

## ВАЛИ ТА ОСІ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Руденко А.Ю., студент гр. Ен 2/1

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

### *Анотація*

Наведені основні призначення валів то осей, аналіз машинобудівних матеріалів, що застосовуються для їх виготовлення. Наведено послідовності їх проектного і перевірного розрахунків. Приведені формули для визначають запасів втомної міцності по згину і крученню.

### *Annotation*

The main purpose of the shafts the axes, analysis of engineering materials used to manufacture them. Given the consistency of design and checking calculations. The formulas for determining reserves of the fatigue strength in bending and torsion.

Загальні відомості та класифікація. На вали та осі становлюються деталі, що обертаються: зубчасті колеса, шків, зірочки та ін. Вал призначений для передачі крутного моменту, що сприймається або передається, встановленими на валу деталями. При роботі машини вал випробовує згин і кручення, а в деяких випадках додатково розтяг або стиск. Вісь відрізняється від вала тим, що не передає крутного моменту.

Вали та осі підрозділяються на прямі, колінчасті та гнучкі. В даному курсі вивчаються тільки прямі вали та осі. Конструктивно прямі вали виконуються гладкими і ступінчастими. Частіше виконання валів буває ступінчастим, тобто діаметри ділянок вала до середини вала збільшуються. Приклад ступінчастого вала показаний на рис. 1.

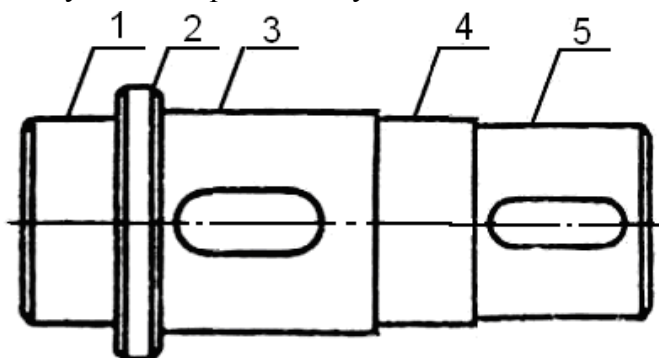


Рис. 1. Ескіз вала

Циліндричні поверхні ступенів мають різне призначення. Так, наприклад, у вала (рис. 1) поверхні 1 і 4 є опорними або цапфами, і служать для установки на них підшипників. Цапфа 4, розташована в середній частині вала, називається шийкою, а цапфа 1, що знаходиться в кінці вала, називається шипом. П'ятою називають торцеву поверхню цапфи, через яку на опору, звану під'ятником

передається осьове навантаження. На валу також виконані ступені 3 і 4, на яких встановлюються деталі. Ці поверхні іноді називають несучими поверхнями. Поверхня 2 – проміжна, служить для упору ступиці.

Як видно з рисунка, форма ступінчастого вала наближається до форми двоопорної балки рівного опору згину. Ступінчастість вала забезпечує зручність збірки механізму і приблизну рівність напружень по довжині вала.

З метою зменшення маси вали іноді виконують порожнистими. Наявність внутрішньої порожнини практично не впливають на міцність вала. Наприклад, якщо по осі вала виконаний отвір діаметром удвічі меншим зовнішнього діаметра вала, то його маса зменшується на 25%, а напруження згину і кручення за інших незмінних умов зростуть всього на 6%.

Матеріали валів. У разі застосування підшипників кочення вали та осі виготовляються переважно з вуглецевих і низьколегованих сталей марок 45, 40Х, 40 ХМ. Якщо вали та осі встановлені на підшипниках ковзання, то вони виготовляються з низьковуглецевих сталей 20, 20Х, 15ХНЗА. Цапфи таких валів і осей для підвищення зносостійкості піддають поверхневому зміцненню (цементації та гартуванню), шліфуванню і поліровці.

До типових видів руйнування валів відноситься втомний злам, що є слідством дії напружень, що циклічно змінюються, від згину і кручення. Напруження від розтягу або стиску звичайно бувають невеликими. Відповідно до цього основного виду розрахунку валів є розрахунок на втомленість.

Як відомо, втомна міцність визначається діючими навантаженнями, розмірами деталі, наявністю і видом концентраторів напружень, якістю обробки поверхні та ін. Вплив цих чинників важко врахувати на першій стадії проектування, тому розрахунок на втомну міцність виконують як перевірочний після розробки конструкції машини. Для попереднього визначення діаметра вала проводять проектувальний розрахунок, що носить умовний характер.

