

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ДЕТАЛІ МАШИН

модуль № 2 «Вали та осі механічних передач. Підшипники»:
методичні рекомендації до виконання самостійної роботи
для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «Бакалавр»
спеціальностей 208 «Агроінженерія» та 015 «Професійна освіта
(Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства)»
денної та заочної форм навчання

УДК 621.81

ДЗ8

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 22.04.2021 р., протокол № 8.

Укладачі:

О. В. Баранова – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет;

С. М. Степанов – старший викладач кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензент:

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2021

© Баранова О. В., Степанов С. М., 2021

ЗМІСТ

МОДУЛЬ 2. ВАЛИ ТА ОСІ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ. ПІДШИПНИКИ.	4
1. Вали та осі механічних передач	4
1.1. Загальні відомості та класифікація	4
1.2. Проектний розрахунок валів	7
1.3. Перевірочний розрахунок валів	9
1.4. Приклад розрахунку вала	16
1.5. Запитання для самоперевірки	19
2. Підшипники кочення	21
2.1. Загальні відомості. Конструкція і класифікація	21
2.2. Критерії працездатності підшипників кочення	27
2.3. Практичний розрахунок і підбір підшипників кочення	29
2.4. Особливості конструкції та розрахунку радіально-упорних підшипників кочення	34
2.5. Гранична частота обертання і посадки підшипників кочення	36
3. Підшипники ковзання	39
3.1. Загальні відомості. Класифікація та матеріали	39
3.2. Основи теорії підшипників ковзання	44
3.3. Розрахунок підшипників ковзання	47
3.4. Приклад підбору і розрахунку підшипників кочення	48
3.5. Запитання для самоперевірки	49
Література	52

МОДУЛЬ 2.

ВАЛИ ТА ОСІ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ. ПІДШИПНИКИ.

1. Вали та осі механічних передач.

1.1. Загальні відомості та класифікація.

На вали та осі встановлюються деталі, що обертаються: зубчасті колеса, шків, зірочки та ін. Вал призначений для передачі крутного моменту, що сприймається або передається, встановленим 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.

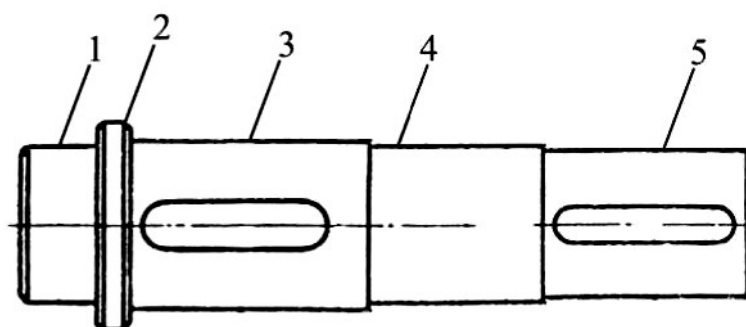


Рис. 1.1

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. 1.1.

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 підп'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 упора 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 врахувати на першій стадії проектування, тому розрахунок на

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%.

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 н. ко вуглецевих 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.

1.2. 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, встановлювану на валу*. Решта діаметрів валів визначається при конструюванні.

Виходячи з умови $\tau < [\tau]$ і рахуючи момент опору площі поперечного вала рівним $W = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^2$, одержують формулу:

$$d \geq \sqrt[3]{0,2[\tau]}, \quad (1.1)$$

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 міцністних 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 ГОСТу. Завдяки застосуванню вказаного стандарту скорочується число типорозмірів муфт, що використовуються для з'єднання валів.

1.3. 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;
- підшипники 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. 1.2, 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:

$$F_k = (120 \dots 280) \sqrt{T}, \quad (1.2)$$

де F_k – консольне навантаження, Н;

T – момент на валу, Нм.

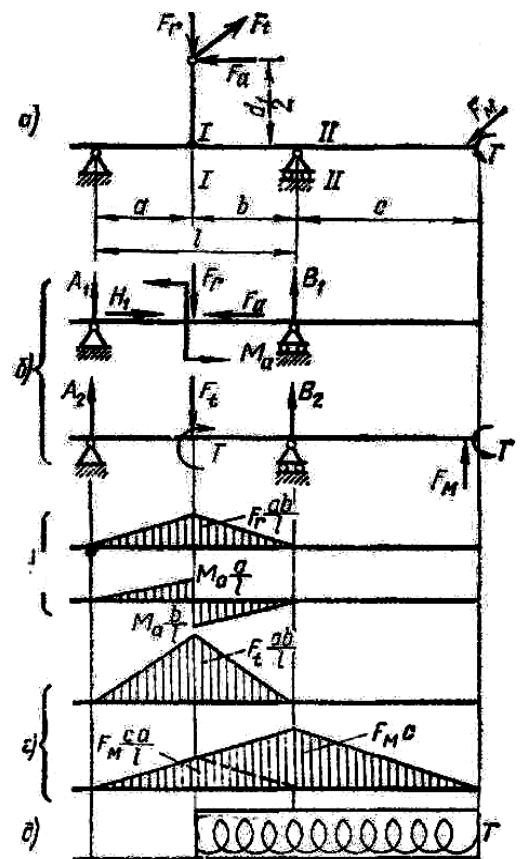


Рис. 1.2

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 xoy і xoz відповідно, показані на рис. 5.2, в, г. Там же показана епюра результуючого згинаючого моменту M_Σ , що є геометричною сумою моментів M_z і M_y . Величина цього моменту обчислюється за формулою:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}. \quad (5.3)$$

При прийнятих допущеннях епюри M_y і M_z лінійні, але епюра M_Σ в загальному випадку нелінійна і є просторовою; проте цією

обставиною можна нехтувати, вважати її шматково-лінійною і будувати епюру M_{Σ} по точках, в яких епюри M_y і M_z мають злами.

Під епюрою M_{Σ} 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_{Σ}^{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 $\sigma_{зз}$, стиску або розтягу σ і кручення τ :

$$\sigma_{зз} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{зз}}; \quad \sigma = \frac{F_a}{A}; \quad \tau = \frac{T}{W_{кр}}. \quad (1.4)$$

Для поперечного перетину у формі кола діаметром d існує наступна залежність

$$W_{зз} = 0,1 \cdot d^3; \quad W_{кр} = 2W_{зз}; \quad A = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (1.5)$$

Знайдені напруження є початковими для визначення амплітудних σ_a , τ_a і середніх σ_m , τ_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 $\sigma_a = \sigma_{зз}$, $\sigma_m = 0$. 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

$$\tau_a = \frac{\tau}{2} \quad \text{і} \quad \tau_m = \frac{\tau}{2}. \quad (1.6)$$

А при реверсивному навантаженні – по симетричному циклу, тобто:

$$\tau_a = \tau \quad \text{і} \quad \tau_m = 0. \quad (1.7)$$

Більш детально порядок перевірного розрахунку вала висловлюється в посібниках [8, 15], тут лише вкажемо загальний підхід до розрахунку.

Знаючи марку матеріалу і вид термообробки вала, визначають характеристики втомної міцності матеріалу вала, тобто межі втомної міцності σ_{-1} і τ_{-1} і значення коефіцієнтів ψ_σ і ψ_τ , що враховують дію середніх напружень циклу.

При орієнтовних розрахунках і відсутності даних можна приймати для сталей:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,46) \sigma_s; \quad \tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}. \quad (1.8)$$

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 [1, 8, 15], визначають значення коефіцієнтів, що враховують вплив на міцність вала концентраторів напружень, розмірів вала та обробки поверхні.

Маючи ці дані, обчислюють значення коефіцієнтів $K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$, які враховують комбіновану дію різних чинників на зниження меж витривалості. Потім в кожному з вибраних перетинів визначають запаси втомної міцності по згину s_{σ} і крученню s_{τ} за формулами

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D} + \sigma_m \psi_{\sigma}}; \quad (1.9)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau D} + \tau_m \psi_{\tau}}. \quad (1.10)$$

Потім визначають загальний запас втомної міцності s за формулою:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}. \quad (1.11)$$

В небезпечному перетині повинна виконуватися умова

$$s \geq s_{min} = 1,5. \quad (1.12)$$

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 валу визначаються його жорсткістю або вантажопідйомністю і розмірами встановлюваних на вал підшипників.

1.4. Приклад розрахунку вала.

Задача. Розрахувати швидкохідний вал двоступінчастого циліндричного редуктора за такими даними: крутні момент, що передає вал $T_1 = 108$ Н·м, $T_2 = 260$ Н·м; ділильні діаметри розміщених на валу зубчастих коліс $d_1 = 58$ мм, $d_2 = 142$ мм; відстані вала $a = 96$ мм, $b = 32$ мм, $c = 70$ мм.

Розв'язання.

Попередньо визначимо сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал:

колова сила $F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2 = 2 \cdot 260 / 0,142 = 3662 \text{ Н}$;

радіальна сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3662 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1333 \text{ Н}$;

осьова сила $F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 0$.

