

## 12 ВАЛИ Й ОСІ

### 12.1 Загальні відомості

Валом називають деталь (як правило, гладкої або ступінчастої циліндричної форми), призначену для підтримки встановлених на ній шківів, зубчастих коліс і для передачі обертаючого моменту. Вал сприймає радіальні й осьові сили (нормальні напруження) і передає до деталі обертаючий момент (дотичні напруження). Вали завжди обертаються, тобто напруження: згину – знакозмінні, напруження розтягання (стискання) – постійні, кручення – залежать від характеру моменту. Деякі вали не підтримують обертові деталі й працюють тільки на кручення. Вал (рис. 12.1) має дві або більше число опор, названих підшипниками. Частину валу, охоплену опорою, називають цапфою. Кінцеві цапфи йменують шипами, а проміжні – шийками.

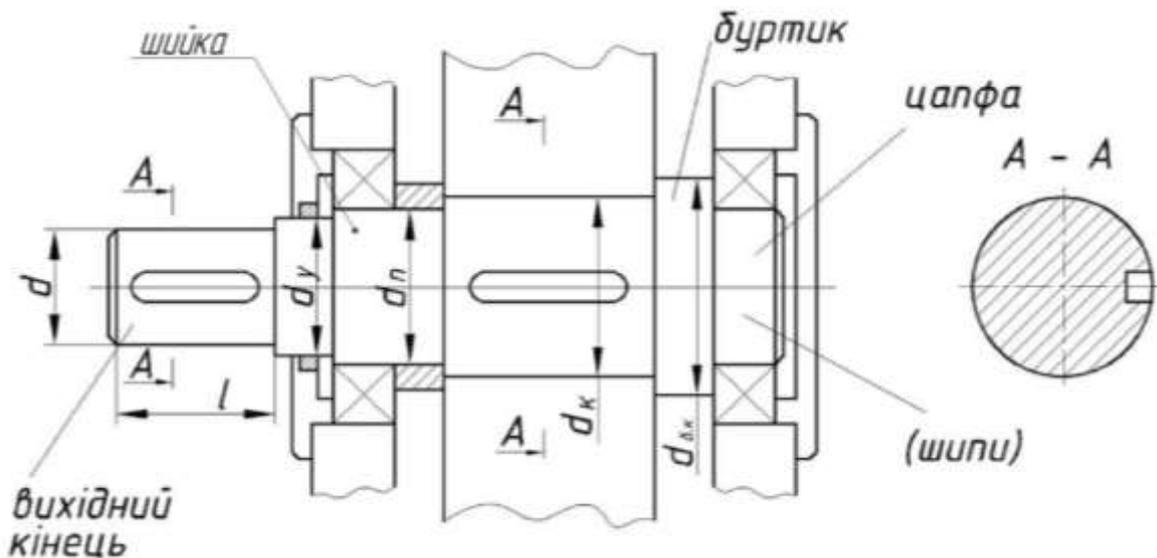


Рисунок 12.1 – Конструкція валу

Віссю називають деталь, призначену тільки для підтримки встановлених на ній деталей. Вісь сприймає й передає тільки радіальні й осьові сили, тобто сприймає тільки нормальні напруження (обертові – знакозмінні напруження згину; осі, що не обертаються – постійні в часі напруження згину).

#### 12.1.1 Класифікація валів і осей

**За призначенням** вали ділять на вали передач (на них установлюють деталі передач) і корінні вали (на них установлюють додатково ще й робочі органи машини).

Вали передач бувають:

- машинні;
- трансмісійні;
- торсійні.

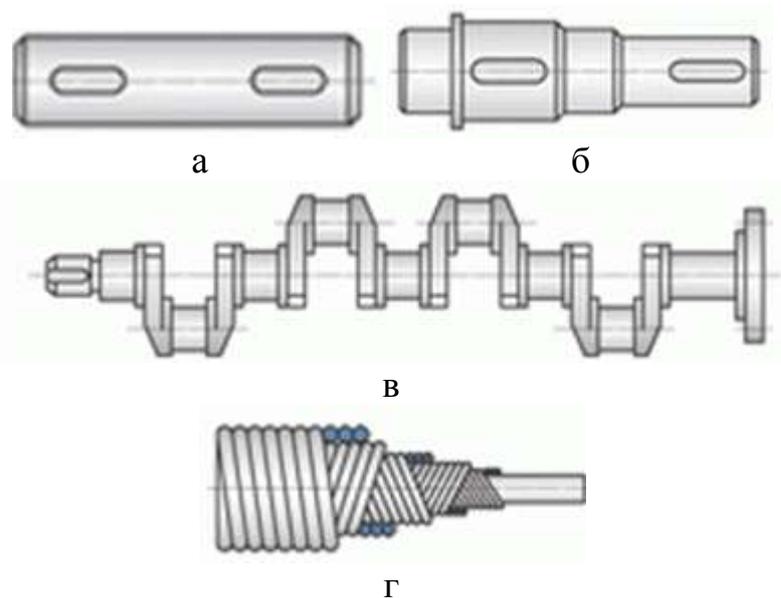
**За геометричною формою** вали ділять:

1 Прямолінійні

- гладкі з постійним діаметром (рис. 12.2,а);
- ступінчасті (рис. 12.2,б);
- з нарізаними на них зубчастими вінцями (вал-шестерня, вал-черв'як).