Критерії працездатності валів та осей. Основними критеріями працездатності валів та осей є міцність і жорсткість. Вали та осі, що обертаються при роботі, випробовують тим, що циклічно змінюються напруження. Міцність оцінюють коефіцієнтом запасу міцності при розрахунку валів та осей на опір втоми, а жорсткість – прогинанням, кутами повороту або закручення перетинів в місцях установки деталей. Практикою встановлено, що руйнування валів та осей швидкохідних машин в більшості випадків носить втомний характер, тому основним є розрахунок на опір втомленості.

Основними розрахунковими силовими чинниками є моменти: крутні  $T$  і згинаючі  $M$ . Вплив сил, що розтягують і стискають, на міцність не велике та їх в більшості випадків не враховують.

Проектний розрахунок валів. При проведенні проектувального розрахунку враховують дію тільки крутного моменту  $T$ , оскільки величина згинаючого моменту  $M$  визначається розмірами вала і може бути найдена тільки після розробки конструкції машини в цілому. Дія згинаючого моменту, яка може бути більш істотною в порівнянні з крутним, вплив концентраторів напружень та інших чинників, що зменшують міцність, при проектувальному розрахунку, приблизно враховують значним зниженням допустимих дотичних напружень  $[\tau]$ . В результаті розрахунку звичайно визначають діаметр кінцевої ділянки вала.

Для проміжних валів визначають діаметр під деталлю, встановлюваною на валу. Решта діаметрів валів визначається при конструюванні.

Виходячи з умови  $\tau < [\tau]$  і рахуючи момент опору площі поперечного вала рівним

$$W = \pi d^3 / 16 \approx 0,2 \cdot d^3, \text{ одержують формулу:}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (1)$$

де:  $[\tau]$  – допустимі дотичні напруження, які звичайно приймають для валів редукторів в межах (15...20) МПа.

Існує стандарт, що встановлює значення діаметрів вихідних ділянок валів редукторів залежно від величини крутного моменту, що передається і міцнісних характеристик матеріалу вала, визначуваних через твердість (ГОСТ 24266-80). Цей же стандарт визначає конструкцію кінцевих ділянок валів і усі їхні розміри. Сам проектувальний розрахунок вхідного і вихідного валів фактично зводиться до знаходження розмірів кінцевих ділянок всіх валів по стандарту. Завдяки застосуванню вказаного стандарту скорочується число типорозмірів муфт, що використовуються для з'єднання валів.

Перевірочний розрахунок валів. Вали перевіряються на міцність, жорсткість, а у ряді випадків на коливання (критичну частоту обертання). Задачею перевірконого розрахунку на міцність є визначення запасу втомної міцності в перетині вала, де цей запас мінімальний, і в порівнянні отриманого запасу допустимої міцності, тобто критерієм міцності вала є виконання умови  $S \geq S_{\min}$ .

В процесі перевірконого розрахунку приймаються наступні допущення:

- діючі на вал розподілені навантаження замінують зосередженими силами;
- навантаження, що передаються на вал з боку надітих на нього деталей, приймають прикладеними в середині ширини ступиці;
- вальниці розглядають як шарнірні опори, одна з яких вважається нерухомою;
- сам вал вважають шарнірно опорним круглим брусом, що працює на згин і кручення;
- впливом сили тяжкості валів і надітих на нього деталей, як правило, нехтують.

Як приклад на рис. 2, а, б приведена схема навантаження вала одноступінчастого редуктора.

В середині кінцевих ділянок вхідного і вихідного валів прикладаються так звані консольні навантаження, що виникають від неточностей монтажу, неминучих при з'єднанні валів.

Величини консольних навантажень визначаються за емпіричною формулою

$$F_M = (120 - 280)\sqrt{T}, \quad (2)$$

де:  $F_k$  – консольне навантаження, Н;  $T$  – момент на валу, Нм.

В загальному випадку вали навантажені просторовою системою сил, тому епюри згинаючих моментів, необхідні для проведення розрахунку, будують в двох взаємно перпендикулярних площинах, що проходять через вісь симетрії вала.

Побудову епюр проводять на основі схеми навантаження прийомами, висловлюваними в курсі опору матеріалів.

Заздалегідь в кожній з площин визначають складові реакції опор. Для визначення цих складових використовуються два рівняння моментів щодо опор, а рівняння в проекціях на ось, перпендикулярно осі вала, застосовують для контролю правильності проведених обчислень.