Складемо рівняння рівноваги моментів щодо точки 2 і рівняння рівноваги сил окремо в горизонтальній площині й окремо у вертикальній:

$$\begin{cases} \sum M^X = 0 = F_t \cdot a - R_B^X \cdot (a + b) = 0 \\ \sum F^X = 0 = F_t - R_A^X - R_B^X = 0 \end{cases} .$$

Значення реакцій визначиться як:

$$R_B^X = \frac{F_t \cdot a}{a + b} = \frac{3662 \cdot 0,096}{0,096 + 0,032} = 2747 \text{ Н}; \quad R_A^X = F_t - R_B^X = 3662 - 2747 = 915 \text{ Н}.$$

Перевіримо правильність виконання обчислень:

$$\sum M^X = 0 = F_t \cdot b - R_A^X \cdot (a + b) = 0; \quad R_A^X = \frac{F_t \cdot b}{a + b} = \frac{3662 \cdot 0,032}{0,128} = 915 \text{ Н}.$$

Оскільки значення реакції R_{Ap}^X обчислене з рівняння рівноваги сил і рівняння рівноваги моментів рівне, то визначення реакцій проведено правильно.

$$\begin{cases} \sum M^Y = 0 = F_r \cdot a + F_{tl} \cdot (a + b + c) - R_b^Y \cdot (a + b) = 0 \\ \sum F^Y = 0 = -F_r - F_{tl} + R_A^Y + R_B^Y = 0 \end{cases}$$

$$R_B^Y = \frac{F_r \cdot a + F_{tl} \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{1333 \cdot 0,096 + 3662 \cdot (0,096 + 0,032 + 0,070)}{0,128} = 6664 \text{ Н.}$$

$$R^x = F_r + F_{tl} - R_B^Y = 1333 + 3662 - 6664 = -1669 \text{ Н.}$$

Перевіримо правильність виконання обчислень:

$$\Sigma M_3^Y = 0 = F_r \cdot b - F_{tl} \cdot (b+c) - R_A^Y \cdot (a+b) = 0.$$

$$R_A^Y = \frac{F_r \cdot b - F_{tl} \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{1333 \cdot 0,032 - 3662 \cdot 0,198}{0,128} = -1669 \text{ Н.}$$

Оскільки значення реакції R_A^Y , обчислені з рівняння рівноваги сил і рівняння рівноваги моментів рівні, то визначення реакцій проведено правильно.

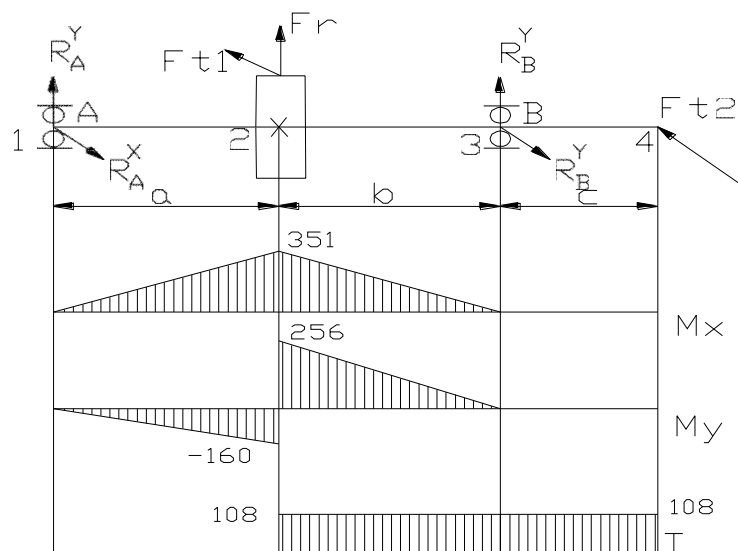


Рис. 1.3

Побудуємо епюри (рис. 1.3) згинальних моментів, окремо для горизонтальної і вертикальної площин, а також епюру крутного моменту в горизонтальній площині:

$$M_1^X = 0; M_2^X = R_A^X \cdot a = 3662 \cdot 0,096 = 351 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_3^X = 0; M_4^X = 0;$$

$$M_2^X = R_B^X \cdot b = 2747 \cdot 0,032 = 88 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_1^Y = 0; M_2^Y = R_A^Y \cdot a = -1669 \cdot 0,096 = -160 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_4^Y = 0;$$

$$M_3^Y = F_{tl} \cdot c = 3662 \cdot 0,07 = 256 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_1 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_2 = 108 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_3 = 108 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_4 = 108 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

1.5. Запитання для самоперевірки.

1. Яка основа різниця між валом і віссю?
2. З якою метою використовують осі та вали?
3. Назвіть та охарактеризуйте основні конструктивні форми валів.
4. Назвіть матеріали, з яких виготовляють осі та вали.
5. Які види термообробки застосовують для осей та валів?

6. Назвіть основні критерії працездатності валів.
7. Подайте деякі схеми навантаження осей та валів.
8. Які основні критерії розрахунку валів та осей?
9. У чому полягає різниця в розрахунках осей, що обертаються, і нерухомих?
10. У чому полягає суть розрахунку валів на статичну міцність?
11. У чому полягає суть розрахунку валів на витривалість?
12. В яких випадках слід забезпечити жорсткість валів?
13. Як ведеться розрахунок валів на жорсткість?
14. У чому полягає проектний розрахунок валів?
15. У чому полягає перевірочний розрахунок валів?
16. Які основні рекомендації щодо конструювання осей та валів?

2. Підшипники кочення.

2.1. Загальні відомості. Конструкція і класифікація.

Підшипник кочення є готовим виробом, основними деталями якого є: тіла кочення, внутрішнє і зовнішнє кільце та сепаратор – пристрій, який утримує тіла кочення на певній відстані (рис. 2.2). В процесі роботи тіла кочення котяться по доріжках колеса, тобто між деталями, що рухаються, має місце тертя кочення, що істотно знижує втрати тертя.

Підшипники стандартизовані і виготовляються в масових кількостях на підшипникових заводах в широкому діапазоні розмірів внутрішніх діаметрів від 1 до 800 мм. Випускається велике число типів підшипників різної конструкції для застосування їх в різних вузлах і умовах.

Підшипники класифікують за наступними ознаками.

За формою тіл кочення (рис. 2.1) – кулькові з тілами кочення у вигляді кульок (а); роликові циліндричні (б); роликові конічні (в); бочкоподібні (г); голчасті (д).

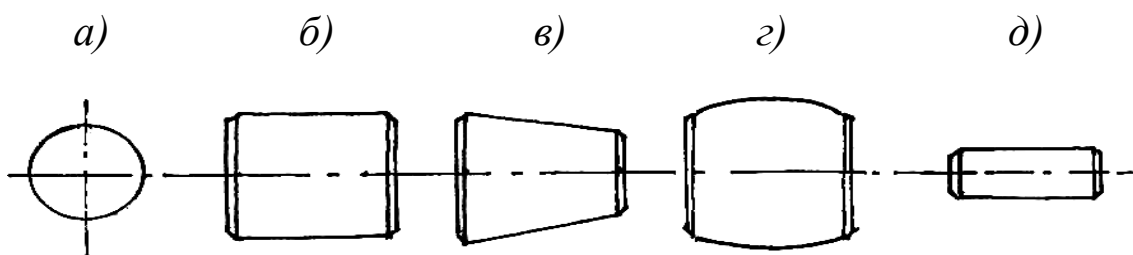


Рис. 2.1

За напрямом сприйманого навантаження – радіальні, радіально-упорні та упорні.

За числом рядів тіл кочення – однорядні та багаторядні.

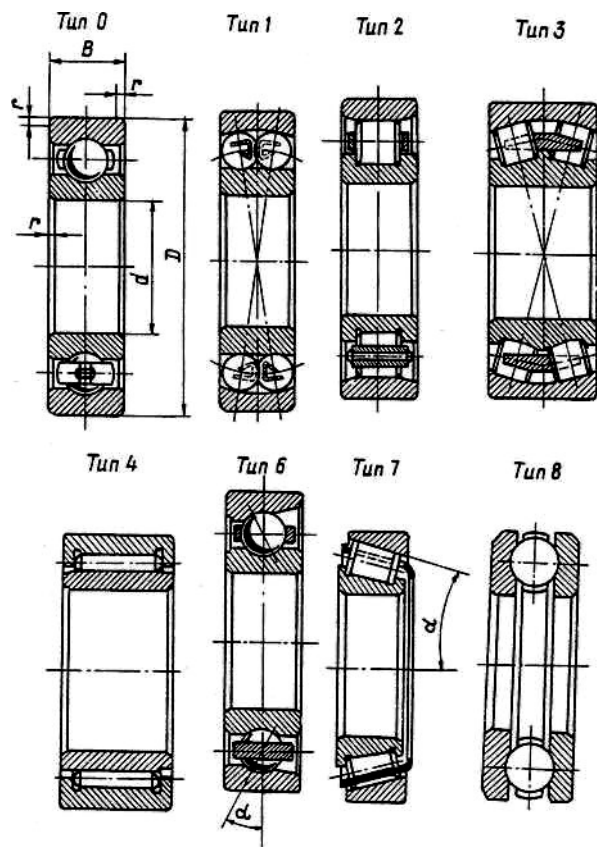
Конструкція основних типів підшипників показана на рис. 2.2. Тут же дано умовне позначення деяких найбільш поширених типів підшипників. Найширше застосування знайшли кулькові радіальні підшипники (тип 0). Вони найбільш дешеві і прості у виробництві та експлуатації, не вимагають строгого регулювання осьового зазору, призначені для радіального навантаження, але можуть сприймати і деяку осьову силу, мають відносно малі втрати на тертя і можуть застосовуватися при великій кутовій швидкості обертання вала.

