

Підшипники (Вальниці)

План

1. Опори ковзання і кочення, призначення, порівняльна характеристика
2. Вальниці ковзання: типи, застосування, конструкції, матеріали
3. Критерії роботоздатності та умовні розрахунки
4. Вальниці кочення: будова, класифікація, огляд основних типів
5. Поняття про підбір вальниць кочення за динамічною вантажопідіймальністю. Стислі відомості про конструювання вальничних вузлів



1. Опори ковзання і кочення, призначення, порівняльна характеристика

Вальниці служать опорами для валів і осей, вони підтримують їх у просторі, забезпечуючи можливість обертання і кочення, та сприймають прикладені до них радіальні й осьові навантаження. Від якості вальниць значною мірою залежать працездатність і довговічність машин. Щоб

уникнути зниження ККД механізму, втрати у вальницях мають бути мінімальними.

Вальниці класифікують за **видом тертя** та **сприйманим навантаженням**.

За **видом тертя** розрізняють:

- **вальниці ковзання**, у яких опорна ділянка ковзає вздовж поверхні вальниці;



- **вальниці кочення**, у яких тертя ковзання замінюють тертям кочення за допомогою установалення кульок



або роликів між опорними поверхнями вальниці і вала.



За сприйманим навантаженням розрізняють вальниці:

- **радіальні**, які сприймають радіальні навантаження;
- **упорні**, які сприймають осьові навантаження;
- **радіально-упорні**, які сприймають радіальні й осьові навантаження.

2. Вальниці ковзання: типи, застосування, конструкції, матеріали

Вальниці ковзання – це опори, які забезпечують обертальний рух валів і осей, взаємодія між якими здійснюється через тертя ковзання. Власне вальниця ковзання є вкладишем у вигляді втулки 1 (рис. 10.1а), або опорного кільця 2 (рис. 10.1б) встановлених у корпусі 3.

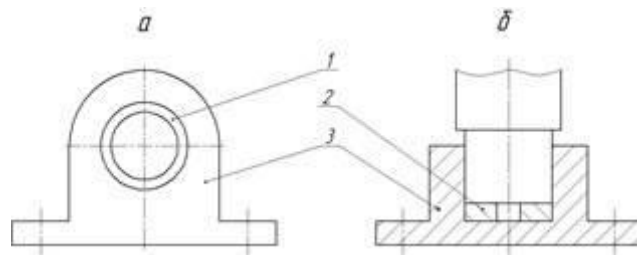


Рис. 10.1. Схема вальниці ковзання

Вальниці ковзання класифікують за такими ознаками:

- за родом тертя: **граничного тертя** (рис. 10.2а); **рідинного тертя** (рис. 10.2б);

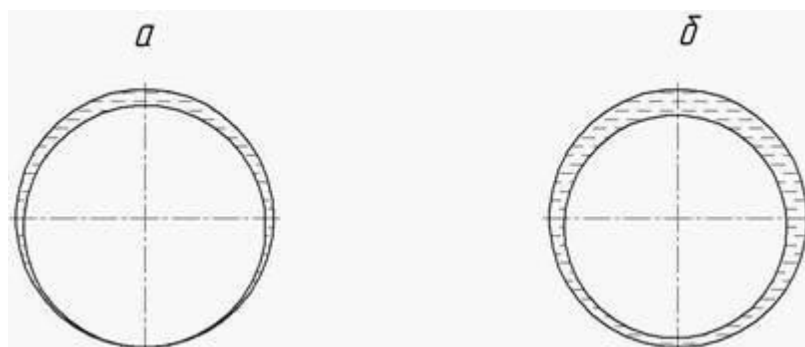


Рис. 10.2. Схеми вальниць ковзання за родом тертя

- за напрямом сприймання навантаження:
радіальні (рис. 10.3а);



радіально-упорні (рис. 10.3б);



упорні (підп'ятники) (рис. 10.3в);

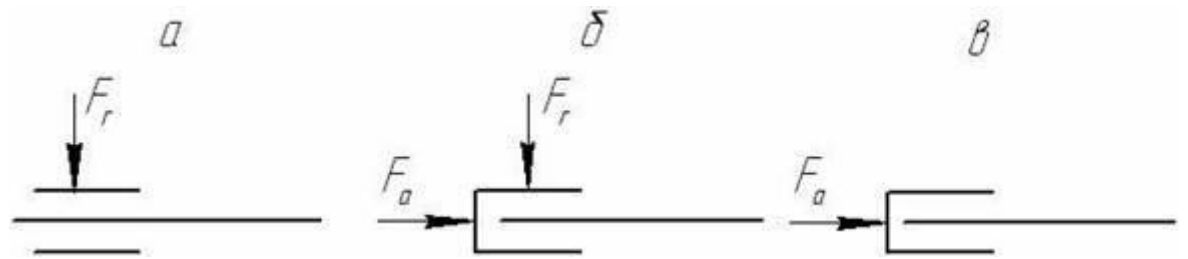


Рис. 10.3. Схеми вальниць ковзання за напрямом сприймання навантаження

- за способом компенсації перекосів валів:
несамоустановні (рис. 10.4а);



самоустановні (рис. 10.4б);



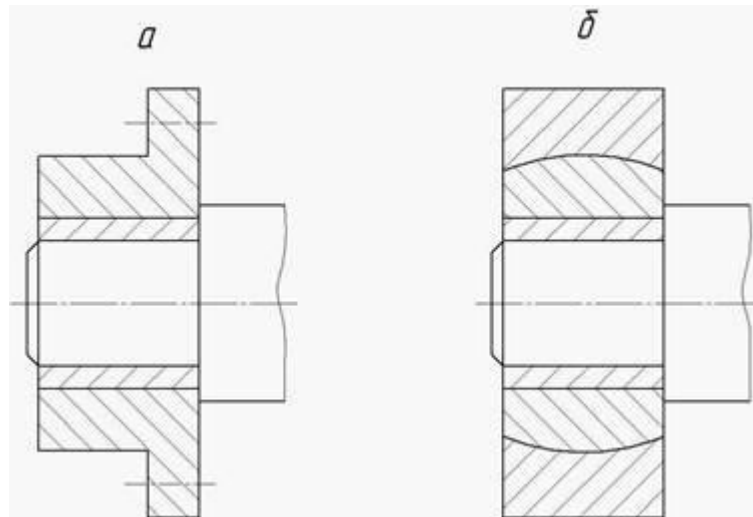


Рис. 10.4. Схеми вальниць ковзання за способом компенсації перекосів валів

Конструкції вальниць ковзання, режими їх роботи, матеріали

Радіальні вальниці ковзання (рис. 10.5) складаються з корпусу 1 і установлених в ньому вкладишів у вигляді суцільної 2 і роз'ємної 3 втулок, на які опирається вісь або вал. Конструктивно корпус вальниць ковзання виконують суцільними (рис. 10.5а)



або роз'ємними (рис. 10.5б).

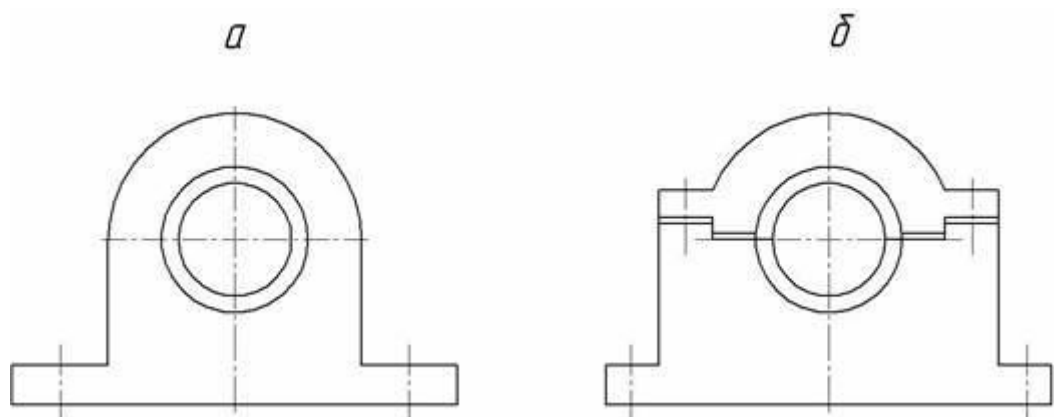


Рис. 10.5. Конструкції радіальних вальниць ковзання

Для суцільної вальниці вкладиш у вигляді втулки запресовують у суцільний корпус. Роз'ємний корпус вальниці складається з двох частин – основи і накривки, а вкладиш - роз'ємна втулка.

Осьові вальниці ковзання або підп'ятники (рис. 10.6) складаються з корпусу 1 і усталовленого в ньому вкладиша 2 у вигляді опорного кільця.

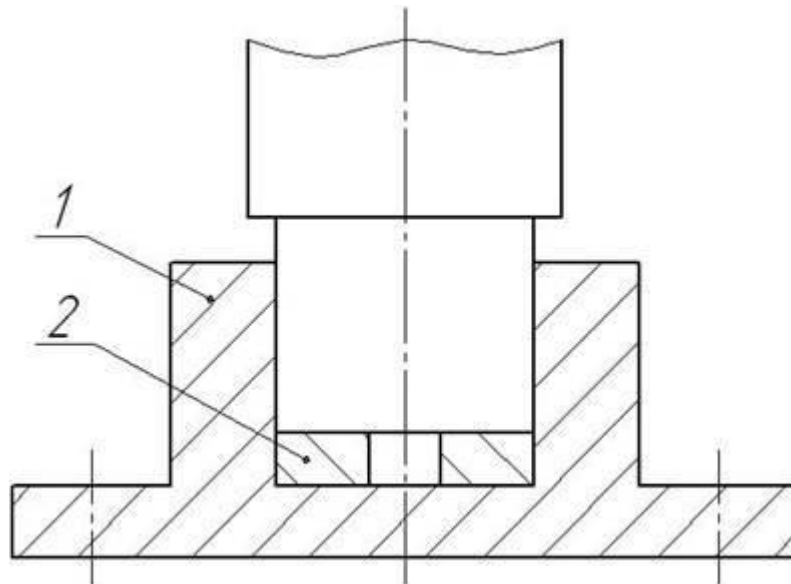


Рис. 10.6. Конструкція осьової вальниці ковзання

Для зменшення тертя у вальницях ковзання, зменшення спрацювання і нагріву поверхонь тертя їх змащують **маслом** або іншими відповідними мастильними матеріалами. Залежно від товщини масляного шару у вальниці вона працює в режимі **граничного** (піврідинного або півсухого) або **рідинного** тертя.

Залежно від виду навантаження і швидкості вкладиші виготовляють із таких матеріалів: сірих і антифрикційних чавунів, олов'яних, безолов'яних і свинцевих бронз, латуней, бабітів, алюмінієвих сплавів, спечених матеріалів на основі мідного і залізного порошку, пластмас, гуми, деревно-шарових пластиків.

3. Критерії роботоздатності та умовні розрахунки

Для вальниць ковзання граничного тертя виконують **умовні розрахунки**, суть яких полягає в обмеженні питомого тиску q у вальниці та в обмеженні параметра qv . Виконання цих умов у наближеній формі передбачає запобігання інтенсивному спрацюванню, перегріванню і заїданню у вальницях.

Відповідно розрахункові умови записують у такому вигляді:

- для **радіальних вальниць** ковзання (рис. 10.7а)

$$q = F_r / (d \cdot l) \leq [q] ; \quad qv \leq [qv] , \quad (10.1)$$

де F_r – радіальне навантаження на вальницю; d – діаметр цапфи; l – довжина вальниці; $v = 0,5 \cdot \omega \cdot d$ – швидкість ковзання або колова швидкість цапфи, де ω – кутова швидкість вала або осі;

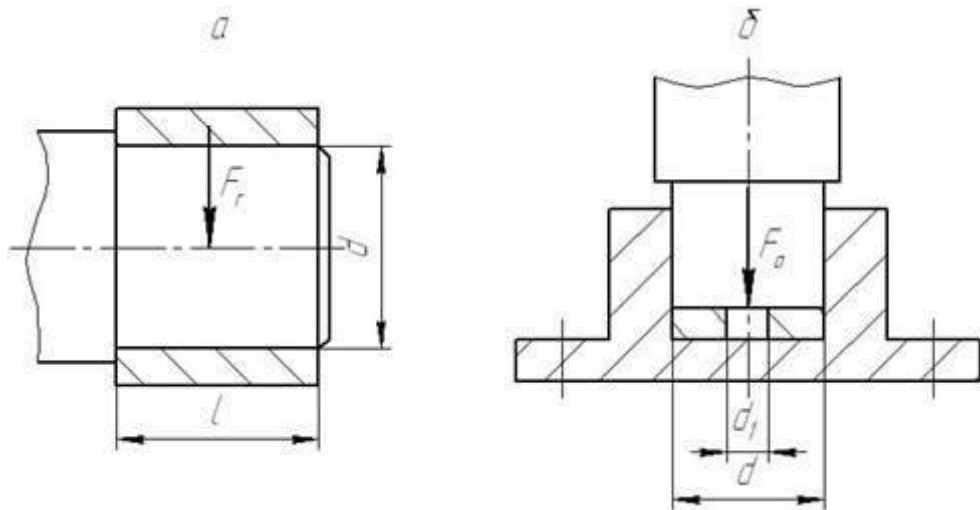


Рис. 10.7. Розрахункові схеми вальниць ковзання

- для **осьових (упорних) вальниць** ковзання (рис. 10.7б)

$$q = F_a / A \leq [q] ; \quad qv \leq [qv] , \quad (10.2)$$

де F_a – осьове навантаження на вальницю (підп'ятник); $A = 4 \cdot F_a \cdot z / \pi(d^2 - d_1^2)$ – площа п'яти: для суцільної – число опорних поверхонь $z = 1$, а $d_1 = 0$; для кільцевої – число опорних поверхонь $z = 1$, а $d_1 = (0,6 \dots 0,7)d$; для гребінчастої – число опорних поверхонь $z = 2 \dots 3$, а $d_1 = (0,7 \dots 0,8)d$; $v = 0,5 \cdot \omega \cdot d_m$ – середня швидкість ковзання або середня колова

швидкість п'яти, де $d_m = 0,5(d + d_1)$ – середній діаметр підп'ятника; ω – кутова швидкість вала або осі.

Допустимі значення тиску $[q]$ та параметра $[qv]$ визначені з досвіду експлуатації вальниць ковзання з різними матеріалами вкладишів наведені у довідковій літературі.

Для вальниць ковзання рідинного тертя розрахунки виконують згідно з гідродинамічною теорією змащування, суть якої полягає в рішенні диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини.

4. Вальниці кочення: будова, класифікація, огляд основних типів



Вальниці кочення – це опори, які забезпечують обертальний рух валів і осей, що працюють на використанні принципу тертя кочення. Базова модель вальниці кочення (рис. 10.8) складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 3 кілець, тіл кочення 2 і сепаратора 4. Внутрішнім кільцем вальницю встановлюють на валу або осі, а зовнішнім – у корпусі опори.

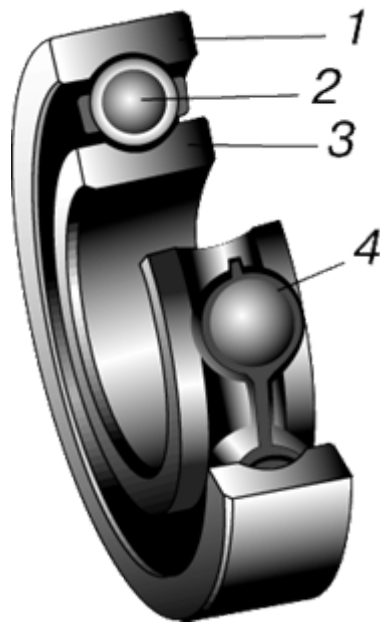


Рис. 10.8. Вальниця кочення

Вальниці кочення класифікують за такими ознаками:

- за формою тіл кочення: **кулька** (рис. 10.2а); **короткий ролик** (рис. 10.9б); **голчастий ролик** (рис. 10.9в); **витий ролик** (рис. 10.9г); **бочкоподібний ролик** (рис. 10.9д); **конічний ролик** (рис. 10.9е);

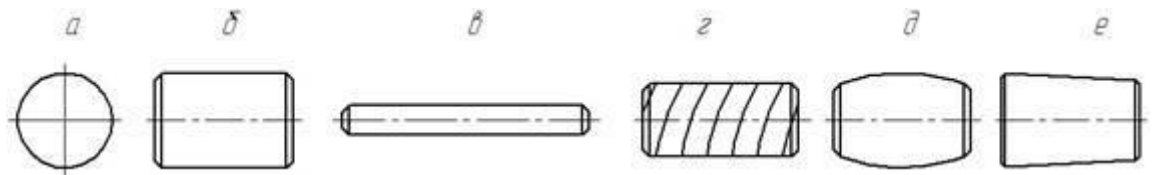


Рис. 10.9. Форми тіл кочення у вальницях

- за напрямом сприймання навантаження:
- **радіальні** (рис. 10.10а);



- радіально-упорні (рис. 10.10б);



- упорні (рис. 10.10в);

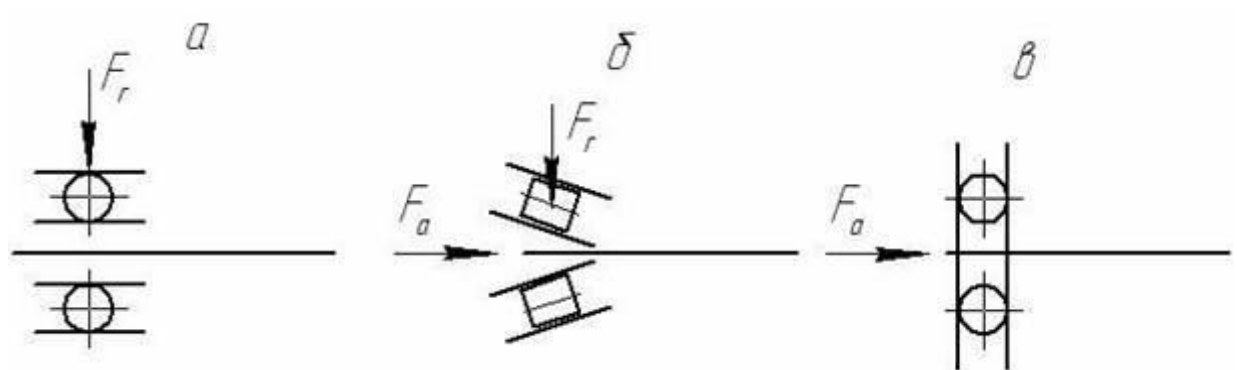


Рис. 10.10. Схеми вальниць кочення за напрямом сприймання навантаження

- за конструкцією:
однорядні (рис. 10.11а);



багаторядні (рис. 10.11б).

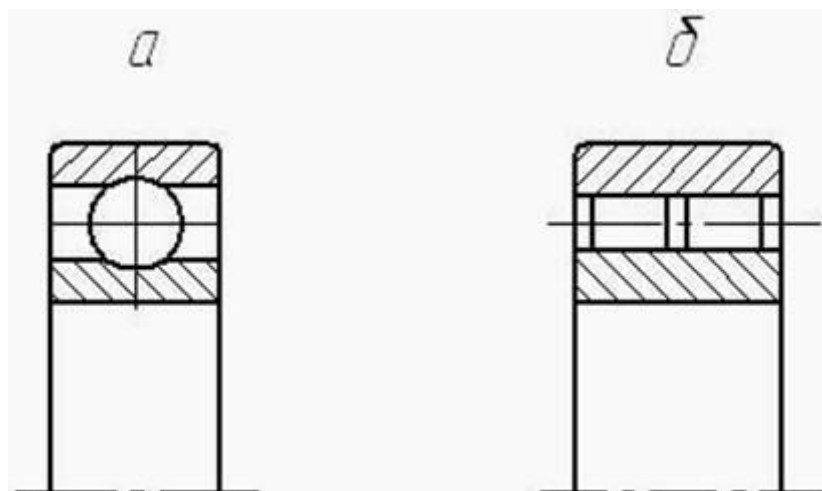
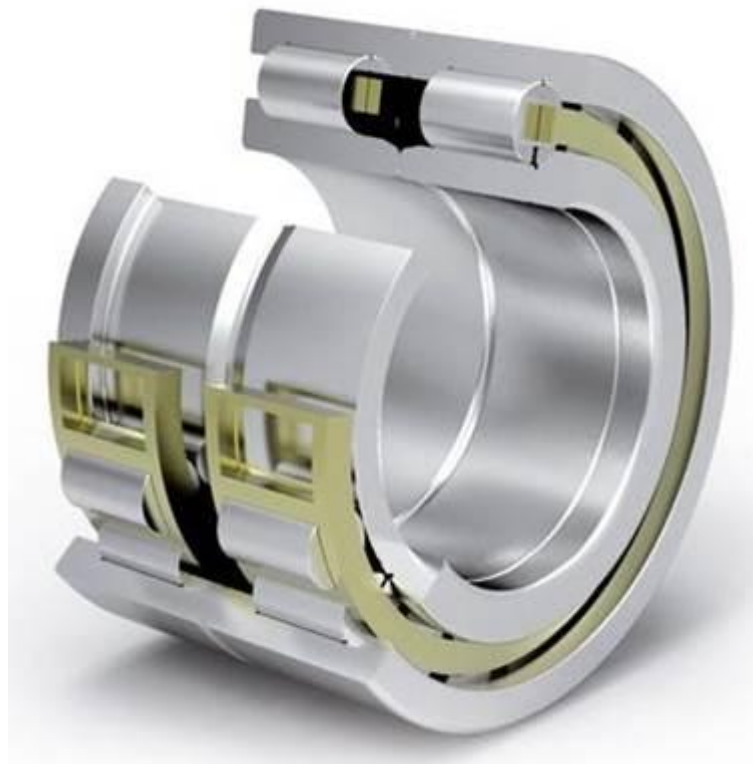


Рис. 10.11. Схеми вальниць кочення за конструкцією

Вальниці кочення мають **умовне позначення** у вигляді номера із чотирьох цифр для базових моделей з внутрішніми діаметрами внутрішніх кілець $d = 20 \dots 495 \text{ мм}$. **Дві останні цифри** номера від 04 до 99 помножені на п'ять визначають діаметр d , наприклад, $04 \times 5 = 20 \text{ мм}$, а $99 \times 5 = 495 \text{ мм}$. Виходячи з цього бачимо, що діаметр d дорівнює числу, яке закінчується на нуль або п'ять.

Третя цифра, після двох останніх, свідчить про серію вальниць. Особливо легка серія позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка –

4, легка широка – 5 і середня широка – 6. Серія відрізняє вальниці одну від іншої за зовнішніми розмірами, що показано на рис. 10.12.

До пояснення серій вальниць

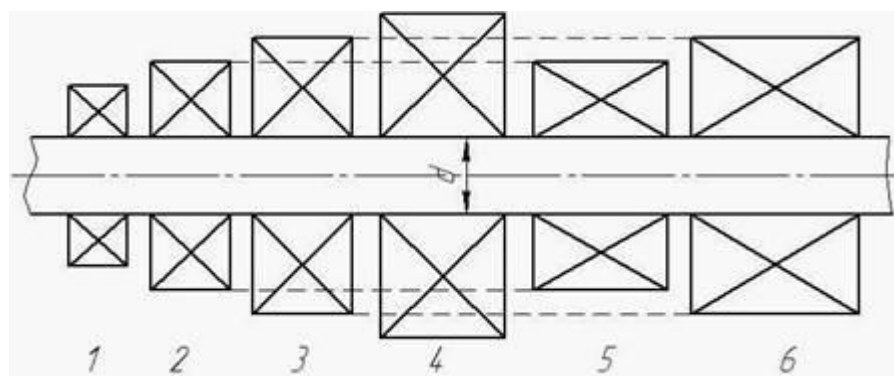


Рис. 10.12. Система умовних позначень

Четверта цифра, після трьох останніх, показує на тип вальниці, де зашифровані конструктивні відмінності і напрям сприймання навантаження. Є десять типів вальниць:

0 – радіальна кулькова однорядна;



1 – радіальна кулькова дворядна сферична;



2 – радіальна із короткими циліндричними роликами;



3 – радіальна роликова дворядна сферична;



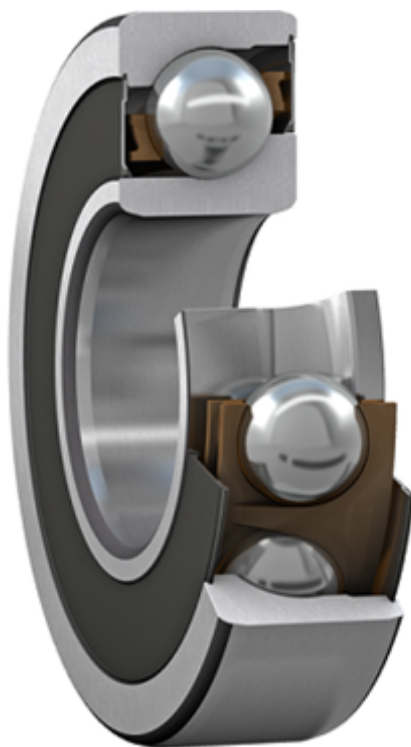
4 – радіальна із довгими циліндричними роликами або голчаста;



5 – радіальна із витими циліндричними роликами;



6 – радіально-упорна кулькова однорядна;



7 – радіально-упорна роликова конічна;



8 – упорна кулькова;



9 – упорна роликова.



Типи вальниць для базових моделей показані на рис. 10.6.

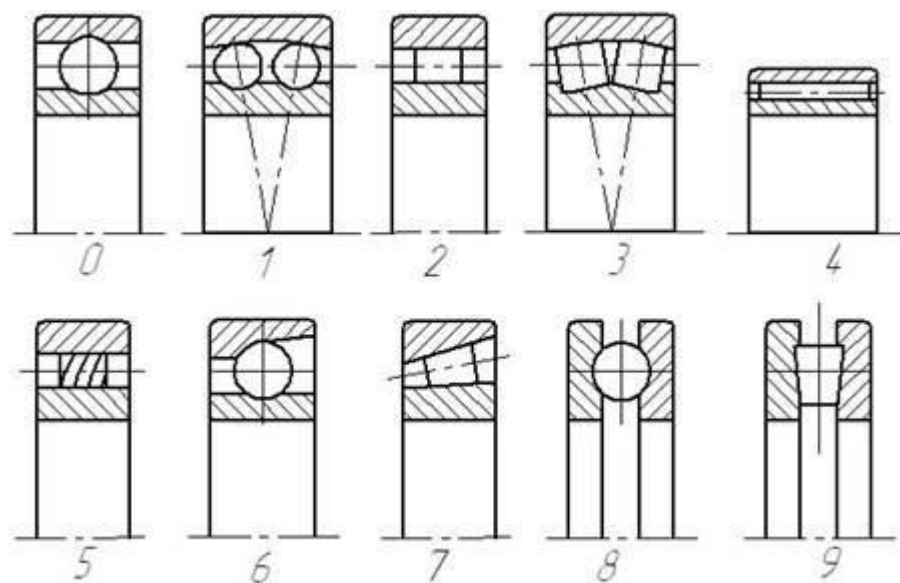
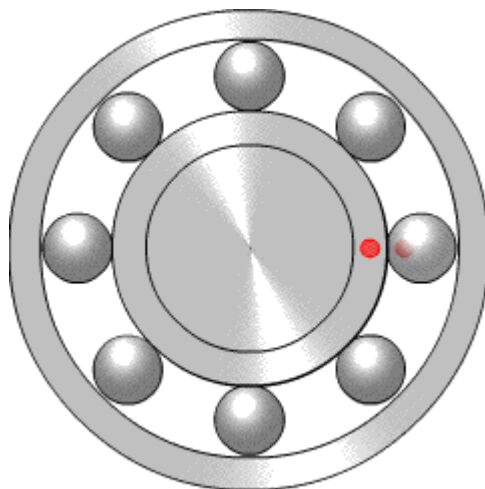


Рис. 10.13. Типи вальниць

Можливі у номері *п'ята і шоста цифри*, які характеризують конструктивні особливості вальниць порівняно з базовими моделями. Цифри 6, 5, 4, 2, що стоять через знак «тире» перед умовним позначенням вальниці, означають його *клас точності*. Найвищий клас точності – 2. Нормальний клас точності позначають цифрою 0, яку не показують.

Розподіл навантаження на тілах кочення



Розглянемо вальницю навантажену радіальною силою, як показано на рис. 10.14. Це навантаження на тіла кочення розподіляється нерівномірно і його сприймають тільки ті тіла кочення, що розміщені на дузі, яка не перевищує 180° .

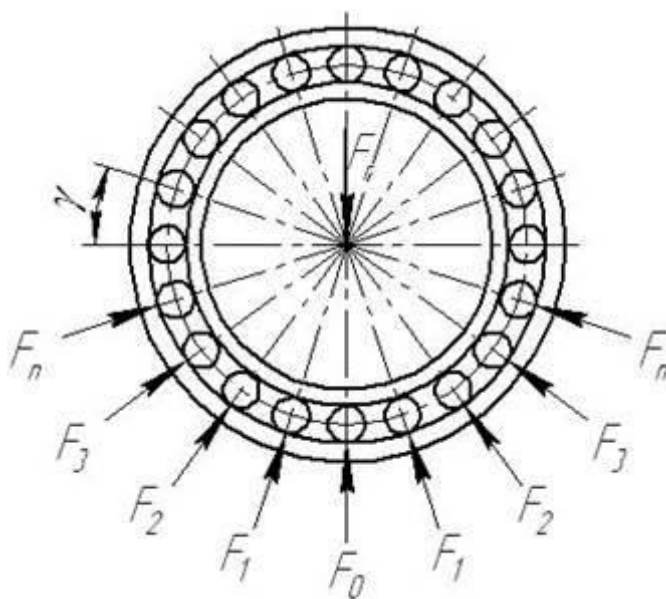


Рис. 10.14. Схема навантаження тіла кочення радіальної вальниці

За симетричного розміщення тіл кочення відносно лінії дії радіального навантаження F_r за умовою рівноваги запишемо:

$$F_r - F_0 - 2F_1 \cdot \cos \gamma - 2F_2 \cdot \cos 2\gamma - 2F_3 \cdot \cos 3\gamma - \dots - 2F_n \cdot \cos n\gamma = 0, \quad (10.1)$$

де $\gamma = 360^\circ / z$; z – число тіл кочення – кульок або роликів. Кут $n\gamma < 90^\circ$

Із розв'язання задач теорії пружності про стиск пружних тіл за умови абсолютної точності розмірів тіл кочення і кілець за відсутності зазору встановлено такі співвідношення:

$$F_1 = F_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma; F_2 = F_0 \cdot \cos^{3/2} 2\gamma; F_3 = F_0 \cdot \cos^{3/2} 3\gamma; \dots; F_n = F_0 \cdot \cos^{3/2} n\gamma. \quad (10.2)$$

Якщо ці значення підставити у попередню умову рівноваги і розв'язати, то

$$F_0 = F_r / (1 + \cos^{3/2} \gamma + \cos^{3/2} 2\gamma + \cos^{3/2} 3\gamma + \dots + \cos^{3/2} n\gamma) = F_r \cdot K. \quad (10.3)$$

Для довільного числа кульок у вальниці коефіцієнт $K = 4,37 / z$.

Якщо врахувати поправки на вплив зазору та неточностей розмірів деталей вальниці, то: для радіальних вальниць – $F_0 = 5F_r / z$; для радіально-упорних – $F_0 = 5F_r / (z \cdot \cos \alpha)$, де α – кут контакту тіл кочення; для упорних – $F_0 = 1,25F_a / z$, де F_a – осьова сила на вальницю; 1,25 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу сили між кульками.

Матеріали, види руйнування та критерії роботоздатності



Для кілець і тіл кочення вальниць основними матеріалами є **вальничні високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС**. Під час виготовлення

вальниць кочення великих розмірів широко застосовують **цементовані сталі** 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А. Твердість після відповідної термообробки кілець і тіл кочення відповідно становить 60...65 *HRC* і 62...66 *HRC*.

Сепаратори виготовляють із сталей звичайної якості марок Ст.2, Ст.3 та інших, а для високошвидкісних вальниць – з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів і пластмас.

Руйнування вальниць проявляється в різних формах, це: втомне викришування і зминання робочих поверхонь кілець і тіл кочення; спрацювання кілець і тіл кочення; руйнування деталей вальниць.



Все це відбувається за рахунок дії змінних контактних напружень, впливу зовнішнього абразивного середовища, ударних перенавантажень. Оцінюють роботоздатність вальниць на основі критеріїв міцності та зносостійкості, згідно зі стандартизованими методиками, за статичною (ГОСТ 18854- 82) і динамічною (ГОСТ 18855- 82) вантажопідіймальністю.

5. Поняття про підбір вальниць кочення за динамічною вантажопідіймальністю. Стислі відомості про конструювання вальничних вузлів



Оскільки вальниці кочення **стандартні вироби**, то їх вибирають і виконують перевірні розрахунки за **статичною** і **динамічною** вантажопідіймальністю, межі застосування яких встановлені на основі кутової швидкості або частоти обертання вала: якщо кутова швидкість рухомого кільця $\omega < 0,1 \text{ рад/с}$ (1 об/хв) – розрахунки виконують за статичною вантажопідіймальністю; якщо кутова швидкість рухомого кільця $\omega > 0,1 \text{ рад/с}$ (1 об/хв) – розрахунки виконують за динамічною вантажопідіймальністю, до того ж за $0,1 < \omega < 1 \text{ рад/с}$ у розрахунках беруть $\omega = 1 \text{ рад/с}$.

Для вибору вальниць потрібні такі вихідні дані: діаметр цапфи вала; схема і величина сил на вальницю; кутова швидкість або частота обертання вала.

Підбір і розрахунок вальниць кочення на статичну вантажопідіймальність

Підбір і розрахунок вальниць кочення здійснюється за умовою:

$$F_{\epsilon} \leq C_o,$$

(10.4)

де F_{ϵ} – еквівалентне статичне навантаження на вальницю; C_o – базова статична вантажопідіймальність, яка наводиться у каталогах.

Базова статична вантажопідіймальність – це таке статичне навантаження на вальницю, якому відповідає залишкова деформація тіл кочення і кілець, що дорівнює $\Delta = 0,0001 \cdot d_{\text{max}}$, де d_{max} – діаметр тіла кочення (рис. 10.15).

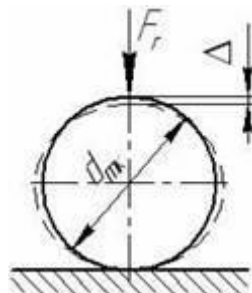


Рис. 10.15. Схема деформації тіл кочення і кілець

Еквівалентне статичне навантаження на вальницю визначають за формулою:

$$F_{\epsilon} = x_0 \cdot F_{rn} + y_0 \cdot F_{an}, \quad (10.5)$$

де F_{rn}, F_{an} – відповідно радіальне і осьове навантаження (реакції) на вальницю; x_0, y_0 – відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження, наводять у довідковій літературі.

Підбір і розрахунок вальниць кочення на динамічну вантажопідіймальність



Базова динамічна вантажопідіймальність (C) – це постійне навантаження, яке може умовно сприймати вальницю протягом 10^6 обертів за ймовірності безвідказної роботи 90 %, наводять у довідковій літературі.

Підбір і розрахунок вальниць кочення за динамічною вантажопідіймальністю зводиться до визначення їхньої довговічності в конкретних умовах роботи за формулою:

$$L_h = \frac{\pi \cdot 10^6}{1800 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C}{F_{\epsilon}} \right)^p, \quad (10.6)$$

де ω – кутова швидкість рухомого кільця, rad/c ; C – базова динамічна вантажопідіймальність; F_{ϵ} – еквівалентне навантаження на вальницю; p – показник ступеня, який згідно з експериментами для кулькових вальниць дорівнює 3, а роликових – $10/3$.

Еквівалентне навантаження на вальниці визначають за залежністю:

$$F_{\epsilon} = (x \cdot V \cdot F_{rn} + y \cdot F_{an}) \cdot k_{\epsilon} \cdot k_T, \quad (10.7)$$

де F_{rn}, F_{an} – відповідно радіальне і осьове навантаження (реакції) на вальницю; x, y – відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження, наводять у довідковій літературі; V – коефіцієнт обертання кільця; k_6 – коефіцієнт безпеки; k_T – температурний коефіцієнт. Усі коефіцієнти наводять у довідковій літературі.

Значення коефіцієнтів x, y вибирають на основі порівняння відношення F_{an}/VF_{rn} і параметра осьового навантаження e .

Осьові реакції визначають виходячи із схеми розміщення вальниць: «у розпір» (рис. 10.16а) або «у розтяжку» (рис. 10.16б), враховуючи дію сумарного зовнішнього осьового навантаження F_a та складових осьових реакцій S_n від радіальних реакцій F_{rn} , які визначають: $S_n = e \cdot F_{rn}$ – для кулькових вальниць; $S_n = 0,83 \cdot e \cdot F_{rn}$ – для роликових вальниць.

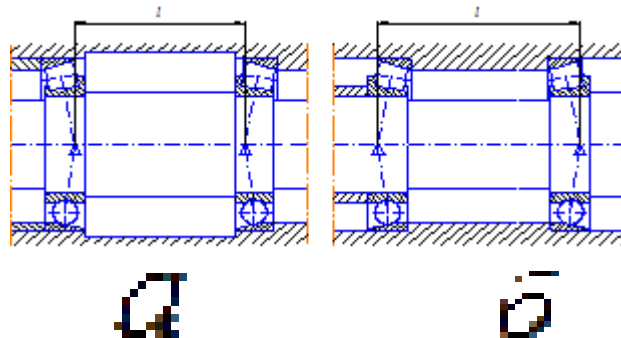


Рис. 10.16. Схеми розміщення вальниць

Для знаходження числових значень осьових реакцій F_{an} складається розрахункова схема та користуються правилом визначення осьових реакцій. Схеми навантаження вальниць показано на рис. 10.17.

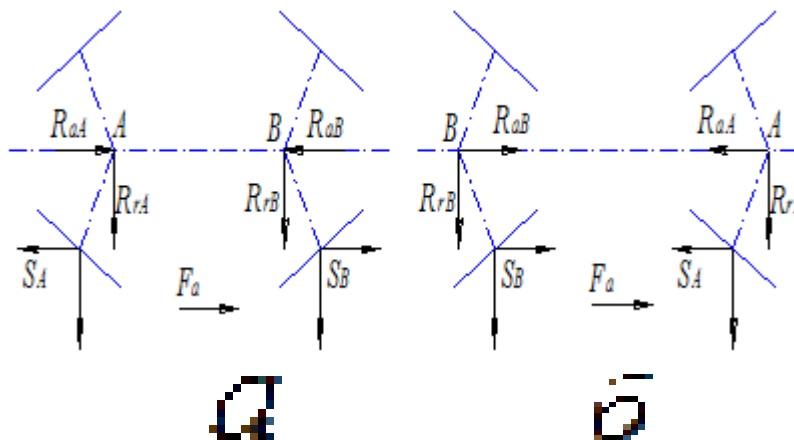


Рис. 10.17. Схеми навантаження вальниць

Правило визначення осьових реакцій:

1) Осьові сили, що діють на вальницю (F_a і S_n), приймаються зі знаком «+», якщо вони навантажують вальницю; зі знаком «-», якщо розвантажують.

2) Якщо отримана сума, вказаних у п.1, сил буде більше нуля, тоді осьову реакцію R_{an} для цієї вальниці визначають як алгебраїчну суму сумарної зовнішньої сили F_a і складової осьової реакції S_n парної вальниці. Якщо ця сума буде менше нуля, тоді осьова реакція R_{an} для цієї вальниці прирівнюється до складової осьової реакції S_n цієї самої вальниці.

Для схеми, показаної на рис. 10.10а:

$$\begin{aligned} \text{опора } A: \quad \sum F = -S_B - F_a + S_A > 0, \quad R_{aA} = F_a + S_B. \\ \sum F = -S_B - F_a + S_A < 0, \quad R_{aA} = S_A. \end{aligned} \quad (10.8)$$

$$\begin{aligned} \text{опора } B: \quad \sum F = -S_A + F_a + S_B > 0, \quad R_{aB} = F_a + S_A. \\ \sum F = -S_A + F_a + S_B < 0, \quad R_{aB} = S_B. \end{aligned} \quad (10.9)$$

Аналогічно складаються рівняння для схеми, показаної на рис. 10.10б.