2 Колінчасті (рис. 12.2,в).

3 Гнучкі (рис. 12.2,г).



*а – прямолінійний гладкий; б – прямолінійний ступінчастий;  
в – колінчастий; г – гнучкий*

*Рисунок 12.2 – Види валів за геометричною формою*

## 12.2 Основні конструктивні елементи валів

Конструкція валу (форма в осьовому перерізі) визначається характером зміни навантаження по довжині, тобто розмірами деталей, які розташовуються на валу, технологією виготовлення і збірки.

У більшості випадків вали виконують ступінчастими. Ця форма зручна у виготовленні і збірці. Уступи валів можуть сприймати великі осьові

сили. Бажано, щоб кожна нероз'ємна деталь (маточина колеса, втулка, підшипник кочення і т. п.), яку насаджують на вал, проходила по валу до своєї посадкової поверхні без натягу для попередження пошкодження поверхонь і ослаблення посадок.

Посадочні поверхні під маточини деталей, посаджених на вал, виконують циліндричними або конічними. Найбільше застосування мають циліндричні поверхні як більш прості. Конічні поверхні застосовують для полегшення встановлення на вал і зняття з нього важких деталей, для забезпечення заданого натягу і для підвищення точності центрування деталей.

При конструюванні ступінчастого валу слід прагнути до мінімального числа ступенів, що скорочує число переходів і номенклатуру ріжучого і вимірювального інструмента і в свою чергу забезпечує технологічність і економічність конструкції.

Перепад діаметральних розмірів ступенів визначається необхідністю узгодження їх зі стандартними значеннями розмірів посадочних поверхонь маточин і підшипників, достатньою опорною поверхнею для сприйняття осьових сил при заданих розмірах перехідних поверхонь (радіусів закруглення крайок, розмірів фасок) і умовами збирання. Перепад діаметрів повинен бути мінімальним.

Передача осьових навантажень на вали від насаджаних на них деталей і їх фіксування в осьовому напрямку здійснюють наступними способами:

- важкі навантаження: упором деталей в уступи на валу (буртики, заплечики), посадкою деталей з натягом;
- середні навантаження: гайками, штифтами;
- легкі навантаження: стопорними гвинтами, пружинними кільцями, клемовими з'єднаннями.

Для передачі крутних моментів застосовують шпонкові, шліцьові та інші з'єднання.

У конструкції ступеневого валу умовно виділяють: кінцеві ділянки, ділянки переходу між ступенями, місця посадки підшипників, ущільнень і деталей, що передають обертальний рух.

Кінцеві ділянки виконують циліндричними або конічними.

Перехідні ділянки валів між двома ступенями різних діаметрів виконують наступними:

1 З канавкою для виходу шліфувального круга або для виходу різьбонарізного інструменту (якщо на валу є різьбові ділянки). Найчастіше канавки мають ширину більше 3 мм і глибину більше 0,25...0,30 мм. Канавки повинні мати максимально можливі радіуси заокруглення для зменшення концентрації напружень. Канавки виконують на валах, діаметри яких визначаються з умови жорсткості, і на кінцевих ділянках валів, в перетинах яких ікають незначні згинальні моменти (рис. 12.3).

перехідною поверхнею – галтеллю постійного радіуса або спеціально рми. Галтельний перехід (рис. 12.4) виконують в тих випадках,

коли за умовами міцності можна допускати високих рівнів концентрації напружень. У цьому випадку потрібна спеціальна заправка шліфувального круга по радіусу галтелі, що ускладнює виробництво. Перехідна поверхня спеціальної форми значно знижує концентрацію напружень, але технологічно трудомістка. Її застосування доцільно в відповідальних конструкціях.