Кулькові радіальні дворядні сферичні підшипники (тип 1) призначені для радіального навантаження, але можуть сприймати невелику осьову силу. На відміну від типу 0 вони можуть працювати при значному (до 3°) перекосі внутрішнього кільця щодо зовнішнього.

Роликові радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами (тип 2) призначені для сприйняття тільки радіального навантаження, оскільки у них зовнішнє кільце може зміщуватися по відношенню до внутрішнього. Такі підшипники застосовуються для опор, що не фіксують вал в осьовому напрямі.

Роликові радіальні дворядні сферичні підшипники (тип 3) з бочкоподібними роликами за властивостями аналогічні кульковим дворядним сферичним, але володіють більшою вантажністю. Вони знайшли широке застосування в опорах осей залізничних транспортних засобів.

Роликові радіальні із довгими циліндричними роликами або голчасті підшипники (тип 4) збираються без сепаратора, сприймають



тільки радіальне навантаження. При невеликих габаритах володіють великою вантажністю, але застосовують при обмеженій швидкості обертання.

Кулькові радіально-упорні підшипники (тип 6) призначені для комбінованих радіальних і осьових навантажень або чисто осьових навантажень. Вони можуть працювати при порівняно високих частотах обертання.

Рис 2.2

Роликові радіально-упорні конічні підшипники (тип 7) в порівнянні з кульковими радіально-упорними підшипниками мають велику вантажність, але менші значення граничних частот обертання. Підшипники цього типу, як і попереднього, встановлюються попарно. Для нормальної роботи вони повинні бути навантажені осьовою силою (зовнішньої або створеної шляхом попереднього осьового натягу при збірці).

Кулькові упорні підшипники (тип 8) сприймають одностороннє осьове навантаження. Упорні підшипники застосовують тільки при середніх і низьких частотах обертання, оскільки при високих кутових швидкостях можливо заклинювання кульок під впливом відцентрових сил.

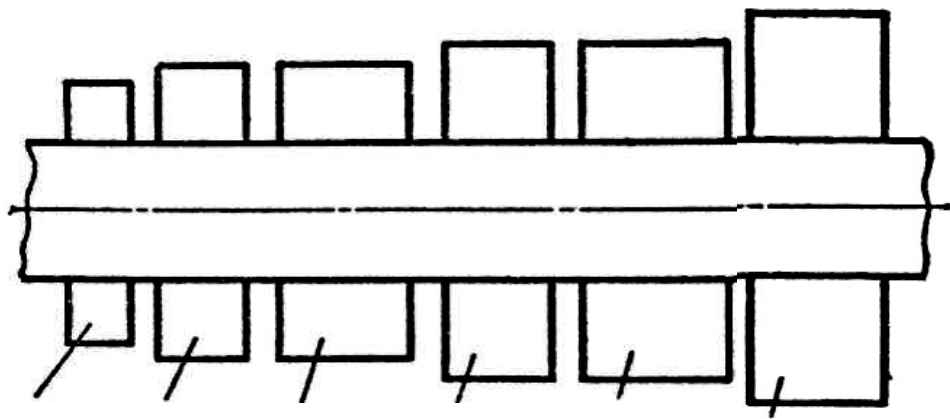
Роликові упорні підшипники (тип 9) сприймають одностороннє осьове навантаження. Застосування підшипників цього типу як і у попередніх.

Позначення підшипників. Всі підшипники позначаються шляхом нанесення на торці кілець або на спеціальні бирки (при малих розмірах підшипників) цифр і букв, що позначають тип підшипника і його основні дані, а також номер заводу виготівника. *В позначенні підшипника перші дві цифри (при читанні справа наліво) позначають внутрішній діаметр.* В діапазоні від 1 до 9 мм він позначається однією цифрою. Для діаметрів цього діапазону друга цифра означає серію діаметрів і ширини (див. нижче). На третьому місці, якщо позначення підшипника містить чотири цифри і більше, ставиться нуль. Внутрішні діаметри, розміри, що мають, 10, 12, 15 і 17 мм, умовно позначаються цифрами 00, 01, 02 і 03 відповідно, а внутрішні діаметри від 20 мм до 495 мм – цифрами від 04 до 99, які є приватним від розподілу розміру внутрішнього діаметра в міліметрах на 5.

Для кожного типу підшипника при одному і тому ж внутрішньому діаметрі для розширення діапазону несучої здатності підшипника стандартом встановлюються серії підшипників (рис. 6.3), у яких різними є зовнішні діаметри і ширини підшипників.

Залежно від зовнішнього діаметра (при однаковому внутрішньому діаметрі) підшипники можуть бути надлегкої, особливо легкої, легкої, середньої і важкої серій. По ширині кільця підшипники розрізняють особливо вузької, вузької, нормальної, широкої і особливо широкої серій. *Цифри, позначаючи серії діаметрів і ширини,*

ставляться на третьому місці справа. Особливо легка серія позначається цифрами 1 або 7, легка – цифрою 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6, надлегка серія позначається цифрами 8 або 9. Четверта цифра справа позначає тип підшипника (див. рис. 2.2).



<i>Особливо легка серія</i>	<i>Легка серія</i>	<i>Легка широка серія</i>	<i>Середня серія</i>	<i>Середня широка серія</i>	<i>Важка серія</i>
-------------------------------------	------------------------	-----------------------------------	--------------------------	-------------------------------------	------------------------

Рис. 3.3

В позначенні кулькових радіальних підшипників цифра 0, характеризує тип підшипника, не ставиться, якщо перед нею немає інших цифр.

П'ята і шоста цифри позначають конструктивні особливості підшипника. Цифра 2, 4, 5 або 6, що стоїть зліва перед іншими і відокремлена від них дефісом, позначає клас точності підшипника.

Точності підшипника убуває із зростанням її класу (2, 4, 5, 6), тобто з найвищою точністю виготовляються підшипника класу точності

2. Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка в позначені підшипника не проставляється.

Від точності виготовлення значною мірою залежить працездатність підшипника і гранично допустима частота обертання. Проте з підвищенням точності різко зростає вартість підшипника.

Зліва і праворуч від основного позначення можуть стояти цифри і букви, додаткові відомості про підшипник. Наприклад, у підшипників з нержавіючої сталі ставиться буква «Ю», у підшипників з латунним сепаратором – буква «Л», з текстолітовим – буква «Е» та ін.

Таким чином, за позначенням підшипника можна встановити його основні дані. Наприклад, підшипник 201 – кульковий радіальний, легкої серії з внутрішнім діаметром 12 мм; підшипник 17 – кульковий радіальний особливо легкої серії з внутрішнім діаметром 7 мм; підшипник 7311 – роликовий радіально-упорний конічний середньої серії з внутрішнім діаметром 55 мм.

Всі перераховані підшипники мають нормальний клас точності. Підшипник 6-0308 – кульковий радіальний середньої серії з внутрішнім діаметром 40 мм, 6-го класу точності.

2.2. Критерії працездатності підшипників кочення.

На рис. 2.4 показана схема навантаження тіл кочення підшипника при дії на нього радіальної сили F_r . Кожне i -є тіло кочення, що сприймає навантаження, виявляється при цьому під впливом сили F_i ,

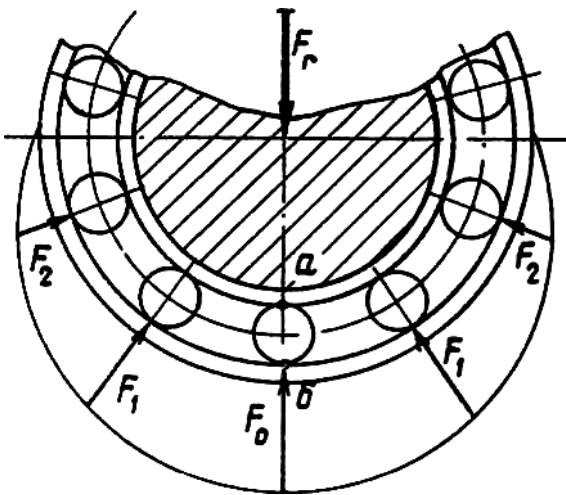


Рис. 2.4

також направленою радіально. Найбільше значення $F_i = F_0$ буде у тіла кочення, розташованого на лінії дії сили F_r . В точках a і b контакту тіла кочення з доріжками кілець виникають контактні напруження, при цьому напруження в точці a буде більше чим в точці b що пояснюється меншою сумою головних радіусів кривини

контактуючих поверхонь в точці a в порівнянні з точкою b .

За період роботи підшипників, число навантажень кілець в точках a і b буде різним і залежить від того, яке з кілець обертається щодо вектора сили F_r . На кільці, нерухомому щодо вектора F_r , число навантажень буде рівне числу тіл кочення, що прокотилися через цю точку. На кільці, що обертається щодо цього вектора, число навантажень в кожній точці буде рівне числу оборотів, яке зробить кільце. В першому випадку число навантажень буде приблизно в $z/2$ раз більше, ніж в другому (z – число тіл кочення). Звідси витікає, що більш швидкого руйнування слід чекати на нерухомому щодо вектора F_r внутрішньому кільці, оскільки в цьому випадку найбільші контактні напруження діятимуть в перебігу більшого числа циклів. Навантаження

кілця, нерухомого по відношенню до вектора зовнішнього навантаження, прийнято називати місцевим, *навантаження* рухомого – циклічним. *Розглянуте* явище враховується при розрахунку підшипників введенням коефіцієнта V обертання V .

Багато разів виникаючі контактні напруження можуть викликати *втомне викришування* поверхонь кілець і тіл кочення. Причинами втрати працездатності підшипників кочення також можуть бути *пластичні деформації, абразивний знос, руйнування сепараторів і поломка кілець*.

Втомне викришування робочих поверхонь тіл кочення і доріжок кочення є основним, найтипівішим видом руйнування підшипників кочення. Процес руйнування починається з утворення невеликих раковин, які дуже швидко ростуть в розмірах. При цьому посилюється вібрація, стукіт. При появі перших ознак викришування підшипник прийнято замінити. Процес утворення раковин, мікротріщин та інших концентраторів напружень залежить від дії безлічі чинників і носить випадковий характер. Тому розрахунок на запобігання втомного викришування проводиться з використанням методів ймовірності. Даний розрахунок називають розрахунком за динамічною вантажністю.

Пластичні деформації на доріжках кочення і деформації тіл кочення з'являються унаслідок дії ударних або великих статичних навантажень за відсутності відносного обертання кілець підшипника або при дуже малій швидкості обертання. Розрахунок на запобігання залишкових деформацій кілець і тіл кочення називають розрахунком за статичною вантажністю.

Абразивне зношування спостерігається при попаданні в підшипник пилу та інших дрібних, але твердих частот. Застосуванням ущільнень та інших способів захисту підшипників і мастил від забруднень можна зменшити абразивний знос до допустимої величини.

Руйнування сепараторів відбувається під дією відцентрових сил і від тиску на сепаратора тіл кочення; спостерігається при великих швидкостях обертання. *Поломки кілець* можуть бути викликані перекосами при монтажі або великими ударними навантаженнями.

Останнім трьома видами руйнування можуть запобігти конструктивні, технологічні і експлуатаційні заходи.

2.3. Практичний розрахунок і підбір підшипників кочення.

При проектуванні машин і механізмів розрахунок підшипників проводиться умовно в два етапи. На першому етапі, в процесі конструювання вала, передач, опор та лн. вибирають підшипник за наступними рекомендаціями, отриманими на підставі досвіду проектування і експлуатації.

Для циліндричних прямозубих і косозубих коліс редукторів застосовують частіше за все кулькові радіальні підшипники. Причому, як правило, спочатку рекомендується вибирати підшипник середньої або легкої серії. Якщо при подальшій перевірці вантажність підшипника виявиться недостатньою, то приймають підшипник наступної більш важкої серії, при дуже збільшеній приймають підшипник наступної більш легкої серії.

Конічні та черв'ячні колеса повинні бути точно і жорстко зафіксовані в осьовому напрямі, тому, як правило, для опор коліс цих передач застосовують конічні роликові підшипники.

Опори черв'яка в силових передачах навантажені значними осьовими силами. Тому для опори вала черв'яка застосовують конічні роликові підшипники.

Підібрані підшипники характеризуються значеннями *динамічної* C і *статичної* C_0 *вантажністю* і граничною частотою обертання ($n_{пред}$), вказаною в довідниках і каталогах.

Динамічна вантажність (C) – найбільше навантаження, характерне для даного типу підшипника, яку підшипник витримує з ймовірністю не руйнування 0,9 протягом 1 млн. оборотів при циркуляційному навантаженні внутрішнього кільця (тобто при внутрішньому кільці, що обертається).

Статична вантажність (C_0) – це найбільше характерне для даного типу підшипника навантаження, після дії якого сумарні залишкові деформації кілець і тіл кочення не перевищує 0,0001 діаметри тіл кочення.

Показник C_0 використовується для перевірки вантажності нерухомих або дуже повільно обертаючих підшипників – $n < 1$ об/лн.

Перш ніж розглянемо порядок перевірки статичного і динамічного навантаження розглянемо ще один показник – еквівалентне навантаження.

Еквівалентне навантаження – це або чисто радіальна, або чисто осьова сила, яка по своїй дії рівнозначна навантаженню, діючому на підшипник в реальних умовах його експлуатації.

Статичне еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$P_0 = X_0 Fr + Y_0 Fa, \quad (2.1)$$

де X_0 , Y_0 – коефіцієнти радіальної і осьової сили; Fr , Fa – радіальна і осьова сили, що діють на підшипник.

Статичне еквівалентне навантаження не може бути менше радіальної сили, діючої на підшипник, тому, якщо розрахунок за формулою (2.1) дає $P_0 < Fr$, то приймають $P_0 = Fr$. Значення X_0 і Y_0 даються в довідниках [12, 15]. Умова відсутності в підшипнику пластичних деформацій записується у вигляді

$$P_0 \leq C_0. \quad (2.2)$$

Якщо даний критерій не виконується, то необхідно підібрати підшипник з більшою вантажністю. Власне, перевірка підшипника на *статичну вантажність* і полягає в перевірці виконання умови (2.2).

На практиці значно більший інтерес представляє перевірка на *динамічну вантажність*, якій підлягають підшипники з частотою обертання більш 1 об/ лн. При цьому як мінімальна швидкість обертання в розрахунках приймається $n = 10$ об/ лн, навіть якщо $n < 10$ об/ лн.

При оцінці працездатності підшипників прийнятий підхід ймовірності. Суть підходу полягає в тому, що для підшипників, вживаних в загальному машинобудуванні, ймовірність не руйнування, лн. еризуючи надійність підшипника, повинна бути неменше 0,9.

Розрахункова динамічна вантажність визначається за формулою:

$$C = P \sqrt{L / a_1 a_2}, \quad (2.3)$$

де C – розрахункова динамічна вантажність; P – еквівалентне динамічне навантаження; L – розрахункова (задана) довговічність в лн.. оборот; a_1 – коефіцієнт надійності (для звичайних умов застосування кулькових підшипників $a_1 = 0,7 \dots 0,8$, при доброму мастилі $a_1 = 1,0$); a_2 – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу і умов експлуатації (при надійності результатів $0,9$ $a_2 = 1,0$, при $- 0,99$ $a_2 = 0,21$).

Еквівалентне динамічне навантаження – поняття аналогічне еквівалентного статичного навантаження – визначається за наступною формулою

$$P = (XVF_r + Yf_a) K_\sigma K_T, \quad (2.4)$$

де F_r і F_a – відповідно радіальне і осьове навантаження; X і Y – коефіцієнти радіального і осьового навантажень (лн. . 2.1); V – коефіцієнт обертання (при циркуляційному навантаженні внутрішнього кільця $V = 1$, при місцевому – $V = 1,2$); K_σ – коефіцієнт безпеки, враховуючий характер навантаження при спокійному навантаженні $K_\sigma = 1,3 \dots 1,8$); K_T – температурний коефіцієнт, якщо підшипник працює при температурі $t \leq 105$ °С, то $K_T = 1$.

Значення коефіцієнтів радіальної X і осьової Y навантажень для роликів підшипників визначається типорозмірами підшипника.

Для кулькових підшипників значення X і Y залежать не тільки від типу підшипника, але і від відносної величини осьового навантаження (лн. . 2.1).

Таблиця 2.1. Коефіцієнти X і Y для підшипників

Тип підшипника	α^0	e	$F_a / VF_r \leq e$		$F_a / VF_r > e$	
			X	Y	X	Y
Кульковий радіальний	0	$0,518(F_a/C_0)^{0,24}$, але $e \geq 0,19$	1	0	0,56	$0,44/e$
Кульковий радіально-упорний	12	$0,613(F_a/C_0)^{0,175}$, але $e \geq 0,3$	1	0	0,45	$0,55/e$
	18...20	0,57	1	0	0,43	1
	24...26	0,68	1	0	0,41	0,87
	28...36	0,95	1	0	0,37	0,66
Роликовий радіально-упорний		$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,4	$0,6/e$
Примітка: e – параметр осевого навантаження підшипника ($e = F_a / VF_r$)						

Довговічність, виражена в мільйонах оборотів, пов'язана з довговічністю, вираженою в годинах L_h , формулою

$$L = 60 \cdot n \cdot L_k \cdot 10^{-6}, \quad (2.5)$$

де n – частота обертання підшипника, об/лн.

За допомогою формули (2.3) можна проводити підбір підшипників та їх перевірочний розрахунок. Для підбору підшипників, використовуючи компоувальне креслення і дані технічного завдання на проектування механізму, визначають реакції в опорах, підраховують еквівалентне навантаження P і необхідну довговічність L (в млн.об.) і потім за формулою (2.3) визначають потрібну динамічну вантажність для кожного підшипника. По довіднику знаходять підшипник, який окрім відповідності діаметру валу забезпечує виконання умови $C_{\text{потр}} \leq C_{\text{катал}}$.

Якщо установка вибраного підшипника істотно змінює схему навантаження, то проводять перевірочний розрахунок: з формул (2.3) і

(2.5) знаходять розрахункову довговічність в годинах і порівнюють її з необхідним терміном роботи машини.

2.4. Особливості конструкції та розрахунку радіально-упорних підшипників кочення.

Конструкція радіально-упорного підшипника така, що для його нормальної роботи необхідно прикладення осьової сили, величина

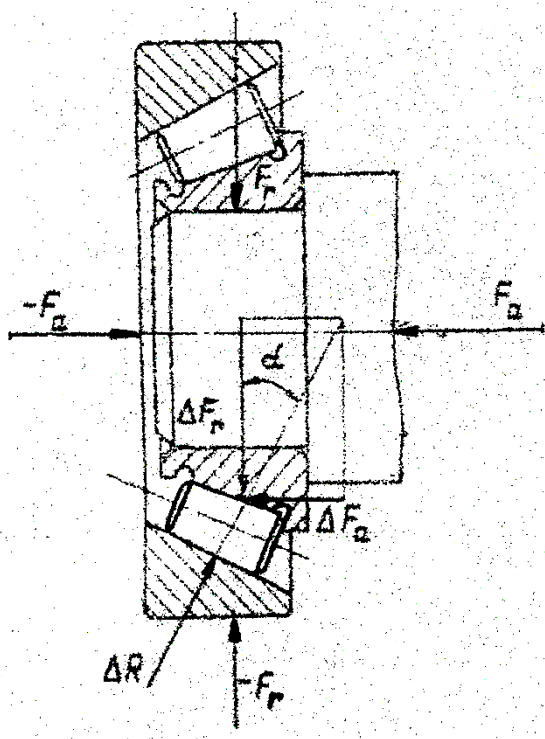


Рис. 2.5

якої повинна бути не менше деякої цілком визначеної для даного підшипника. Це обумовлено тим, що доріжки кочення у таких підшипників мають нахил i , тому нормальна до поверхні контакту сила реакції ΔR , діюча з боку зовнішнього кільця (рис. 2.5), завжди нахилена під кутом до площини, перпендикулярної осі підшипника. Тому вона не може

бути урівноваженою елементарною радіальною силою ΔF_r . Зі сторони вала на внутрішнє кільце повинна передаватися елементарна сила ΔF_a . Якщо підсумувати геометрично всі сили ΔF_a , припускаючи, що навантажені тільки тіла кочення, що знаходяться в півколі (що має місце насправді), то величина осьової сили S , яка повинна бути прикладена до внутрішнього кільця підшипника, щоб воно не зміщувалося в осьовому напрямі при

прикладені сили ΔF_r , може бути обчислена за наступними формулами:

$$\left. \begin{aligned} S &= eF_r \text{ для кулькових підшипників} \\ S &= 0,83eF_a \text{ для роликових підшипників} \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Значення параметра e визначаються по таблиці 2.1.

Якщо до внутрішнього кільця підшипника прикладена осьова сила F_a (рис. 2.5), що перевищує величину S , то рівна і протилежно направлена сила повинна бути прикладена і до зовнішнього кільця; при цьому тіла кочення будуть навантажені по всьому колу кілець.

Звідси висновок: осьова сила, діюча на радіально-упорний підшипник з боку вала, не може бути менше деякої сили S , тобто

$$F_a \geq S, \quad (2.7)$$

а сила S , визначена формулами (2.6), – це мінімально можливе осьове навантаження на радіально-упорний підшипник, необхідна для його нормальної роботи.

Умова (2.7) дозволяє визначити осьові сили, діючі на радіально-упорні підшипники в реальних умовах їх роботи. Як приклад розглянемо найпоширенішу схему установки підшипників (рис. 2.6).

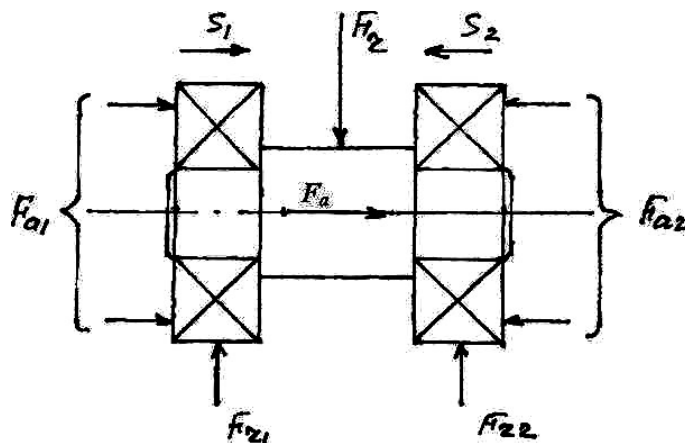


Рис. 2.6

З умови рівноваги вала, показаного на рис. 2.6 слідує

$$F_{a1} - F_{a2} + F_x = 0. \quad (2.8)$$

Умова (2.7) повинна виконуватися для кожної з опор, тобто

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ і } F_{a2} \geq S.$$

Виключаючи по черзі за допомогою цих нерівностей F_{a1} і F_{a2} із рівняння (2.8), отримаємо дві системи нерівностей:

$$F_{a1} \cdot F_x + S_2; F_{a2} \cdot F_x + S_1;$$

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ і } F_{a2} \geq S.$$

Ці системи нерівностей можуть бути задоволені, якщо F_{a1} і F_{a2} будуть рівні

$$\left. \begin{aligned} F_{a1} &= \max(F_x + S_2, S_1) \\ F_{a2} &= \max(F_x + S_1, S) \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

Рівність (2.9) слід розуміти так: для визначення осьової сили, діючої на перший підшипник, потрібно алгебраїчно скласти зовнішню осьову силу F_x , прикладену до вала з силою S_2 , визначеної для другого підшипника, і результат порівняти з силою S_1 , визначеної для першого підшипника. В якості Як F_{a1} прийняти більшу з порівнюваних.

2.5. Гранична частота обертання і посадки підшипників кочення.

Швидкість обертання підшипників кочення обмежується *граничною частотою* ($n_{\text{пред}}$), при перевищенні якою не забезпечується розрахунковий термін служби підшипників. В довідниках і каталогах підшипників даються (як правило) граничні значення частот обертання для підшипників нормального тобто 0 класу точності із звичайною для

даного типу підшипника конструкцією сепаратора. Гранична частота істотно залежить від виду мастила. При рідкому мастилі вона більше, ніж при пластичному.

Для деяких типів підшипників можна досягти більш високих граничних частот обертання шляхом застосування підшипників більш високого класу точності з сепараторами з кольорових металів і текстоліту. При використанні підшипників класу точності 6 і 5 з сепараторами з кольорових металів граничну частоту їх обертання можна підвищити приблизно в 1,5 разів, а застосування підшипників класу точності 4 або 2 з текстолітовими сепараторами, що центруються по зовнішньому кільцю, дозволяє збільшити граничну частоту обертання майже удвічі.

Окрім вказаних заходів, або в комплексі з ними, підвищення граничної частоти досягається застосуванням досконалішої системи мастила, що забезпечує подачу рідкого мастила безпосередньо на поверхні контакту тіл і доріжок кочення, а також до поверхонь кілець, що використовуються для центрування сепараторів. Одночасно повинен бути забезпечений вільний відтік мастила, що виключає її перемішування. В деяких конструкціях застосовують мастило підшипників масляним туманом.

Посадочні місця під високошвидкісні підшипники кочення виконуються з високою точністю, особливо по дотриманню співвісності. Деталі підшипникового вузла, що обертаються, піддаються ретельному динамічному балансуванню.

Посадки підшипників кочення. Вид посадки підшипників

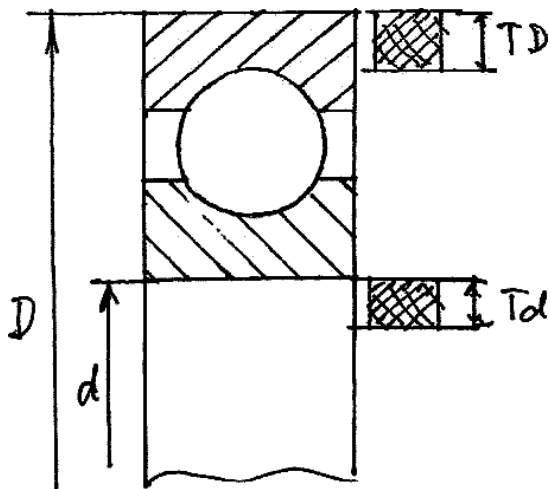


Рис. 2.7

визначається допусками на виготовлення цапф валів під установку внутрішніх кілець і гнізд під підшипники. На складальних кресленнях вказуються тільки допуски на виготовлення відповідних посадочних місць під підшипники і клас точності підшипника.

Отвір внутрішнього кільця підшипника виконується з верхнім відхиленням, рівним нулю, і полем допуску (ТД), розташованим всередині отвору (рис. 2.7). Тому, наприклад, при допусках на виготовлення вала, забезпечуючи в звичайній системі отвір перехідну посадку, посадка підшипника буде нерухомою. Зовнішній діаметр зовнішнього кільця виготовляється з основним відхиленням виду h , його посадки відповідають звичайним посадкам в системі вала.

Вибір посадки визначається умовами навантаження відповідного кільця. При місцевому навантаженні рекомендується рухомі посадки, при циркуляційному – нерухомі, при коливальному – перехідні. Самі споживані поля допусків для посадок підшипників кочення вказані в таблиці 2.2. Докладніше про посадки підшипників в роботі [7].

Таблиця 2.2. Поля допусків

Навантаження кільця	Поля допуску для кільця	
	внутрішнього	зовнішнього
Циркуляційне	k6, m6, n6, k5, m5	K7, M7, N7, K6, M6, N6, P7
Місцеве	f6, g6, h6	E8, H8, H7

3. Підшипники ковзання.

3.1. Загальні відомості. Класифікація та матеріали.

Підшипники ковзання служать для з'єднання валів та осей, що обертаються, з корпусом. Їх застосовують в парових турбінах і турбогенераторах, прокатних станах, конвеєрах, кранах, верстатах та ін. Особливо широке розповсюдження підшипники ковзання отримали для швидко обертаючих валів – в сепараторах, центрифугах, газових турбінах та ін. Пристрій підшипників ковзання заснований на здатності сприймати навантаження, забезпечуючи розділення змащувальним матеріалом 3, що рухаються щодо один одного поверхонь 1 і 2 до повного виключення їх безпосереднього контакту, тобто перехід від сухого тертя (рис. 3.1, а) до напіврідинного (рис. 3.1, б) і, нарешті, до рідинного (рис. 3.1, в).

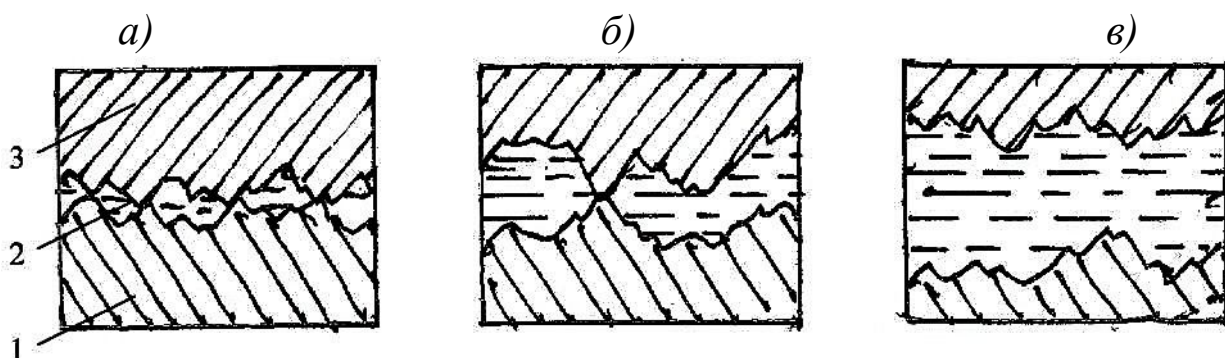


Рис. 3.1

Класифікація. За напрямом зовнішнього навантаження щодо осі обертання розрізняють радіальні, осьові підшипники (підп'ятники) і комбіновані. Існують нероз'ємні і роз'ємні радіальні та осьові підшипники.

Радіальний підшипник (рис. 3.2, *а*) складається з корпусу 1, вкладишів 2, вкладиша 3, в якому поміщається вал, і кріпильних деталей 4. Осьовий підшипник (рис. 3.2, *б*) складається з корпусу 1, кришки 2, упорних кілець (або сегментів) 3, на які спирається п'ята вала, і кріпильних деталей 4. Обов'язковою частиною підшипника ковзання є змащувальний пристрій, призначений для утворення стійкого масляного шару, безперервної подачі змащувального матеріалу, підтримка постійної температури та ін.

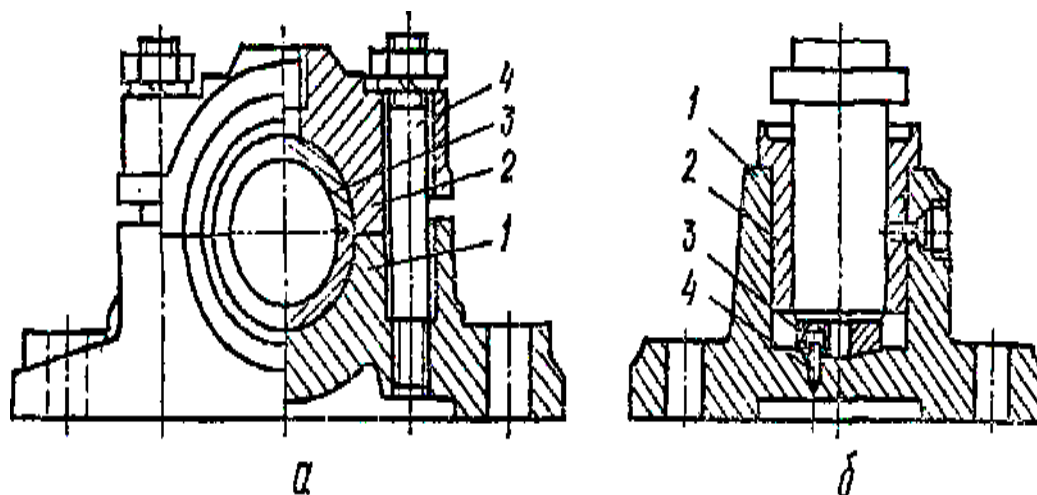


Рис. 3.2

Переваги та недоліки. Гідродинамічні найпростіші підшипники можуть бути виконані практично в будь-яких виробничих умовах. Роз'ємні зручні при збірці, особливо в конструкціях машин з колінчастими валами. В регульованих радіальних підшипниках при зносі вкладишів можна змінювати зазор, забезпечуючи працездатність на весь термін експлуатації.

Недоліки – великі втрати на тертя в періоди пуску і можливий знос в сталий період роботи, якщо не можна забезпечити рідинний режим тертя. Гідростатичні підшипники в цьому відношенні мають переваги перед гідродинамічними, але вони складніше і дорожче.

Переваги осьових підшипників для малих навантажень і частот обертання – простота конструкції. Проте вони відрізняються великими втратами на тертя.

Конструкція і матеріали деяких типів підшипників ковзання.
Радіальні підшипники. Нероз'ємні підшипники (рис. 3.3) забезпечені втулками різних конструкцій (рис. 3.4), які запресовані в корпус або утримуються від провертання стопорними гвинтами. В роз'ємних підшипниках (рис. 3.2, а) для підвищення точності установки кришки стик її з корпусом виконується з уступами. Вкладиші можуть складатися з двох або більшого числа частин або у вигляді сегментів;

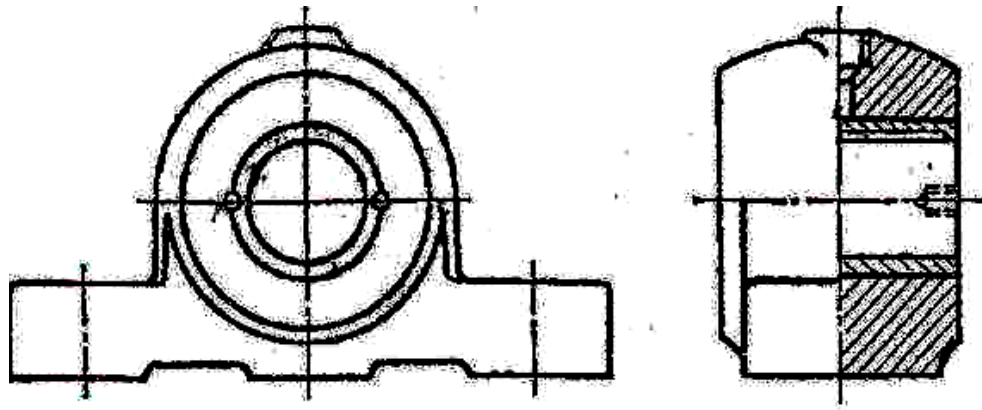


Рис. 3.3

за зносом таких вкладишів зазор можна регулювати за допомогою гвинтів або клинів. Якщо підшипник повинен мати значну довжину, застосовують вкладиші, що самоустановлюються, з сферичною зовнішньою поверхнею. Корпуси підшипників можуть бути виконані або

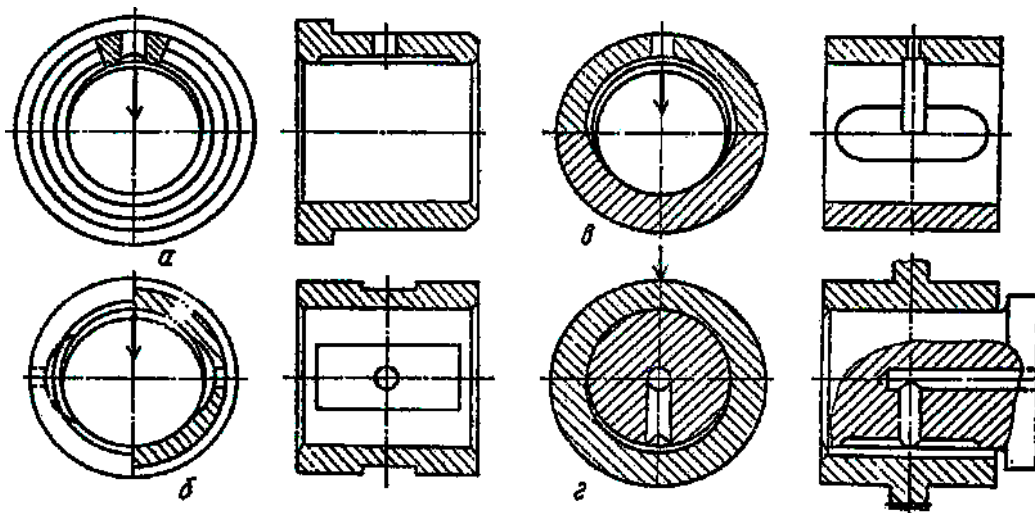


Рис. 3.4

у згоді з якою-небудь деталлю машини – рамою, кожухом, шатуном, або у вигляді окремого виробу. Матеріалом для литих корпусів служить звичайно сірий чавун, для зварних – низьковуглецева сталь.

Для змазування у вкладиші передбачають свердлення (рис. 3.4), а для розповсюдження мастила на внутрішній поверхні – подовжні та кільцеві (розподільні) канавки.

Матеріал для вкладишів. Матеріал вала і вкладиша повинні утворити антифрикційну пару, яка володіє низьким коефіцієнтом тертя, відсутністю схильності до захоплювання і заїдання, здатністю прироблятися, добре чинити опір зношуванню. Широке розповсюдження в підшипниках ковзання отримали бабіти, бронза, латунь, сплави алюмінію, неметалічні і порошкові матеріали, якими покривають робочу поверхню вкладишів. Якнайкращим матеріалом вважається високо олов'яний бабіт марки Б83; при швидкостях ковзання менше 3 м/с застосовують бабіт марки БН. Олов'яні, олов'яно-цинково-свинцеві і без олов'яні бронзи застосовують при різних швидкостях при постійному навантаженні для вкладишів підшипників електродвигунів, компресорів; алюмінієву бронзу, як правило, застосовують в підшипниках редукторів, верстатів. Латунь застосовується при великому тиску – до 12 МПа, але малих швидкостях ковзання – до 2 м/с (крани, конвеєри та ін.); антифрикційні чавуни – при малих навантаженнях і рясному змазуванні.

В підшипниках ковзання застосовують тверді породи дерева, гуму, пластмаси (текстоліт, нейлон, капрон та ін.). Ці матеріали відрізняються добрим спрацюванням, відсутністю небезпеки захоплювання. Як мастило застосовують воду, яка, звичайно, служить і для відведення теплоти від пар, що труться. Пластмаси мають

низький коефіцієнт тертя, при цьому їх зносостійкість вище в 5...6 разів, ніж у бронзи.

Порошкові матеріали застосовують для втулок підшипників, що працюють при тиску 1,0...4,0 МПа і колових швидкостях $v = 5...30$ м/с. Завдяки пористій будові металокерамічних втулок (вкладишів) в них зберігається деяка кількість мастила, у зв'язку з чим, ці підшипники не вимагають додаткового мастила.

Змащувальні пристрої. В своїй більшості підшипники ковзання вельми вимогливі до мастила. Подача змащувального матеріалу в підшипниках здійснюється або самопливом, або під тиском за допомогою індивідуальних засобів або централізовано.

Отримали розповсюдження краплинне або капілярне змазування, а також змазування за допомогою змащувальних систем, в яких мастило подається по маслопроводах під тиском, спеціальним масляним насосом, що розвиває.

3.2. Основи теорії підшипників ковзання.

В підшипниках ковзання реалізується напівсухе, напіврідинне або рідинне тертя, послідовно перехідне одне в інше по мірі зростання швидкості обертання вала. При нерухомому валу його цапфа лежить на вкладиші і вісь вала лежить нижче за центр вкладиша, природно, за наявності зазору δ (рис. 3.5, *a*). Навкруги вала всередині вкладиша утворюється зазор у вигляді клину, який заповнений змащувальним матеріалом (мастилом).

Найбільша величина зазору $\delta = D - d$ визначається видом посадки цапфи вала у вкладиш. З початком обертання вала, він, унаслідок прилипності (адгезії) і в'язкості мастила, захоплює мастило в частину клинового зазору, що звужується, де за рахунок цього

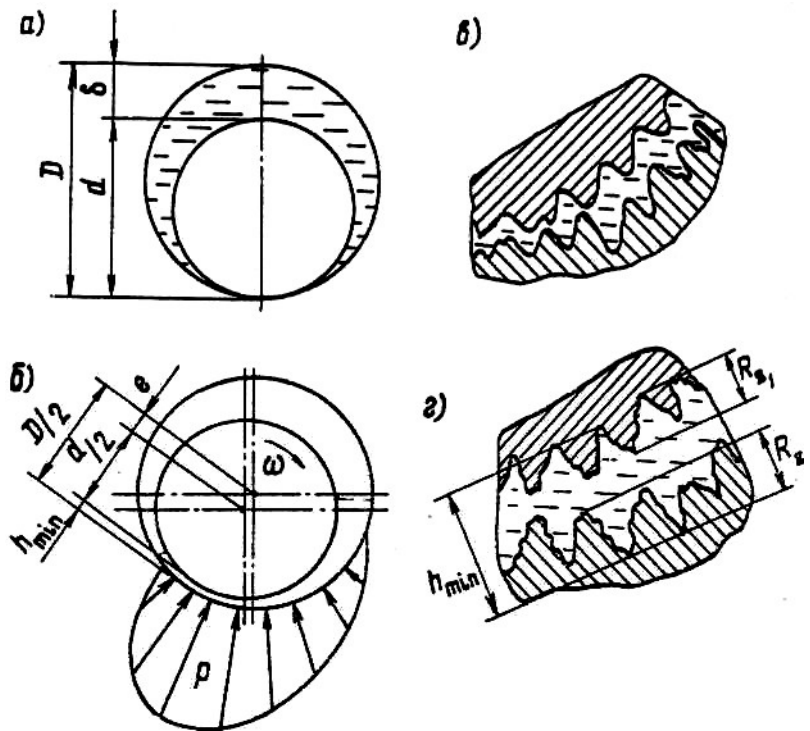


Рис. 3.5

створюється підвищений гідродинамічний тиск. Під дією тиску, епюра якого показана на рис. 3.5, б, цапфа спливає. Чим більше в'язкість мастила і кутова швидкість вала, тим ближче ось вала зміщується до осі вкладиша.

Розглянемо режими тертя залежно від швидкості обертання вала. При малій швидкості обертання (на початку пуску) велика частина поверхонь тертя не розділена мастилом і тертя буде на півсухим. При збільшенні швидкості обертання товщина шару мастила збільшується, але окремі виступи мікронерівностей стикатимуться (рис. 3.5, в). Тертя в цьому випадку напіврідинне. При подальшому збільшенні швидкості наступить момент, коли з'явиться суцільний стійкий шар мастила, повністю розділяючий шорсткі поверхні цапфи і вкладиша (рис. 3.5, г) встановлюється рідинний режим тертя, при

якому у разі чистого не забрудненого мастила не буде зносу цапфи і вкладиша.

Основним видом руйнування підшипників ковзання є знос, який може бути механічним (абразивний) і молекулярно-механічним (схоплювання, заїдання).

Схоплювання звичайно з'являється як результат втрати масляним шаром своєї захисної здатності через підвищення загальної та особливо місцевої температури. Кінцевою стадією відмови підшипника унаслідок схоплювання, якщо вчасно не зупинити обертання, є виплавка антифрикційного шару з вкладиша і повне

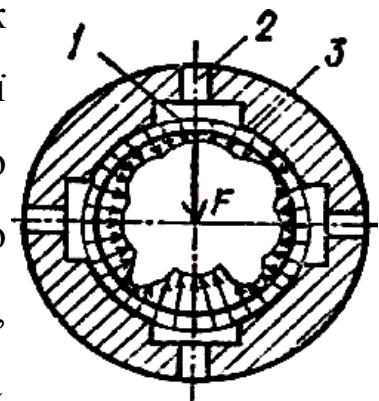


Рис. 3.6

схоплювання цапфи в підшипнику. Порівняно рідко зустрічається втомне руйнування фрикційного шару, що спостерігається при значній пульсації навантаження.

Найважчим і небезпечним є режим пуску, оскільки в цей період має місце сухе або напівсухе тертя. Для усунення цього режиму застосовуються гідростатичні підшипники (рис. 3.6), в яких поверхні, що труться, розділяються масляним шаром, який створюється примусовою подачею мастила ще до пуску машини і зміна режимних параметрів – швидкості і навантаження – не позначаються на працездатності підшипників. Тиск мастила в кишнях 1 визначається величиною і напрямом навантаження, співвідношенням гідравлічних опорів в дозуючих отворах 2 і в зазорах 3. При вказаному напрямі навантаження несучою є нижня кишень; в бічних кишнях тиск взаємно урівноважений. Зсув цапфи в якому – або напрямом унаслідок зміни

напрямую навантаження приводить до збільшення тиску мастила в камерах тієї зони, куди направлений зсув, що автоматично забезпечує точне центрування вала.

3.3. Розрахунок підшипників ковзання.

Умовний розрахунок включає перевірки за середнім тиском і за середній питомій потужності тертя, що доводиться на одиницю поверхні контакту цапфи і вкладиша відповідно до прийнятих критеріїв $p \leq [p]$ і $pv \leq [pv]$. Обидва вказаних параметра визначаються при допущеннях, що роблять розрахунок умовним (спрощеним). Розрахунок за тиском проводять в припущенні, що воно постійне і діє на половині площі обхвату цапфи вкладишем

$$p_m = \frac{F_r}{l \cdot d} \leq [p], \quad (3.1)$$

де F_r – навантаження на підшипник; l – довжина вкладиша; d – діаметр цапфи вала; $[p]$ – середній допустимий тиск.

Величина допустимого тиску встановлюється на основі досвіду проектування та експлуатації аналогічних підшипників. Значення $[p]$ змінюються в широких межах залежно від матеріалу цапфи і вкладиша, точності виготовлення, шорсткості поверхонь і ряду інших чинників. Наприклад, для підшипників стаціонарних машин $[p] = 2 \dots 5$ МПа, а для підшипників автомобільних двигунів $[p] = 4 \dots 20$ МПа.

Середня питома потужність тертя визначається як вираз середнього тиску на колову швидкість поверхні цапфи $v = 0,5\omega d$. Можна показати, що цей вираз дає потужність тертя, ділену на

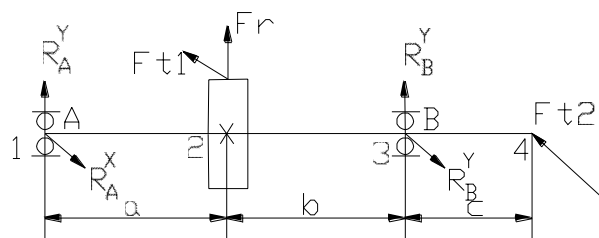
коефіцієнт тертя. Значення $[pv]$, що допускається, встановлюється досвідченим шляхом. Для вказаних раніше машин $[pv] = 2...10$ МПа·м/с і $[p_m v] = 25...35$ МПа·м/с відповідно.

Крім того, виконується (може виконуватися) розрахунок на забезпечення режиму рідинного тертя. Результатом розрахунку є визначення величини h_{\min} , тобто мінімальної товщини масляного шару, що допускається. Порядок даного розрахунку дається в літературі [1, 2, 3].

3.4. Приклад підбору і розрахунку підшипників кочення.

Задача. Підібрати підшипники кочення для швидкохідного вала редуктора за даними розв'язування п. 1.4. Додаткові відомості та умови роботи підшипників: кутова швидкість вала $\omega = 160$ рад/с; частота обертання вала $n = 1529$ об/хв.

Розв'язання.



Приведена схема навантаження вала (рис. 1.3, п. 1.4).

Вибираємо такий тип підшипника для швидкохідного валу редуктора: радіально шарикові однорядні легкої серії, який має такі характеристики: № 207, $d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 17$ мм, $C = 20$ кН, $C_0 = 14$ кН.

Зробимо перевірку попереднього вибору підшипників:

сумарна величина радіального навантаження (див. п. 1.4):

$$R_A^\Sigma = \sqrt{(R_A^X)^2 + (R_A^Y)^2} = \sqrt{915^2 + (-1669)^2} = 1903 \text{ Н};$$

$$R_B^\Sigma = \sqrt{(R_B^X)^2 + (R_B^Y)^2} = \sqrt{2747^2 + 6664^2} = 7208 \text{ Н}.$$

Визначасмо значення кінематичного, температурного коефіцієнта і коефіцієнта безпеки $V = 1,2$ (оскільки обертається зовнішнє кільце),

$$K_T = 1,0, K_B = 1,2;$$

Оскільки осьове навантаження відсутнє, то для визначення еквівалентного навантаження використовуємо формулу. Значення еквівалентного навантаження дорівнює:

$$P_{екв} = V \cdot R^\Sigma \cdot K_\sigma \cdot K_m = 1,2 \cdot 7208 \cdot 1,0 \cdot 1,2 = 10379 \text{ Н};$$

Розрахункова довговічність визначиться як:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_{екв}} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 1529} \cdot \left(\frac{20000}{10379} \right)^3 = 78 \text{ год}.$$

Знайдемо значення розрахункової динамічної вантажності:

$$C_p = R_{екв} \cdot \sqrt[m]{573 \cdot \omega \cdot \frac{L_h}{10^6}} = 10379 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 160 \cdot \frac{78}{10^6}} = 19,9 \text{ кН} \leq C = 20 \text{ кН}.$$

Тому що умова $C_p \leq C$ виконується, то й вибір підшипників здійснений правильно.

3.5. Запитання для самоперевірки.

1. Яка будова підшипників кочення та перелічите переваги і недоліки?
2. Яка класифікація підшипників кочення за різними ознаками?

3. Із яких матеріалів виготовляють деталі підшипників кочення?
4. Як розшифровують позначення підшипників кочення?
5. Які бувають класи точності підшипників кочення?
6. Які є основні способи закріплення підшипників на валах та у гніздах корпусу?
7. В яких випадках використовують радіально-упорні підшипники?
8. Назвіть основні види руйнувань та їх причини для деталей підшипників кочення.
9. Дайте визначення статичної і динамічної вантажності?
10. У чому полягає суть підбору підшипників кочення за статичною вантажністю?
11. У чому полягає суть підбору підшипників кочення за динамічною вантажністю?
12. Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення ресурсу підшипників кочення.
13. За якими формулами визначають розрахункове еквівалентне навантаження для підшипників різних типів?
14. Які способи мастила застосовують для підшипників кочення?
15. Особливості розрахунку радіально-упорних підшипників.
16. Допуски і посадки для підшипників кочення.
17. Коли доцільно застосовувати підшипники ковзання?
18. Наведіть приклади конструкцій підшипників ковзання.
19. Які вимоги ставляться до матеріалу вкладишів у підшипниках ковзання?

20. Які властивості повинні мати мастила, що використовуються у підшипниках ковзання. Назвіть основні групи мастил.
21. Які є основні критерії працездатності підшипників ковзання?
22. Які потрібні умови для досягнення режиму рідинного тертя в підшипниках ковзання?
23. За якими умовами ведуть розрахунок підшипників ковзання?
24. У чому полягає суть розрахунків підшипників рідинного тертя?
25. Що таке коефіцієнт завантаженості підшипника ковзання? Від яких факторів він залежить?

Для довідок

Для довідок

Для довідок

Література

1. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Павлище В. Т. Різьби, різьбові та кріпильні деталі : довідник / В. Т. Павлище, Я. Я. Данило. – Львів : Інтелект - Захід, 2001. – 239 с.
3. Малащенко В. О. Деталі машин. Курсове проектування / В. О. Малащенко, В. В. Янків. – Львів : Новий світ, 2000, 2006. – 252 с.
4. Деталі машин : підручник / [А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко та ін.] – К. : Агроосвіта, 2013. – 448с.
5. Заблонський К. І. Детали машин / К. І. Заблонський. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
7. Пастушенко С. І. Лабораторний практикум з деталей машин / С. І. Пастушенко, В. Ф. Ярошенко, О. В. Гольдшмідт. – К.: Аграрна освіта, 2005. – 240 с.
8. Розрахунок передач привода: методичні вказівки до виконання курсового проекту по деталях машин / Д. І. Мазоренко, А. В. Міняйло, Б. З. Овчаров, Л. М. Тіщенко. – Харків : ХДТУСГ, 2004. – 132 с.
9. Деталі машин : навчальний курс. МНАУ, MOODLE URL: <http://moodle.mnau.edu.ua/course/view.php?id=340>.

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

Укладачі: **Баранова** Олена Володимирівна
Степанов Сергій Миколайович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 30 прим. Зам. №

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Г. Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.