Зразковий вид епюр згинаючих моментів  $M_z$  і  $M_y$ , діючих на вал в площинах хоу і хозвідповідно, показані на рис. 2, в, г. Там же показана епюра результуючого згинаючого

моменту  $M_{\Sigma}$ , що є геометричною сумою моментів  $M_x$  і  $M_y$ . Величина цього моменту обчислюється за формулою:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (3)$$

При прийнятих допущеннях епюри  $M_x$  і  $M_z$  лінійні, але епюра  $M_{\Sigma}$  в загальному випадку нелінійна і є просторовою; проте цією обставиною можна нехтувати, вважати її шматково-лінійною і будувати епюру  $M_{\Sigma}$  по точках, в яких епюри  $M_x$  і  $M_z$  мають злами.

Під епюрою  $M_{\Sigma}$  показана епюра крутного моменту і схематичне креслення вала. Зіставляючи епюри з кресленням вала, можна намітити розрахункові перетини, які ймовірно можуть бути небезпечними перетинами вала. В одному з цих перетинів запас втомної міцності буде якнайменшим. Цей перетин називається небезпечним.

При виборі розрахункових перетинів керуються значеннями крутних і згинальних моментів, розмірами і формою поперечного перетину вала, наявністю концентраторів напружень (канавок, виточок, шпонкових пазів, посадок та ін.), якістю (чистотою) обробки поверхні. Однозначно визначити небезпечний перетин без проведення розрахунків в декількох перетинах, як правило, не представляється можливим.

В даному прикладі як розрахункові доцільно розглянути перетини I-I і II-II. В перетині I-I діє максимальний згинаючий момент ( $M_{\Sigma}^{\max}$ ), є концентратори напружень у вигляді шпонкового паза, посадки з натягом; в перетині II-II діє також значний згинаючий момент і концентратори напружень у вигляді переходів від одного діаметра до іншого, а також посадка з натягом.

В кожному з розрахункових перетинів обчислюють напруження згину  $\sigma_{zg}$ , стиску або розтягу  $\sigma$  і кручення  $\tau$ :

$$\sigma_{zg} = M_{\Sigma}/W_{zg}; \quad \sigma = F_a/A; \quad \tau = T/W_{kr}. \quad (4)$$

Для поперечного перетину у формі кола діаметром  $d$  існує наступна залежність

$$W_{zg} = 0,1d^3; \quad W_{kr} = 2 W_{zg}; \quad A = \pi d^2/4. \quad (5)$$

Знайдені напруження є початковими для визначення амплітудних  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  і середніх  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  напружень циклів навантаження вала від згину і кручення.

Звичайно вал обертається щодо нерухомих векторів зовнішнього навантаження.

При цьому напруження згину міняються по симетричному циклу, тобто  $\sigma_a = \sigma_{zg}$ ,  $\sigma_m = 0$ .

Напруження стиску або розтягу будуть малі, тобто  $\sigma = 0$ . Напруження від кручення змінюються тільки при зміні величини крутного моменту на перехідних режимах, при зупинках і пусках і зміні напрямку обертання вала (реверсі). Проте, в практиці розрахунків звичайно приймають, що при нереверсивному навантаженні дотичні напруження змінюються по пульсуючому (віднулевому) циклу, тобто

$$\tau_a = \tau/2; \quad i\tau_a = \tau_m/2. \quad (6)$$

А при реверсивному навантаженні – по симетричному циклу, тобто

$$\tau_a = \tau; \quad i\tau_a = \tau_m = 0. \quad (7)$$

Більш детально порядок перевіркового розрахунку вала висловлюється в посібниках, тут лише вкажемо загальний підхід до розрахунку.

