

## 14 ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

### 14.1 Загальні відомості

Підшипник ковзання (рис. 14.1) є парою обертання, він складається з опорної ділянки вала (цапфи) 1 і відповідно підшипника 2, у якому ковзає цапфа. У якості опор обертювих осей і валів підшипники ковзання використовуються в конструкціях, у яких застосування підшипників кочення утруднене або неприпустиме з ряду причин: високі вібраційні й ударні навантаження; низькі й особливо високі частоти обертання; підвищені вимоги до стабільності й точності положення валів і ін.; робота у воді, агресивних середовищах; робота при недостатньому змазуванні або без змазування; необхідність виконання діаметрального роз'єму; відсутність підшипників кочення необхідних діаметрів (мініатюрні й особливо великі вали) і ін. Надійність роботи підшипників визначає працездатність і довговічність машин.

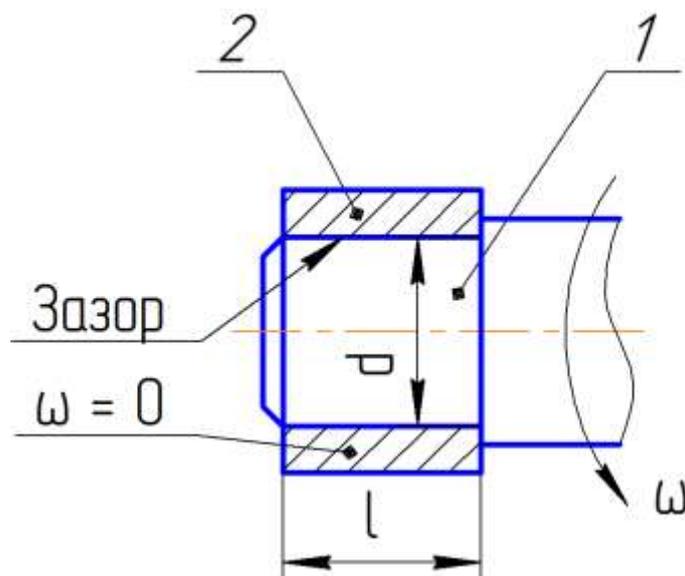


Рисунок 14.1 – Цапфа в опорі ковзання

Підшипникам ковзання властиві й деякі недоліки. Так, важко навантажені підшипники, що працюють при високих частотах обертання, потребують примусового підведення під тиском мастильного матеріалу (мастила, води й ін.) для підтримки режиму рідинного тертя й відводу теплоти, що виділяється. Підшипники зі звичайними мастилами надійно працюють лише при температурі не вище  $150^{\circ}\text{C}$ . При роботі в умовах знижених температур зростає пусковий момент через згущення мастила. Завдяки безшумності й зазначеним вище перевагам, а також по конструктивних і економічних міркуваннях опори ковзання знаходять широке застосування в парових і газових турбінах, двигунах внутрішнього згорання, відцентрових

насосах, центрифугах, металообробних верстатах, прокатних станах, важких редукторах та ін.

## 14.2 Класифікація підшипників ковзання

Основні класифікаційні ознаки підшипників ковзання наведені на рис. 14.2.

1 За напрямком сприйманих навантажень підшипники ковзання поділяють на дві основні групи:

- радіальні, ще їх називають опорними, призначені для сприйняття навантажень, перпендикулярних до осі вала;
- упорні, що призначені для сприйняття осьових навантажень.

Упорні підшипники ковзання, що служать для фіксації горизонтальних валів в осьовому напрямку і мають незначні навантаження, називають торцевими. Упорні підшипники ковзання, що встановлюються на вертикальних валах, називаються під'ятниками.

Для підшипників ковзання цапфи можуть бути циліндричними, конічними або кулястими.

2 Залежно від виду тертя, реалізованого між тертьовими поверхнями, розрізняють підшипники:

- «сухого» тертя, тобто не потребуючого мастильного матеріалу;
- напіврідинного тертя, що працюють в умовах періодичного або недостатнього змащування;
- рідинного тертя, що працюють лише в умовах безперервної багатой подачі (насосом або самопливом) мастильної рідини.

3 Стосовно сприйманого навантаження:

- несамоустановлювальні;
- самоустановлювальні.

4 За конструкцією:

- з вкладишами та без вкладишів;
- рознімні та нероз'ємні;
- що приєднуються та вбудовані.

5 Залежно від виду мастила підшипники поділяють на:

- гідравлічні:
  - а) гідродинамічні, у яких тиск рідкого мастила в зазорі між цапфою і вкладишем створюється завдяки обертанню цапфи;
  - б) гідростатичні, у яких тиск рідкого мастила в зазорі створюється насосом;
- газові:
  - а) газодинамічні, у яких тиск газового мастила в зазорі створюється завдяки обертанню цапфи;
  - б) газостатичні (тиск газу в зазорі забезпечується насосом).

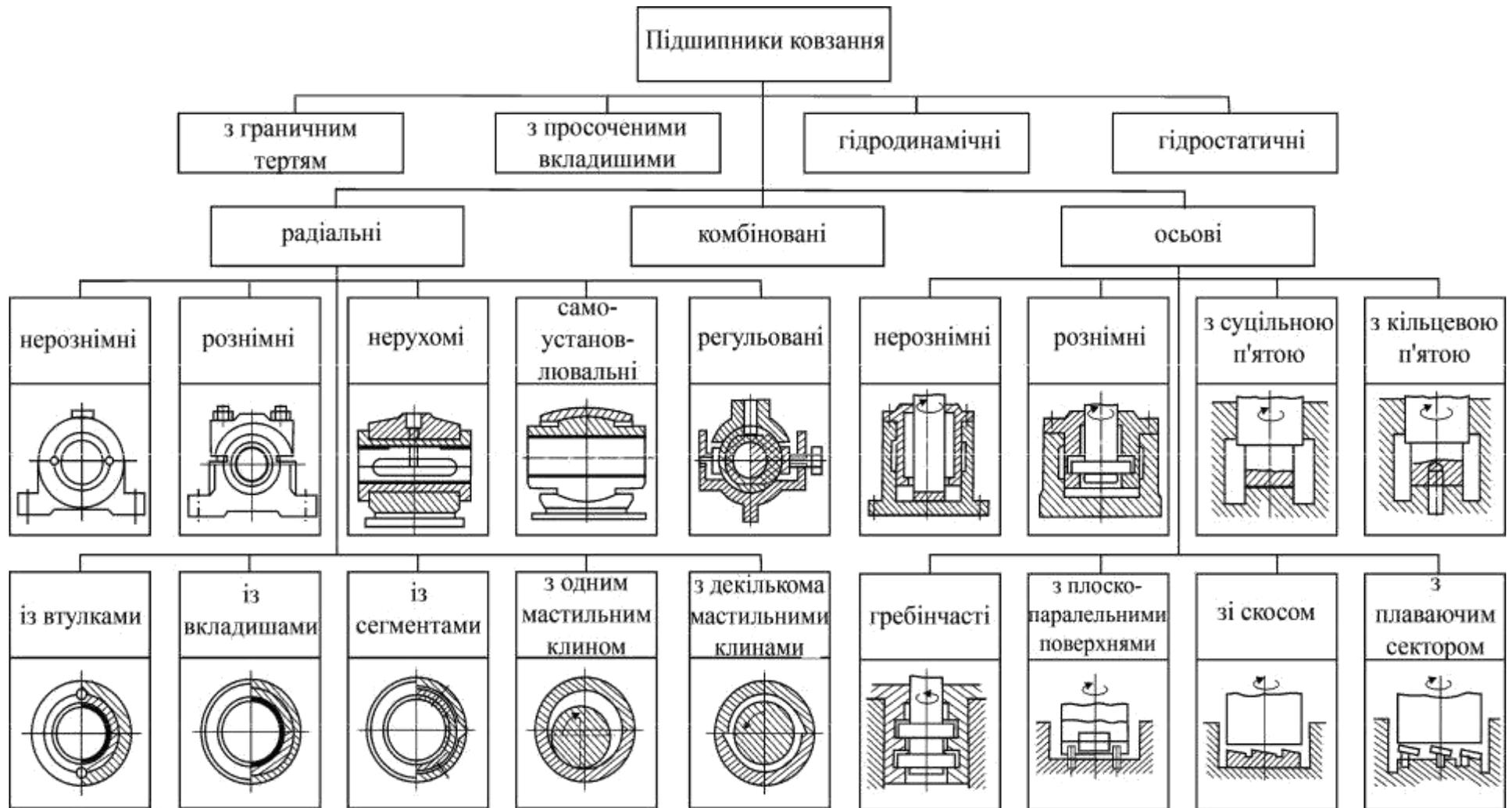


Рисунок 14.2 – Класифікація підшипників ковзання

### 14.3 Робота підшипників ковзання в умовах тертя з мастильним матеріалом і поняття про їх розрахунки

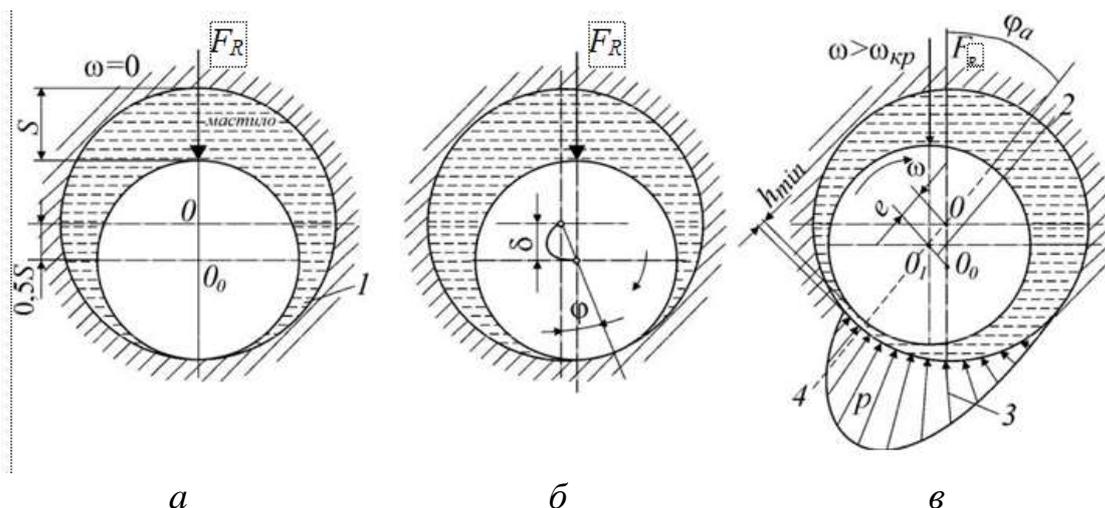
При певній конструкції підшипника й відповідному режимі роботи може бути здійснене тертя з мастильним матеріалом. Робота підшипника в цих умовах підкоряється гідродинамічній теорії змащення. При терті з мастильним матеріалом робочі поверхні цапфи й підшипника повністю розділяються шаром мастильного матеріалу. При такому режимі створюються сприятливі умови роботи: значно зменшуються втрати енергії на визначення шкідливих опорів, цапфа й вкладиш практично не зношуються.

Для створення тертя з мастильним матеріалом необхідно, щоб у масляному шарі виникав надлишковий тиск або від обертання вала (гідродинамічне), або від насоса (гідростатичне). Частіше застосовують підшипники з гідродинамічним змащенням (рис. 14.3).

Гідродинамічна теорія змащення в нинішньому виді базується на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, які зв'язують тиск  $p$ , швидкість  $w$  і опір в'язкому зсуву  $\mu$  у шарі мастила підшипника.

*Фізична модель процесу.* У підшипнику ковзання вал завжди встановлюється з певним зазором  $S$  (рис. 14.3,а), який заповнюється мастилом.

Якщо вал не обертається, то під дією радіального навантаження  $F_R$  він займає ексцентричне положення в підшипнику і зазор приймає серпоподібну форму клинової щілини. На початку обертання, коли швидкість невелика і напівсухе тертя домінує, вал відхиляється у протилежний обертанню бік на кут  $\varphi$  (рис. 14.3,б), тангенс якого дорівнює коефіцієнту напівсухого тертя.



*а – вал не обертається; б – вал починає обертатися; в – усталене обертання вала*

Рисунок 14.3 – Положення вала в підшипнику й схема виникнення несучого мастильного шару

Обертаючись, вал захоплює за собою мастило. Перший шар, який змочує вал, захоплюється внаслідок адсорбції мастила металевою поверхнею вала, подальші шари – внаслідок внутрішньої в'язкості мастила. Вал у такий спосіб діє як насос, що нагнітає мастило в клиноподібну щілину.

У міру збільшення швидкості обертання виникає напіврідинне тертя, коефіцієнт тертя зменшується й вал переміщається у бік обертання, поки не відбудеться роз'єднання мікронерівностей вала й підшипника і виникне рідинне тертя.

Надходячи в зазор, що звужується за напрямом обертання вала, мастило, як практично нестислива рідина, прагне розтектися в коловому і осьовому напрямках (до торців підшипника). Цьому перешкоджають сили в'язкості, у результаті чого в мастильному шарі виникає тиск, який прогресивно зростає до точки найбільшого зближення вала й підшипника, де витікання мастила утруднене через малість зазору (рис. 14.3,в).

Частина мастила витікає через торці підшипника, та ж частина, що залишилася, має пройти через найвужче місце зазору. Сили тиску, що розвиваються в мастильному шарі, піднімають вал (вал «спливає»), одночасно зрушуючи його у бік напрямку обертання. Стан рівноваги досягається тоді, коли прохідний переріз у найвужчому місці щілини ( $h_{min}$ ) виявляється достатнім для пропуску мастила, що залишилося після торцевого витікання.

При режимі роботи, що встановився, товщина масляного шару повинна бути більше суми мікронерівностей цапфи  $R_{z1}$  і вкладиша  $R_{z2}$

$$h = K \cdot (R_{z1} + R_{z2}), \quad (14.1)$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу.

У силових конструкціях приймають  $K \cong 2$ .

#### 14.4 Умовний розрахунок підшипників ковзання і підп'ятників

Підшипники ковзання найчастіше виходять із ладу внаслідок абразивного зношування або заїдання. У машинах, де підшипники сприймають більші ударні й вібраційні навантаження, можливо втомне руйнування робочого шару вкладишів.

Умовний розрахунок підшипників ковзання проводять для підшипників, що працюють в умовах граничного тертя, коли поверхні, що труться, гарантовано не розділені шаром мастильного матеріалу, а на робочій поверхні вкладиша є лише тонка масляна плівка, яка може зруйнуватися. Цей розрахунок проводять для забезпечення зносостійкості й відсутності заїдання. Для підшипників рідинного тертя роблять спеціальний розрахунок, заснований на гідродинамічній теорії змазування. Розрахунок підшипників і підп'ятників в умовах граничного тертя

Умовний розрахунок підшипників ковзання роблять по середньому тискові  $p$  між цапфою й вкладишем і по добуткові цього тиску на колову швидкість ковзання цапфи  $V$ , тобто по параметру  $p \cdot V$ , який називають «критерієм нагрівання». Розрахунки по середньому тискові  $p$  гарантує відсутність видавлювання мастильного матеріалу і являє собою розрахунок на зносостійкість, а розрахунок по  $p \cdot V$  забезпечує нормальний тепловий режим і відсутність заїдань.

Умовний розрахунок для підшипників, що працюють в умовах граничного тертя, є основним, його виконують у більшості випадків як перевірочний, а для підшипників рідинного тертя – як орієнтовний. Допустимі значення тиску  $p$  і критерію  $p \cdot V$  для підшипників ковзання й підп'ятників наведені в табл. 14.1.

Таблиця 14.1 – Допустимі значення тиску  $p$  і критерію  $p \cdot V$  для підшипників ковзання й підп'ятників

Матеріал цапфи й вкладиша	$[p], \text{МПа}$	$[p \cdot V], \text{МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$
Сталь по чавуну	2...4	1...3
Сталь по бронзі БрОЦСб-6-3	4...6	4...6
Сталь загартована по бронзі БрАЖ9-4	15...20	18...12
Сталь по антифрикційному чавуну: • АЧС-1 при $V = 0,2$ м/с; • АЧС-1 при $V = 2$ м/с	9	1,8
	0,05	0,1
Сталь по антифрикційному чавуну: • АЧК-1, АЧК-2 при $V = 1$ м/с; • АЧК-1, АЧК-2 при $V = 5$ м/с	12	12
	0,5	2,5
Сталь загартована по бабіту	6...10	12...25

1 Розрахунок підшипників ковзання на зносостійкість.

Розрахункові схеми представлені на рис. 14.4:

- для радіальних підшипників:

$$p = \frac{F_R}{d \cdot l} \leq [p], \quad (14.2)$$

де  $F_R$  – радіальне навантаження на підшипник;

$d$  – діаметр цапфи вала

$l$  – ширина підшипника;

$[p]$  – допустимі значення тиску;

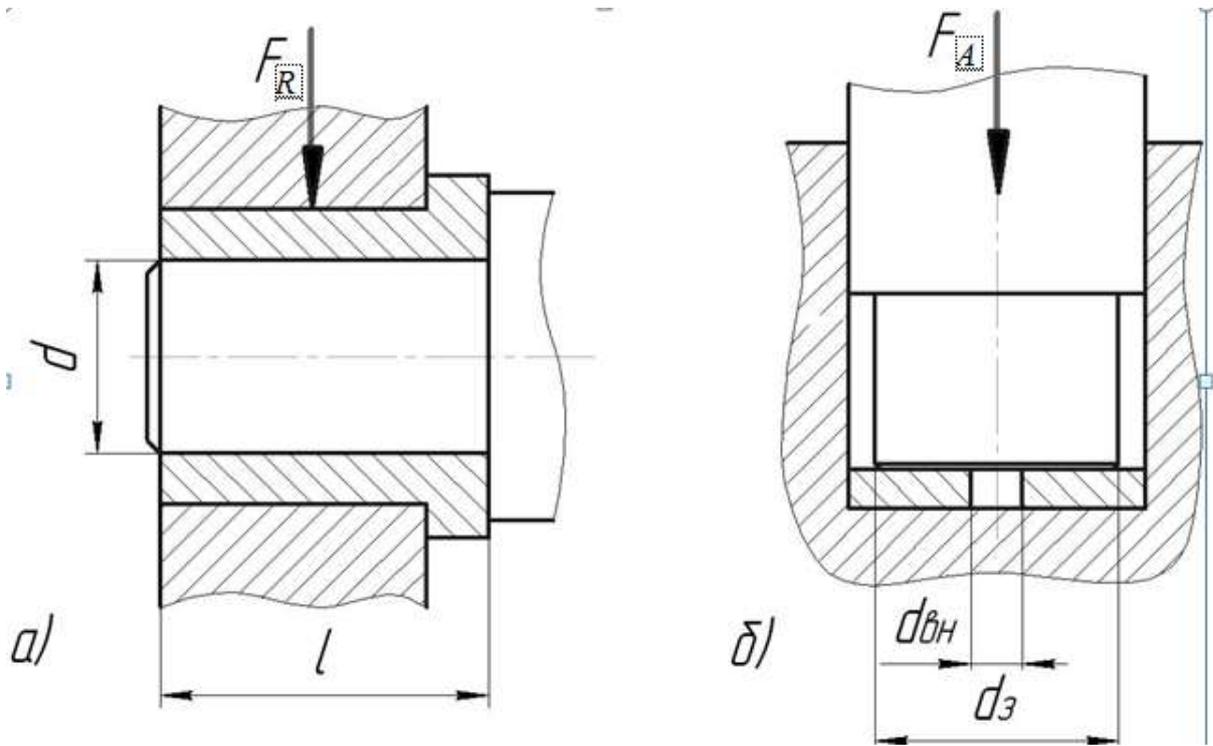


Рисунок 14.4 – Розрахункові схеми підшипників ковзання

- для підп'ятників:

$$p = \frac{4 \cdot F_A}{\pi \cdot d_3^2 \cdot (1 - \beta^2)} \leq [p], \quad (14.3)$$

де  $F_A$  – осьове навантаження на підп'ятник;

$d_3$  – зовнішній діаметр;

$\beta$  – коефіцієнт суцільності,  $\beta = \frac{d_{вн}}{d_3}$ ;

$d_{вн}$  – внутрішній діаметр.

2 Розрахунок підшипників ковзання на нагрів (виконується як перевірочний):

- для радіальних підшипників:

$$p \cdot V \leq [p \cdot V], \quad (14.4)$$

де  $V$  – колова швидкість підшипника

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000},$$

де  $n$  – частота обертання підшипника,  $\text{хв}^{-1}$ ;

- для підп'ятників:

$$p \cdot V_{cp} \leq [p \cdot V_{cp}],$$

де  $V_{cp}$  – колова швидкість підшипника на середньому діаметрі

$$V_{cp} = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot n}{60000};$$

$$d_{cp} = \frac{d_z + d_{вн}}{2}.$$

## 14.5 Матеріали підшипників ковзання

Оскільки вартість вала (осі) у будь-якій конструкції значно вища вартості змінних вкладишів підшипника, то цапфи сталевих валів необхідно завжди гартувати до твердості  $H > 40 \dots 45HRC$ , а швидкохідних валів до  $55 \dots 60HRC$  після цементації або азотування.

Підшипники ковзання працюють тим надійніше, чим менша шорсткість і чим вища твердість поверхонь цапф вала. До самих же вкладишів пред'являється комплекс вимог, що впливають із критеріїв працездатності цих підшипників:

- низький коефіцієнт тертя в парі з матеріалом цапфи вала;
- підвищена зносостійкість і опір контактній втомі вкладишів.

За твердістю металеві підшипникові сплави поділяють на пластичні (із твердістю меншою  $50HB$ ), м'які ( $50 \dots 90HB$ ) і тверді (більше  $90HB$ ). До *пластичних* відносяться бабіти, свинцеві бронзи, алюмінієві сплави, срібло; до *м'яких* – бронзи олов'яні, олов'яно-свинцеві, олов'яно-свинцево-цинкові; до *твердих* – бронзи алюмінієво-залізні й чавуни.

Для важконавантажених швидкохідних підшипників, розрахованих на роботу у сфері рідинного тертя, застосовуються майже винятково пластичні сплави у вигляді тонких шарів, що наносяться на сталеві (рідше бронзові) втулки і вкладиші.

М'які й тверді сплави застосовують для виготовлення підшипників змішаного й напіврідинного тертя, що працюють за помірних швидкостей.

Підшипникові антифрикційні матеріали за хімічним складом ділять на три групи: металеві; металокерамічні; неметалеві (пластмаси, деревопластики, гуми тощо).