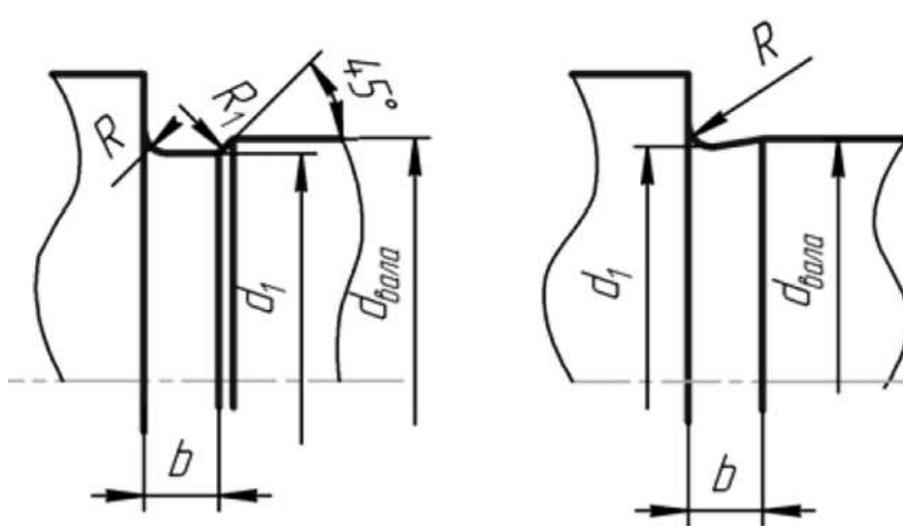


Рисунок 12.3 – Канавки для виходу шліфувального круга

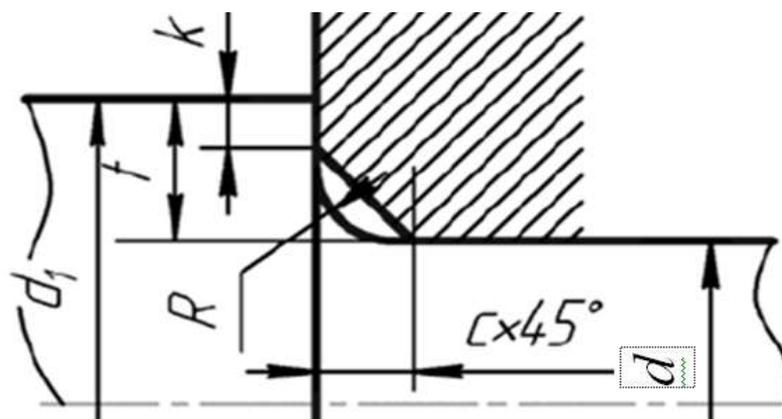


Рисунок 12.4 – Галтельний перехід

### 12.3. Матеріали валів та осей

Для виготовлення валів і осей використовуються сталі вуглецеві (переважно марок 30, 40, 45 і 50) і леговані (40Х, 40ХН, 40ХНМА, 18ХНВА, 18ХГТ і ін.) у вигляді прокату або поковок. Це характерно, у першу чергу, для валів редукторів.

Невідповідальні і малонавантажені вали й осі, а також трансмісійні вали можна виготовляти зі сталі марок Ст3, Ст4.

Леговані сталі використовуються при необхідності обмеження ваги і габаритних розмірів валу, підвищення стійкості зубців шестірні, якщо вони нарізуються безпосередньо на валу (вал-шестірня), або стійкості шліцьових з'єднань. Найчастіше вали із цих сталей піддаються термообробці (поліпшенню, загартуванню СВЧ з попередньою цементацією).

## 12.4 Розрахунки машинних валів і осей

### 12.4.1 Проектувальні розрахунки

Розрахунки валів на міцність виконують у кілька етапів.

**На першому етапі** (орієнтовний розрахунок), коли відомий тільки обертальний момент  $T$  на валу, але невідома довжина валу, а отже, і згинальні моменти на ділянках, орієнтовно визначають мінімальний діаметр  $d_{min}$  з умови міцності його тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях  $[\tau] = 25 \dots 30 \text{ МПа}$ :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} \cong 6 \cdot \sqrt[3]{T}. \quad (12.1)$$

Мінімальний діаметр валу потрібний для подальшого виконання його ескізу та визначення діаметрів усіх ділянок валу з урахуванням конструктивних і технологічних факторів.

**Другий етап** – проектний розрахунок із таким алгоритмом.

1 Визначити значення і напрям зусиль, діючих на вал.

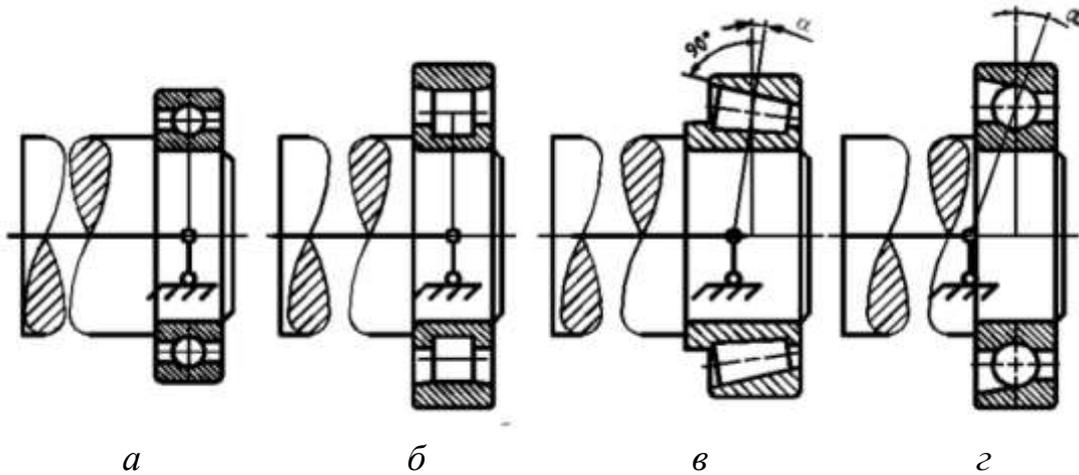
Основні навантаження на вали створюють сили, діючі в зубчастих і черв'ячному зачепленнях. Також визначають сили на консольному кінці вхідного або вихідного валу, якщо на ньому посаджений шків пасової передачі, муфта або зірочка ланцюгової передачі.