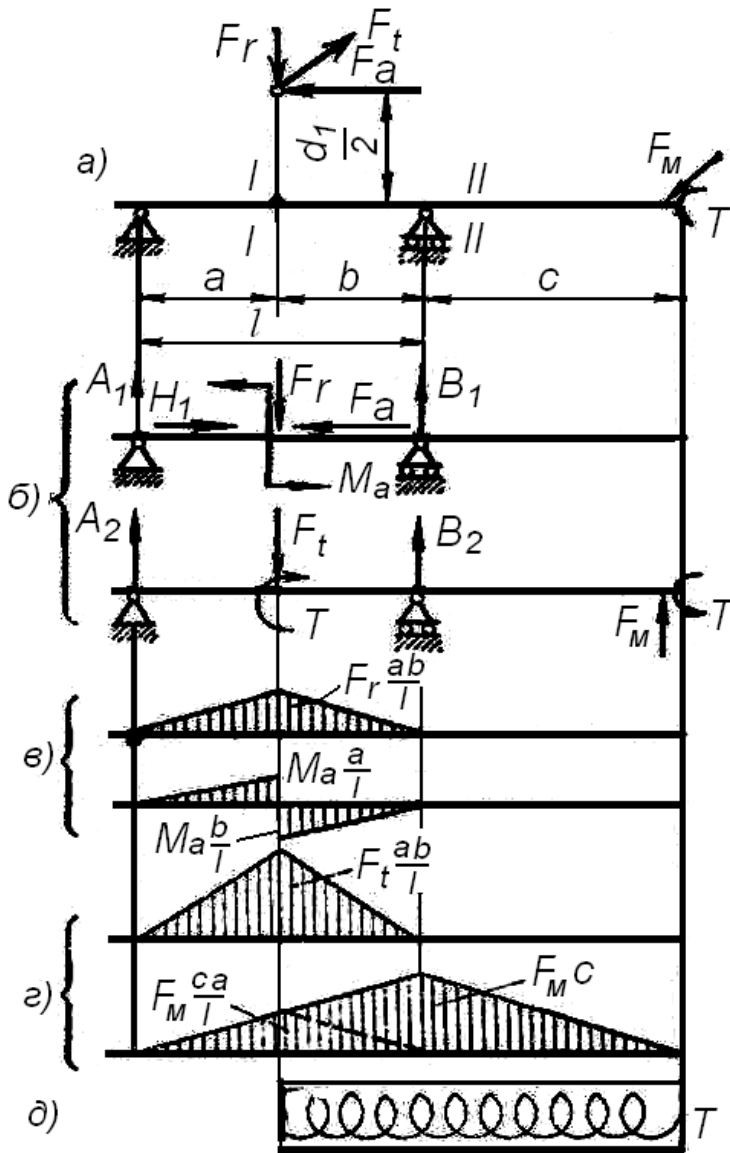


Рис. 2. Розрахункова схема і епюри моментів

Знаючи марку матеріалу і вид термообробки вала, визначають характеристики втомної міцності матеріалу вала, тобто межі втомної міцності  $\sigma_{-1}$  і  $\tau_{-1}$  і значення коефіцієнтів  $\psi_\sigma$  і  $\psi_\tau$ , що враховують дію середніх напружень циклу.

При орієнтовних розрахунках і відсутності даних можна приймати для сталей:

$$\sigma_{-1} = (0,4 - 0,46)\sigma_B; \tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}. \quad (8)$$

Для середньовуглецевих сталей можна приймати  $\psi_\sigma = 0,1$ ,  $\psi_\tau = 0,05$ ; для легованих сталей –  $\psi_\sigma = 0,30$ ,  $\psi_\tau = 0,10$ .

Після конструювання вала, тобто визначення його форми, розмірів, якості обробки та ін., використовуючи довідкові таблиці, визначають значення коефіцієнтів, що враховують вплив на міцність вала концентраторів напружень, розмірів вала та обробки поверхні.

Маючи ці дані, обчислюють значення коефіцієнтів  $K_{\sigma д}$  і  $K_{\tau д}$ , які враховують комбіновану дію різних чинників на зниження меж витривалості. Потім в кожному з вибраних перетинів визначають

запаси втомної міцності по згину  $s_\sigma$  і крученню  $s_\tau$  за формулами

$$S_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_a \cdot K_{\sigma д} + \sigma_m \cdot \psi_\sigma); \quad (9)$$

$$S_\tau = \tau_{-1} / (\tau_a \cdot K_{\tau д} + \tau_m \cdot \psi_\tau). \quad (10)$$

Потім визначають загальний запас втомної міцності  $s$  за формулою:

$$S = S_\sigma \cdot S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}. \quad (11)$$

В небезпечному перетині повинна виконуватися умова:

$$S \geq S_{\min}. \quad (12)$$

Оптимально проєктований вал повинен мати запас втомної міцності дещо більший 1,5. Якщо він істотно перевищує вказаний, то це свідчить про те, що конструкція валу перевантажена і з метою зниження металоємності машини її слід переробити. Проте, часто це неможливо, оскільки розміри вала визначаються його жорсткістю або вантажопідйомністю і розмірами встановлюваних на вал підшипників.

*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: