленої залежності:  $\sigma_0 = (1,4 - 1,7) \sigma_{-1}$ .

Границя втомиасиметричного циклу  $\sigma_r$  визначається для конкретного матеріалу і встановлюється із будови діаграми граничних напружень Сміта.

Тепер, коли ми встановили, що брати (яку механічну характеристику матеріалу) за  $\sigma_{\text{гран}}$ , подивимося, як визначити величину коефіцієнта зменшення граничного напруження  $K$ , що включає в собі цей коефіцієнт.

Коефіцієнт  $K$  враховує конкретні умови роботи деталі і включає в себе ряд факторів, що впливають на величину допустимого напруження, а саме:

1.Фактор, що враховує стан поверхні деталі – коефіцієнт  $\beta$ :

для полірованих деталей  $\beta = 1,0$ ; для деталі, грубо обробленої різцем  $\beta = 0,95$ ; для цементованої поверхні або обкатаної роликми  $\beta = 1,2 - 1,3$ .

2.Фактор, що враховує розміри деталі – масштабний фактор  $\epsilon_\sigma$  і  $\epsilon_r$ .

Досвідом встановлено, що зі збільшенням абсолютних розмірів деталі межа втоми знижається. Ця обставина була встановлена ще у 1920 році. Однак, на сьогоднішній час повністю причина збільшення напружень при збільшенні розмірів деталі ще не з'ясована.

3.Фактор точності розрахунку  $s_1$ , тобто наскільки точно визначені діючі сили, і наскільки вірні розрахункові залежності.

Значення коефіцієнта  $s_1$  коливається в межах від 1,0 до 1,5.

4.Фактор, що враховує якість матеріалу і, в частості, його пластичність  $s_2$ :  $s_2 = 1,4$  при  $\sigma_r/\sigma_B = 0,5$ ;  $s_2 = 1,8$  при  $\sigma_r/\sigma_B = 0,9$ .

5.Фактор, що враховує форму деталі – ефективний коефіцієнт концентрації місцевих напружень  $K_\sigma$  і  $K_r$ .

У місцях різкого змінення перерізу (форми деталі) розподілення напружень по перерізу приймає своєобразний характер, причому з'являються нові додаткові напруження. Внаслідок чого звичайні розрахункові формули становляться невірними.

Для розрахунку  $K_\sigma$  і  $K_r$ . використовують емпіричні залежності.

Найвища концентрація місцевих напружень спостерігається в болтових з'єднаннях.

Наприклад, для болта з  $\sigma_a = 1000$  МПа  $K_\sigma = 6,2$ ;

при  $\sigma_a = 800$  МПа  $K_\sigma = 4,8$ ; при  $\sigma_a = 400$  МПа  $K_\sigma = 3,0$ .

Машинобудівники накопичили відомий досвід боротьби з концентрацією місцевих напружень. Так, подовження перехідної кривої зменшує  $K_\sigma$  і  $K_r$ . Галтель потрібно очерчувати не

дугою кола, а по еліпсу. Поверхневий шар слід зміцнювати, робити розвантажувальні надрізи і т.п.

6. Відповідальність деталі враховується коефіцієнтом безпеки, котрий призначається в межах  $s_3 = 1,0 - 1,5$ .

Тепер ми можемо скласти розрахункові формули.

Постійне навантаження:

$$[\sigma] = \sigma_T / (s \cdot K_\sigma); \quad [\tau] = \sigma_B / (s \cdot K_\sigma),$$

де:  $s = s_1 s_2 s_3$ .

Симетричне навантаження:

$$[\sigma_{-1}] = \sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta / (s \cdot K_\sigma); \quad [\tau_{-1}] = \tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta / (s \cdot K_\tau).$$

Пульсуюче навантаження:

$$[\sigma_0] = \sigma_0 \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta / (s \cdot K_\sigma); \quad [\tau_0] = \tau_0 \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta / (s \cdot K_\tau).$$

Асиметричне навантаження:

$$[\sigma_r] = \sigma_r \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta / (s \cdot K_\sigma); \quad [\tau_r] = \tau_r \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta / (s \cdot K_\tau).$$

Коефіцієнт запасу міцності. При розрахунку деталей машин на міцність дуже важливо знати запас міцності во всіх характерних перерізах вала, осі, тяги і т.п.

Під коефіцієнтом запасу міцності розуміють відношення граничних напружень до амплітуди циклу:

$$S_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_a = \sigma_0 / \sigma_a = \sigma_r / \sigma_a; \quad S_\tau = \tau_{-1} / \tau_a = \tau_0 / \tau_a = \tau_r / \tau_a.$$

При складному напруженні для пластичних матеріалів краще всього підходить гіпотеза найбільших дотичних напружень, тоді:

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2}.$$

Для згину і кручення:

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + [(\sigma_m^2 \cdot \tau_a^2) / \tau_a^2]}.$$

Після перетворень маємо:

$$S = S_\sigma \cdot S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}.$$

Для асиметричного циклу:

$$S_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_a \cdot K_{\sigma d} + \sigma_m \cdot \psi_\sigma).$$

При дії дотичних напружень відповідне рівняння має вигляд:

$$S_\tau = \tau_{-1} / (\tau_a \cdot K_{\tau d} + \tau_m \cdot \psi_\tau).$$

Кожний із запасів міцності співставляється з відповідними мінімально допустимими значеннями, що визначаються на основі практики розрахунків і спостережень за машинами при експлуатації.

Величини необхідних запасів міцності приймаються:

– при підвищеній точності розрахунку, при достатньої однорідності матеріалу і якості технологічних процесів  $s = 1,3 - 1,7$ ;

– для звичайної точності розрахунку і помірної однорідності матеріалу  $s = 1,7 - 2,0$ ;

– при зниженій точності розрахунку і помірної однорідності матеріалу, особливо для литих деталей і значних розмірах  $s = 2,0 - 3,0$ .

Значення коефіцієнтів чутності матеріалу  $\phi_\sigma$  і  $\phi_\tau$  визначають за встановленою залежністю  $\phi_\sigma = 0,06 - 0,12$ .

При відсутності точних значень коефіцієнт рекомендується приймати  $\phi_{\sigma} = \phi_{\tau}$ .

*Література:*

1. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 240 с.
2. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В.Т.Павлище. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – М. : 1975.
4. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989.
5. Заблонський К. І. Деталі машин / К. І. Заблонський. – АстроПринт, 1999.
6. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1985.

**УДК 62-233.3**

**ТОЧНІСТЬ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС  
ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ЯКІСТЬ ПЕРЕДАЧІ**

Кобиляцький М.В., студент гр. Ен 2/1

Миколаївський національний аграрний університет  
Науковий керівник к.т.н., доц. Иванов Г.О.

***Анотація***

Розглянути основні помилки виготовлення зубчастих коліс. Проведений аналіз видів руйнування зубів. Доведено, що розрахунки по контактних напруженнях, що застерігають викришування зубів, отримали застосування в практиці конструювання.

***Annotation***

To consider the basic errors of manufacturing of gear wheels. Prevedeni analysis of the types of tooth decay. It is proved that the calculations for contact pressure, a warning chipping of the teeth received the application in practice of design.

Основними помилками виготовлення зубчастих коліс є: помилка кроку і форми профілю зубів, помилка у напрямі зубів щодо утворюючої ділильного циліндра.

Помилка кроку і профілю порушує кінематичну точність і плавність роботи передачі. В передачі зберігається постійним тільки середнє значення передаточного відношення і. Миттєві значення і в процесі обертання змінюються.