При визначенні напрямку сил, що виникають в зубчастих і черв'ячних передачах, слід враховувати, що на веденому колесі окружна сила є рушійною і спрямована у бік обертання. На ведучій шестерні (чи черв'яку) колова сила є реакцією з боку веденого колеса і спрямована у бік, протилежний до обертання. Радіальні зусилля спрямовані до центру зубчастих коліс (осі черв'яка). Напрямок осевого зусилля в циліндричних передачах з похилим зубом залежить від напрямку нахилу зубця і напрямку обертання і, як правило, спрямоване всередину зубця колеса. У конічних прямозубих колесах ось зусилля завжди спрямоване від вершини початкового конуса.

овнішні сили, діючі на деталі, привести до осі їх обертання і розкласти взаємно перпендикулярних осевих площинах. Скласти схему навантаження валу.

Вали і осі, що обертаються, зазвичай розраховують як балки на шарнірних опорах. Приймають, що радіальні реакції  $F_R$ , діючі на опори, прик-

ладені до осі валу в точках перетину з нею нормалей, проведених до середин контактних майданчиків на зовнішніх кільцях підшипників (рис. 12.5). Відстань між цими точками залежить від схеми розташування підшипників і величини кута  $\alpha$  – початкового кута контакту.



*а – радіальний кульковий підшипник; б – радіальний роликовий підшипник; в – роликовий конічний підшипник; г – радіально-упорний кульковий підшипник*

*Рисунок 12.5 – Схеми до визначення положення опор*

Навантаження від зубчастих коліс, шківів, зірочок і інших подібних деталей передаються на вали через поверхні контакту. У розрахунках валів ці навантаження замінюють зосередженими еквівалентними силами, прикладеними в середині або по краях маточини.

При дії на вал навантажень в різних площинах їх зазвичай розкладають на дві взаємно перпендикулярні площини. При відхиленнях сил від координатних площин на кут, менший  $15^\circ$ , їх можна поєднувати з цими площинами. Взаємно перпендикулярні площини умовно названі вертикальною («верт») і горизонтальною («гор»).

3 Визначити реакції опор в кожній з взаємно перпендикулярних площин.

Результуюча опорна реакція використовується як радіальне навантаження, діюче на підшипник.

4 Побудувати епюри згинаючих моментів, в кожній з координатних площин. Для валу додатково побудувати епюру обертаючого моменту.

Приклади схем завантаження валів і побудованих епюр згинаючих та обертого моментів представлені на рис. 12.6.

налізом епюр встановити небезпечні перерізи валу. Для кожного небезпечного перерізу розрахувати сумарний згинаючий момент по формулі:

$$M_{z\Sigma} = \sqrt{M_{\text{епт}}^2 + M_{\text{ор}}^2} \quad (12.2)$$

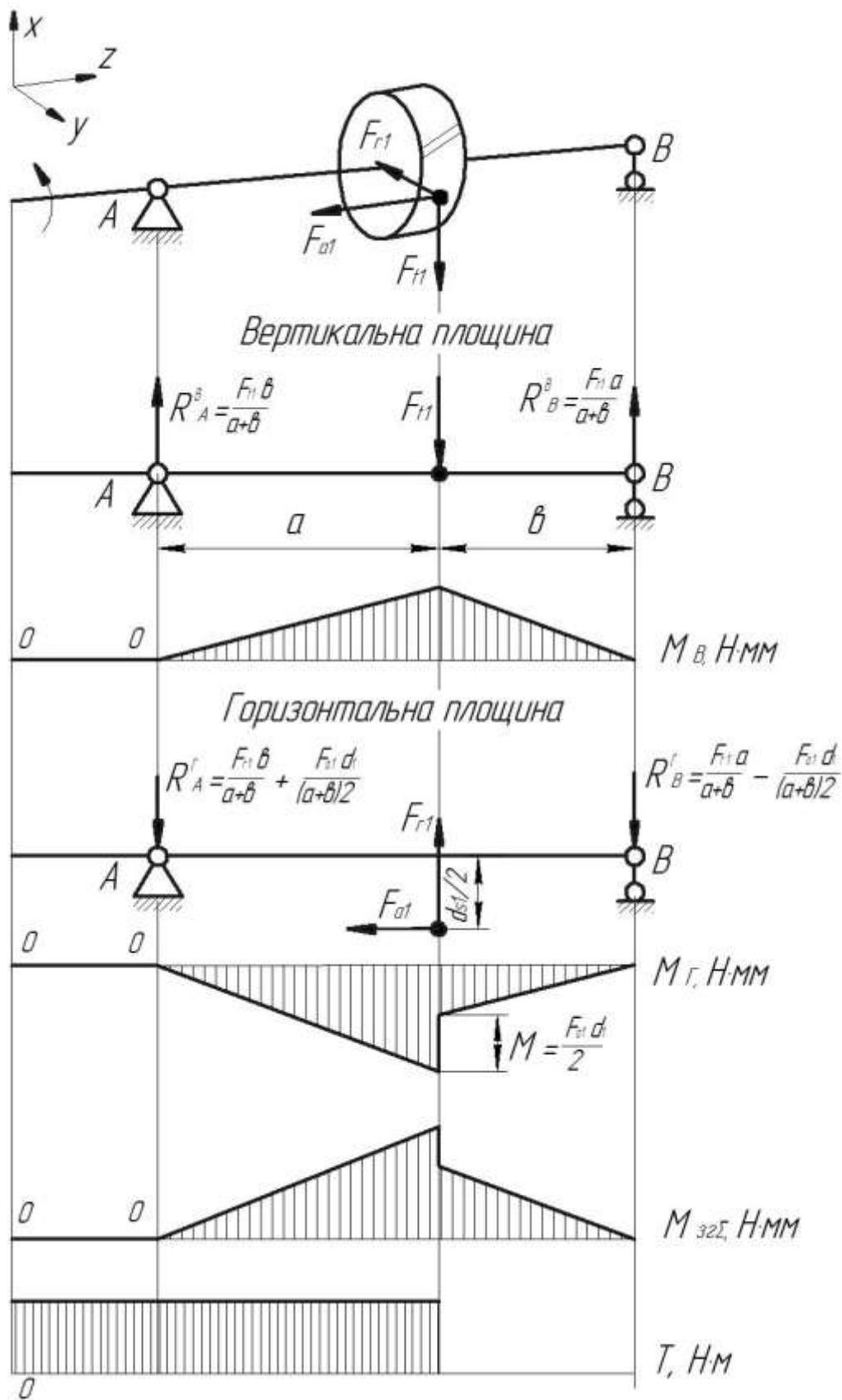


Рисунок 12.6 – Приклад схеми завантаження валу, епюр згинаючих і обертаючого моментів

6 Для валу знайти приведений момент в небезпечному перерізі за формулою

$$M_{\text{прив}} = \sqrt{M_{32\Sigma}^2 + (\alpha \cdot T \cdot 10^3)^2}, \quad (12.4)$$

де  $\alpha$  – поправочний коефіцієнт, що враховує різну міру небезпеки для матеріалу валу нормальних і дотичних напружень, коли вони міняються в часі по різних циклах. Приблизно можна приймати:

- для механізмів, що працюють в реверсивному режимі,  $\alpha = 1$ ;
- для інших механізмів  $\alpha = 0,65$ .

7 Виконати розрахунок діаметру осі за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{32\Sigma}}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) \cdot [\sigma]_{32}}}, \quad (12.5)$$

а валу за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{прив}}}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) \cdot [\sigma]_{32}}}, \quad (12.6)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт суцільності;

$[\sigma]_{32}$  – допустимі напруження згину.

$$\beta = \frac{d_{\text{вн}}}{d_3}, \quad (12.7)$$

де  $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр валу;

$d_3$  – зовнішній діаметр валу.

Коефіцієнт суцільності  $\beta$  має сенс для порожнистого валу (осі) с центральним осьовим отвором в небезпечному перерізі. Значенням коефіцієнта  $\beta$  задаються з конструктивних міркувань. Якнайповніше використання можливостей матеріалу має місце при  $\beta = 0,4 \dots 0,5$ . Для суцільних, без центрального осьового отвору, валів (осей)  $\beta = 0$ ;

Для валів і осей, що обертаються,  $[\sigma]_{32}$  рекомендується розраховувати по формулі:

$$[\sigma]_{32} = \frac{\bar{S}}{K_{\sigma D}}, \quad (12.8)$$

де  $\sigma_{-1}$  – межа витривалості матеріалу за нормальними напруженнями валу при симетричному циклі навантаження;

$S$  – запас міцності. Враховуючи наближеність розрахунку, приймають  $S \geq 2,5$ .

Для осей, що не обертаються:

$$[\sigma]_{32} = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (12.9)$$

де  $\sigma_T$  – межа текучості матеріалу валу за нормальними напруженнями;

$S$  – запас міцності. Аналогічно попередньому.

Коефіцієнт  $K_{\sigma D}$  враховує вплив усіх чинників на межу витривалості реальної деталі:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V, \quad (12.10)$$

де  $K_{\sigma}$  – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при симетричному згині;

$K_{d\sigma}$  – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу валу;

$K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні;

$K_V$  – коефіцієнт впливу зміцнення, що вводиться для валів з поверхневим зміцненням.

Коефіцієнти  $K_{\sigma}$ ,  $K_{d\sigma}$ ,  $K_F$ ,  $K_V$  вибираються із таблиць довідника.

**Третій етап** – уточнений (перевірочний) розрахунок небезпечних перерізів валу. Такий розрахунок називають розрахунком на витривалість і в ньому враховують характер зміни напружень, характеристики опору втомленості матеріалів, концентрацію напружень, вплив абсолютних розмірів, шорсткості поверхні й поверхневого зміцнення.

#### ***12.4.2 Перевірочний розрахунок на витривалість***

Розрахунок на витривалість полягає у визначенні запасу міцності фактичного напруженого стану в небезпечному перерізі відносно стану руйнування і порівнянні цього запасу зі значеннями, що допускаються:

$$S \geq [S]. \quad (12.11)$$

Рекомендується, залежно від точності розрахунків приймати

$$[S] \geq 1,7 \dots 2,5. \quad (12.12)$$

Запас міцності  $S$  при спільній дії нормальних і дотичних напружень (вали) може бути розрахований по формулі:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (12.13)$$

Запас міцності по нормальним напруженням

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}. \quad (12.14)$$

Запас міцності по дотичним напруженням

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (12.15)$$

При дії тільки нормальних напружень (осі)

$$S = S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (12.16)$$

де  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  – межі витривалості відповідно при симетричному циклі згину і симетричному циклі кручення;

$\sigma_a, \tau_a$  – змінні складові циклів напружень;

$\sigma_m, \tau_m$  – постійні складові циклів;

$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$  – сумарні коефіцієнти, що враховують вплив усіх чинників на опір втоми відповідно при згині і крученні.

Якщо зовнішні навантаження по положенню відносно деталі, що розраховується, незмінні

$$\sigma_a = \sigma_{32}; \quad \sigma_m = \sigma_{p(c)}. \quad (12.17)$$

При розрахунках розрізняють два випадки:

- вал працює в реверсивному режимі (симетричний цикл) :

$$\tau_a = \tau_{кр} \quad \tau_m \quad (12.18)$$

- режим роботи валу не реверсивний (пульсуючий цикл, як гірший з можливих):

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2}. \quad (12.19)$$

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V, \quad (12.20)$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V; \quad (12.21)$$

- $K_\sigma, K_\tau$  – ефективні коефіцієнти концентрації відповідно при симетричному згині і крученні;

- $K_{d\sigma}, K_{d\tau}$  – коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу валу;

- $K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні;

- $K_V$  – коефіцієнт впливу зміцнення, що вводиться для валів з поверхневим зміцненням. До поверхневого зміцнення відносять: поверхневу пластичну деформацію (ППД) шляхом обдування дробом, наклеп роликми, карбування і тому подібне; хіміко-термічні методи обробки: цементацію, азотування, ціанування; поверхнєве загартування з нагрівом струмами високої частоти; променеві методи.

- $\psi_\sigma, \psi_\tau$  – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень.

Для розрахунку необхідно, враховуючи усі зовнішні діючі на деталь сили, зазвичай у взаємно перпендикулярних площинах побудувати епюри згинаючих моментів і для перерізів, що перевіряються, розрахувати сумарні моменти:

$$M_{32\Sigma} = \sqrt{M_{32,гор}^2 + M_{32,верт}^2}. \quad (12.22)$$

Напруження згину в загальному випадку розраховується по формулі:

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32\Sigma}}{W} = \frac{M_{32\Sigma}}{0,1 \cdot d_3^3 \cdot (1 - \beta^4)} \quad (12.23)$$

Напруження  $\sigma_m = \sigma_{p(c)}$  розраховується по формулі

$$\sigma_{p(c)} = \frac{F_{a\Sigma}}{\pi \cdot (1 - \dots)}, \quad (12.24)$$

де  $F_{a\Sigma}$  – сумарна осьова сила в перерізі, що перевіряється.

Напруження кручення, необхідні для розрахунків, визначаються по формулі:

$$\tau_{кр} = \frac{1000 \cdot T}{W_p} = \frac{1000 \cdot T}{0,2 \cdot d_3^3 \cdot (1 - \beta^4)}. \quad (12.25)$$

### 12.4.3 Перевірочний розрахунок на статичну міцність

Для валів і осей, що обертаються, розрахунок на статичну міцність є додатковим. Виконується тільки у разі, коли кратність пікових навантажень відносно номінальної  $K_{пер} \geq \frac{\sigma_T \cdot K_\sigma}{\sigma_{-1} \cdot K_{d\sigma}}$ . Розрахунком перевіряється

умова:

- для валів:

$$\sigma_{екв.мах} = \sqrt{\sigma_{мах}^2 + 4 \cdot \tau_{мах}^2} \leq [\sigma], \quad (12.26)$$

де

$$\begin{aligned} \sigma_{мах} &= \sigma_{зг.мах} + \sigma_{p(c)} = K_{пер} \cdot (\sigma_{зг} + \sigma_{p(c)}); \\ \tau_{мах} &= K_{пер} \cdot \tau_{кр}; \quad [\sigma] \approx 0,8 \cdot \sigma_T. \end{aligned}$$

- для осей, що обертаються:

$$\sigma_{мах} \leq [\sigma], \quad (12.27)$$

де

$$\begin{aligned} \sigma_{мах} &= \sigma_{зг.мах} + \sigma_{p(сж)мах} = K_{пер} \cdot (\sigma_{зг} + \sigma_{p(c)}), \\ [\sigma] &\approx 0,8 \cdot \sigma_T. \end{aligned}$$

Цей розрахунок є основним для осей, що не обертаються, для яких перевірочний розрахунок на витривалість не виконується. Аналогічно осям, що обертаються, перевіряється умова  $\sigma_{мах} \leq [\sigma]$ , проте для допустимих напружень вибирають нижчі значення:

$$[\sigma] \approx (0,5 \dots 0,6) \cdot \sigma_T.$$

#### 12.4.4 Перевірочний розрахунок на жорсткість

Розрахунок на жорсткість полягає у визначенні і обмеженні деякими значеннями допустимої стріли прогину валу  $y$  (максимальною і в окремих небезпечних місцях), кута повороту валу в підшипниках  $\theta$  і повного відносного кута повороту двох валів в місцях закріплення зубчастих коліс. Методи визначення прогинів і кутів повороту відомі з курсу «Опір матеріалів». При практичних розрахунках широко користуються методом одиничних сил або принципом незалежної дії сил, який дозволяє вести розрахунок за готовими формулами, приведеними в довідковій літературі.

Прогини і кути повороту, знайдені в одній розрахунковій площині, складаються алгебраїчно (зі знаками), а знайдені у взаємно перпендикулярних площинах – квадратичним складанням:

$$y = \sqrt{y_{\text{верт}}^2 + y_{\text{гор}}^2}, \quad (12.28)$$

$$\theta = \sqrt{\theta_{\text{верт}}^2 + \theta_{\text{гор}}^2}. \quad (12.29)$$

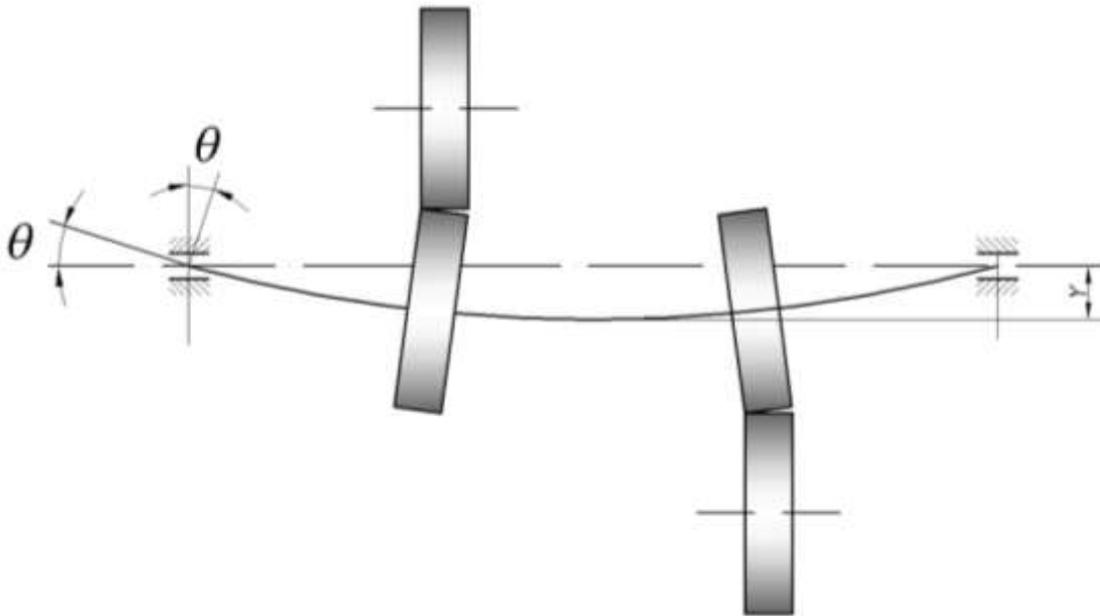


Рисунок 12.8 – Розрахункова схема валу на жорсткість

Враховуючи, що розрахунок значно ускладнюється різною жорсткістю валу на ділянках з різними діаметрами, в розрахунках зниженої точності умовно вважають діаметр валу величиною постійною, рівною деякому середньому значенню. Для розрахунку ступінчастих валів слід користуватися інтегралами Мору.

Гранично допустимі прогини, кути повороту валу у кожному конкретному випадку повинні призначатися з урахуванням особливостей конструкції валу, зв'язаних деталей і вузлів, а також усього механізму в цілому.

Допустимі значення кутів повороту  $[\theta]$  перерізу валу (у радіанах) в місцях розташування деталей приведені нижче:

1 Підшипники кочення:

- кулькові однорядні – 0,005;
- кулькові сферичні – 0,05;
- роликові циліндричні – 0,0025;
- роликові конічні – 0,0016.

2 Підшипники ковзання – 0,0010.

Для зниження концентрації навантаження на зубцях максимальний прогин валів, що несуть зубчасті колеса, зазвичай складає 0,0002...0,0003 від відстані між опорами  $l$ , а допустимий прогин під колесами складає:  $0,01 \cdot m$  – для циліндричних;  $0,05 \cdot m$  – для конічних, гіпоїдних і глобоїдних передач;  $(0,01...0,006) \cdot m$  – для циліндричних черв'яків черв'ячних передач (де  $m$  – модуль зачеплення).

## 12.5 Розрахунки трансмісійних валів

Зазвичай трансмісійні вали навантажуються моментом, що тільки обертає, тому розрахунки їх ведуть на забезпечення крутильної міцності і жорсткості. Через велику довжину трансмісійні вали схильні до значних кутів закручування. У переважному числі випадків великі кути закручування валів і пов'язане з цим неузгодження роботи окремих деталей механізму не можуть бути допущені. Цим пояснюється рекомендація переважного розрахунку трансмісійних валів з умови необхідної жорсткості.

Величиною, що характеризує крутильну жорсткість валу, є відносний кут його закручування в градусах на довжині в один метр. Якщо ця величина обмежується якимсь допустимим значенням, для перевірного розрахунку трансмісійного валу на жорсткість може бути використана наступна залежність:

$$\varphi = \frac{10^3 \cdot T}{G \cdot I_\rho} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \leq [\varphi], \quad (12.30)$$

де  $\varphi$  – кут закручування на довжині в один метр, .

$T$  – обертаючий момент, Н·м;

$G$  – модуль зрушення матеріалу валу;

$I_\rho$  – полярний момент інерції площі перерізу валу,  $I_\rho = 0,1 \cdot$

$d$  – діаметр валу, мм;

$[\varphi]$  – допустимий кут закручування на довжині в один метр, ...<sup>o</sup>.

З вираження (12.30) можна отримати формулу для проектувального розрахунку діаметру валу при заданому допустимому куті закручування, в градусах на довжині в один метр:

$$d \geq 9,2 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{[\varphi]}} \cdot \sqrt[4]{T} = 91 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{[\varphi]}} \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}}. \quad (12.31)$$

На практиці поширені наступні норми допустимого кута закручування:  $[\varphi] = (0,25 \dots 1) \frac{\text{...}^o}{\text{м}}$ , хоча технічно вони не обґрунтовані.

Тоді

$$d \geq (13 \dots 9) \cdot \sqrt[4]{T} = (130 \dots 90) \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}}. \quad (12.32)$$

В окремих випадках значення допустимого кута закручування можна визначити, скориставшись рекомендаціями табл. 12.1.

Таблиця 12.1 - Допустимий кут закручування  $[\varphi]$  залежно від призначення валу

Місце установки валу	$[\varphi], \frac{\text{...}^o}{\text{м}}$
Трансмійні вали мостових кранів	0,25...0,3
Карданні вали автомобілів	3...4
Вали редукторів і коробок передач	0,5
Ходові вали металорізальних верстатів	0,085

Розрахунок трансмісійного валу на крутильну міцність доцільний, коли пружне закручування валу не чинить впливу на роботу механізму.

Обмежуючи напруження кручення валу допустимими значеннями  $[\tau]_{кр}$ , для перевірконого розрахунку отримаємо:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = 5 \cdot 10^3 \cdot \frac{T}{d^3} = 48,64 \cdot 10^6 \cdot \frac{P}{n \cdot d^3} \leq [\tau]_{кр}. \quad (12.33)$$

З формули (12.33) для проектувального розрахунку

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{48,64 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot [\tau]_{кр}}} \quad (12.34)$$

Поширені в практиці значення  $d$  розрахунках трансмісійних валів  $[\tau]_{кр}$  та  $n$  х напружень кручення при  $P$  та  $n$ .

Тоді

$$d \geq (6,3..5,5) \cdot \sqrt[3]{T} = (134..117) \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}}. \quad (12.35)$$