Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний
університет

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

# ДЕТАЛІ МАШИН

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Розрахунок підшипників кочення
для студентів механічних спеціальностей

Кропивницький 2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

# ДЕТАЛІ МАШИН

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ
для студентів механічних спеціальностей

Затверджено
на засіданні кафедри ДМ та ПМ
Протокол № 9  від 5.04. 2019 р.

Кропивницький 2019

Методичні вказівки: розрахунок підшипників кочення для студентів механічних спеціальностей. /Укл. к.т.н., доц. Невдаха Ю.А., к.т.н., проф. Златопольський Ф.Й., к.т.н., доц. Невдаха А.Ю., к.т.н., доц. Дубовик В.О. Кропивницький; ЦНТУ, 2019.- 48с.

Відповідальний за випуск доц. к.т.н. Невдаха Ю.А.

Зміст

Передмова……………………………………………………………..4
Розділ 1. Підшипники кочення……………………………………………5
1. 1. Загальні відомості……………………………………………………..5
1. 2. Класифікація, матеріали деталей і точність підшипників кочення…..6
1. 3. Монтаж, змащування та ущільнення підшипників кочення………...10
Розділ 2. Розрахунок підшипників кочення………………………………18
2. 1. Вибір і перевірка підшипників кочення за динамічною вантажністю (за ДСТУ 8855- 82)…………………..……………………………………..18
2. 2. Розрахунок довговічності підшипників ……………………..…19
2. 3. Аналіз результату розрахунку ………………………………………..25
2. 4. Розрахунок радіальних роликових підшипників ……………………25
2. 5. Розрахунок радіальних кулькових підшипників при відсутності осьового навантаження ……………………………………..…………..27
2. 6. Розрахунок радіальних кулькових підшипників навантажених, крім радіального, осьовим навантаженням $F_a$ ………..…………………………28
2. 7. Розрахунок радіально-упорних підшипників ……………………..30
2. 8. Підбір підшипників кочення за статичною вантажністю (за ДСТУ 18854-75) ……………………………………………………………………38
Література…..…………………………………………………………..46

## Передмова

Методичні вказівки призначені для самостійної роботи студентів механічних спеціальностей під час розв’язування задач курсу деталей машин та при виконанні курсових проектів.

В першому розділі методичних вказівках розглянуті загальні відомості підшипників кочення їх класифікація, матеріали з яких вони виготовлені, монтаж, змащування та ущільнення підшипників кочення.

В другому розділі методичних вказівках наведені приклади, які містять розрахунок підшипників кочення різних конструкцій.

# РОЗДІЛ 1. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

## 1. 1. Загальні відомості

Підшипники кочення – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення.

Підшипник кочення складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3 і сепаратора 4. Внутрішнім кільцем підшипник розміщують на валу або осі, а зовнішнім – у корпусі опори. Відносне обертання внутрішнього кільця відносно зовнішнього забезпечується за рахунок тіл кочення між кільцями. Тіла кочення перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані.

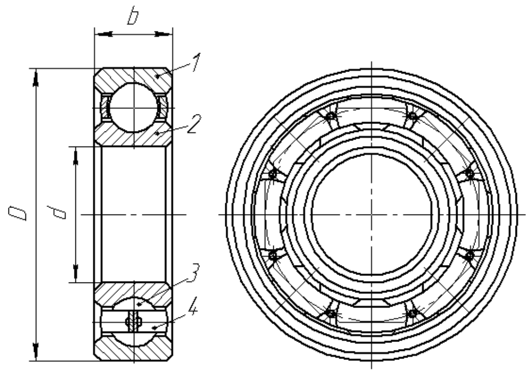



Рисунок 1 - Підшипники кочення.

Підшипники кочення стандартизовані і виготовляються на спеціалізованих заводах масовим виробництвом. Підшипники кочення є основними видами опор у машинах. Вони виготовляються близько 20 тисяч різних типорозмірів у діапазоні зовнішніх діаметрів від 1 мм до 3 м і масою від 0,5 г до 7 т.

Переваги підшипників кочення для опор у порівнянні з іншими видами опор.

а) малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,99);

б) висока несуча здатність;

в) малі габаритні розміри в осьовому напрямі;

г) незначні витрати мастильних матеріалів;

д) невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів і осей, на яких розміщуються підшипники кочення.

До недоліків підшипників кочення належать такі:

а) значні габаритні розміри, що утруднює застосування їх при малих відстанях між осями валів;

б) обмежений строк служби, при великих навантаженнях та швидкостях;

в) низька здатність демпфувати ударні навантаження;

г) підвищений шум при високих швидкостях обертання.

## 1. 2. Класифікація, матеріали деталей і точність підшипників кочення.

**Класифікація**.

Підшипники кочення поділяють за такими ознаками:

1. За формою тіл кочення підшипники бувають кулькові та роликові. Основні форми тіл кочення зображені на рис. 2, *а* - кулькові, рис. 2, *б – ж* – роликові.

Роликові підшипники за тією ж ознакою ділять на підшипники: із короткими та довгими роликами (рис. 2, *б, в);* із витими роликами (рис. 2, *г*); із конічними роликами (рис. 2, *д*); із бочкоподібними роликами (рис.2, *е, є)* із голчастими роликами (рис.2, *ж).*

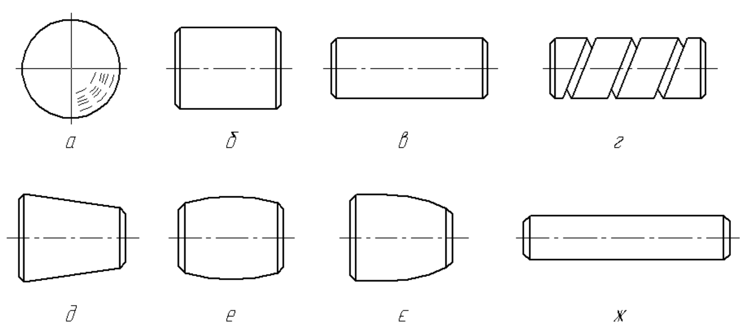



Рисунок 2 - Форми тіл кочення у підшипниках

2. За числом рядів тіл кочення – одно –, дво – та чотири – рядні.

3. За способом компенсації перекосів вала – несамоустановні та самоустановні сферичні. Самоустановні підшипники допускають перекоси кілець до 2–3°, завдяки чому можуть працювати при збільшених деформаціях валів і при неспіввісному розміщенні отворів під підшипники в окремих опорах вала.

4. За радіальними розмірами підшипники кочення з одним і тим же внутрішнім діаметром d ділять на 5 серій діаметрів (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) і на 5 серій ширин (особливо вузька, вузька, нормальна, широка, особливо широка). Співвідношення розмірів підшипників різних серій показано на рис. 3 (*а* – особливо легка серія; *б* – легка; *в* – легка широка; г – середня; *д* – середня широка; *е* – важка серія).

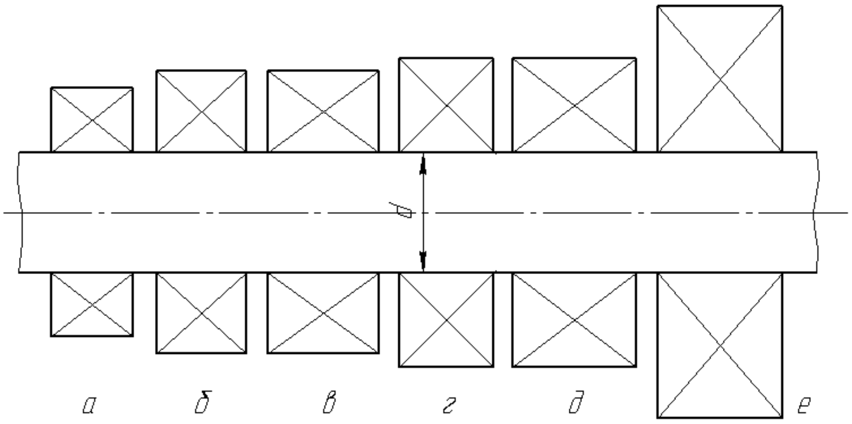



Рисунок 3 - Співвідношення ширин та діаметрів підшипників кочення.

5. За напрямом сприйманого навантаження підшипники кочення поділяють на *радіальні* – сприймають тільки радіальне навантаження, яке направлене перпендикулярно до осі обертання (деякі радіальні підшипники, наприклад кулькові, можуть сприймати певні осьові навантаження); *упорні* – сприймають тільки осьове навантаження; *радіально – упорні* – здатні сприймати радіальне та осьове навантаження; *упорно – радіальні* – сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

Кулькові підшипники ліпше працюють при підвищених швидкостях обертання і менш чутливі до перекосів. Роликові підшипники можуть

витримувати більш високу навантаженість (приблизно на 70– 100 %) порівняно з кульковими.

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, яке складається з ряду цифр.

*Дві перші цифри*, рахуючи справа, означають внутрішній діаметр підшипників, до того ж для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

*Третя цифра* праворуч разом із сьомою свідчать про серію підшипників всіх діаметрів ($d \geq$ 10мм): основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка–2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і т. д.

*Четверта цифра* праворуч показує на тип підшипника: 0 – радіальний кульковий однорядний; 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний; 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий; 5 – роликовий із витими роликами; 6 – радіально–упорний кульковий; 7 – роликовий конічний; 8 – упорний кульковий; 9 – упорний роликовий.

*П'ята та шоста цифри* праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «тире» перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка не показується.

Приклади позначення підшипників: 318 – внутрішній діаметр $d = 18 \cdot 5 = 90$ мм;

3 – середня серія; 0 – радіальний кульковий однорядний підшипник (нулі перед значущими цифрами спереду позначення не записуються); 7216 – внутрішній діаметр 80 мм, легка серія, підшипник роликовий конічний.

Основні параметри стандартних підшипників – розміри, маса, вантажність (статична і динамічна), гранична швидкість обертання – наводяться у спеціальних каталогах підшипників кочення.

**Матеріали деталей і точність підшипників кочення.** Основний матеріал для кілець та тіл кочення підшипників – це підшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Твердість після відповідної термообробки кілець і роликів становить 60... 65 HRC, а кульок – 62...66 HRC.

Для основних деталей підшипників кочення великих розмірів широко застосовують цементовані сталі марок 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А та інші із твердістю 59...60 HRC.

Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників використовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів або пластмас (текстоліту, поліаміду).

Для роботи в умовах ударних навантажень та високих вимог до безшумності застосовують підшипники з тілами кочення, виготовленими з пластмас (переважно із склопластиків). При цьому різко зменшуються вимоги до твердості кілець і їх можна виготовляти з легких сплавів.

Підшипники кочення поділяють на п'ять класів точності (ДСТУ 520–89), які позначаються цифрами (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4 і 2.

Точність підшипників кочення в основному характеризується:

а) точністю основних розмірів (внутрішнього і зовнішнього діаметрів підшипника та ширини кілець);

б) точністю форми взаємного розміщення поверхонь кілець;

в) точністю обертання.

**1. 3. Монтаж, змащування та ущільнення підшипників кочення**

Конструкція опор кочення, правильне складання і монтаж підшипників суттєво впливають на надійність та довговічність роботи підшипників кочення. Підшипники монтують, щоб забезпечувалось потрібне радіальне та осьове фіксування вала, але при цьому вони не повинні додатково навантажуватись силами від високих натягів у посадках кілець, температурних деформацій, перетяжки при монтажі, перекосів кілець.

**Забезпечення жорсткості та співвісності посадочних гнізд.** Гнізда у корпусах, які призначені для розміщення в них зовнішніх кілець підшипників, повинні бути достатньо жорсткими, бо деформація посадочних поверхонь може спричинити заклинювання тіл кочення і передчасне руйнування підшипника. Заклинювання може відбутись, коли не забезпечена співвісність посадочних гнізд у корпусі для двох опор вала або співвісність посадочних цапф вала.

У разі виникнення значних труднощів у забезпеченні співвісності посадочних гнізд (наприклад, при неможливості розміщення двох підшипників вала в єдиному жорсткому корпусі) використовують самоустановні сферичні підшипники. Такі підшипники застосовують також при великих поперечних прогинах осей та валів.

**Монтаж підшипників кочення.** Для осьового фіксування вала і сприймання опорою осьових навантажень обидва кільця підшипника фіксуються: внутрішнє кільце – на валу, зовнішнє – у корпусі опори.

На рис.4 показані деякі характерні способи монтажу підшипників на валу.

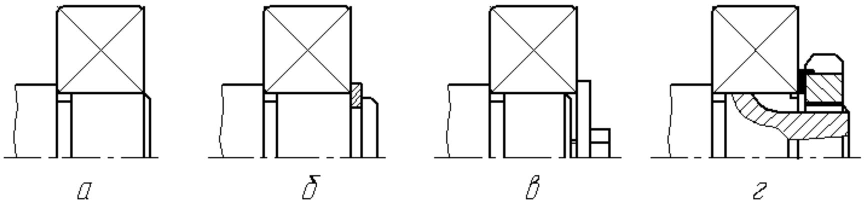



Рисунок 4 - Монтаж підшипників кочення на валах.

Внутрішні кільця підшипників закріпляють на валах, використовуючи буртики вала і посадку з натягом (рис. 4, а), пружинні стопорні кільця (рис.4, б),

торцеві шайби (рис.4, в) і круглі спеціальні гайки разом із стопорними шайбами (рис. 4, г). Такий монтаж підшипників на валах використовується для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу.

Монтаж підшипників кочення у нерухомому корпусі може здійснюватись за способами, показаними на рис. 5

За потребою забезпечення осьового переміщення опори вала, наприклад для компенсації температурних деформацій вала, зовнішнє кільце підшипника не фіксується в осьовому напрямі в корпусі (рис. 5, а). Однобічна фіксація осьового положення вала може здійснюватись однобічним закріпленням зовнішнього кільця підшипника буртиком у гнізді корпусу або кришкою підшипника (рис.5, *б, в).*

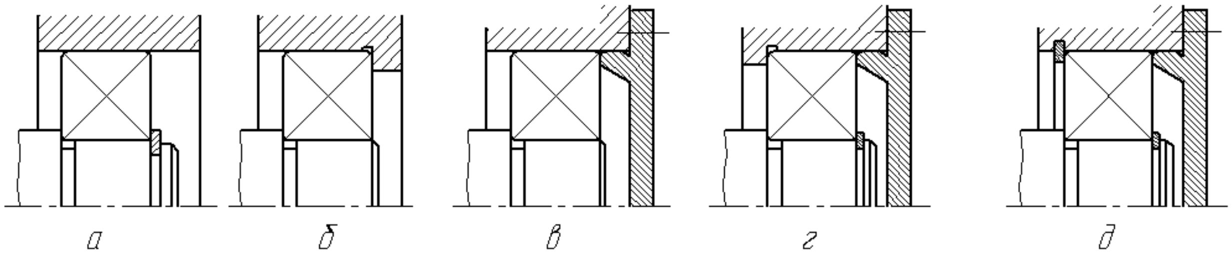
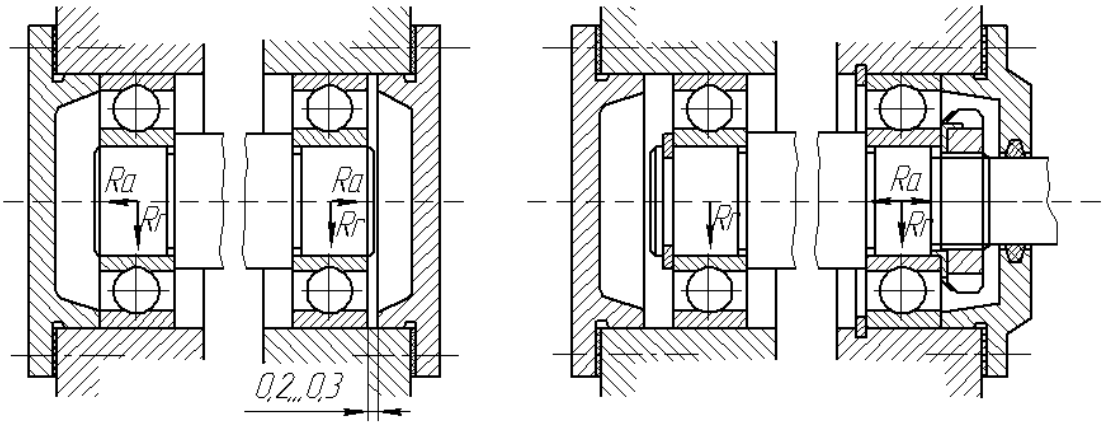


Рисунок 5 – Кріплення підшипників кочення у корпусі опори

Двобічне закріплення зовнішнього кільця в гнізді корпусу виконується за допомогою буртика або пружинного стопорного кільця та кришки підшипника (рис. 5, г, *д*). Існують також інші способи монтажу та фіксації підшипників кочення у гнізді корпусу.

Особливості монтажу підшипників двох опор вала у випадках використання радіальних, радіально – упорних та упорних підшипників.

*Радіальні підшипники* застосовують при радіальному навантаженні опор і деколи при незначному осьовому навантаженні (кулькові радіальні підшипники). На рис.6, *а* зображено варіант розміщення вала на радіальних кулькових підшипниках, який використовується для коротких валів




а) б)

Рисунок 6 – Монтаж двох опор вала на радіальних кулькових підшипниках: а) – монтаж використовується для коротких валів; б) - монтаж використовується для довгих валів.

Тут підшипники мають однобічну фіксацію зовнішніх кілець у двох опорах. Невеликий зазор 0,2…0,3 мм між зовнішнім кільцем та кришкою передбачають для запобігання заклинюванню тіл кочення при температурному видовженні вала.

Довгі вали розміщують на радіальних кулькових підшипниках за варіантом на рис. 6, б. У цьому варіанті внутрішні кільця двох підшипників мають двобічну фіксацію на валу, зовнішнє кільце одного з підшипників зафіксоване у корпусі з двох боків, а зовнішнє кільце другого підшипника має можливість переміщуватись у корпусі в осьовому напрямі.

Цим можна запобігти заклинюванню підшипників при температурному видовженні вала. Фіксований із двох боків на валу та в корпусі підшипник сприймає радіальне і осьове навантаження, а вільно розміщений у гнізді корпусу підшипник (плаваюча опора) –тільки радіальне навантаження (напрями навантаження показані стрілками). Підшипник плаваючої опори повинен бути навантаженим меншою радіальною силою.

Схеми монтажу роликових радіальних підшипників в опорах валів залежать у значній мірі від конструктивних особливостей цих підшипників.

*Радіально–упорні підшипники* одночасно сприймають радіальне та осьове навантаження. Особливістю цих підшипників є те, що під час їхнього радіального навантаження виникає осьова сила, яка обумовлена кутом контакту α тіл кочення. Ця осьова сила заставляє вал зміщатись в осьовому напрямі. Щоб запобігти таким зміщенням, вали у більшості випадків слід розміщувати на двох радіально–упорних підшипниках, до того ж поставлених так, щоб осьові сили, які в них виникають, були направлені в протилежні боки (тобто з протилежним напрямом кутів контакту α).

На рис. 7 показані варіанти монтажу радіально–упорних кулькових та роликових підшипників в опорах валів. Для коротких валів застосовують варіанти монтажу «у розпір» (рис.7, а) та «у розтяжку» (рис. 7, б).

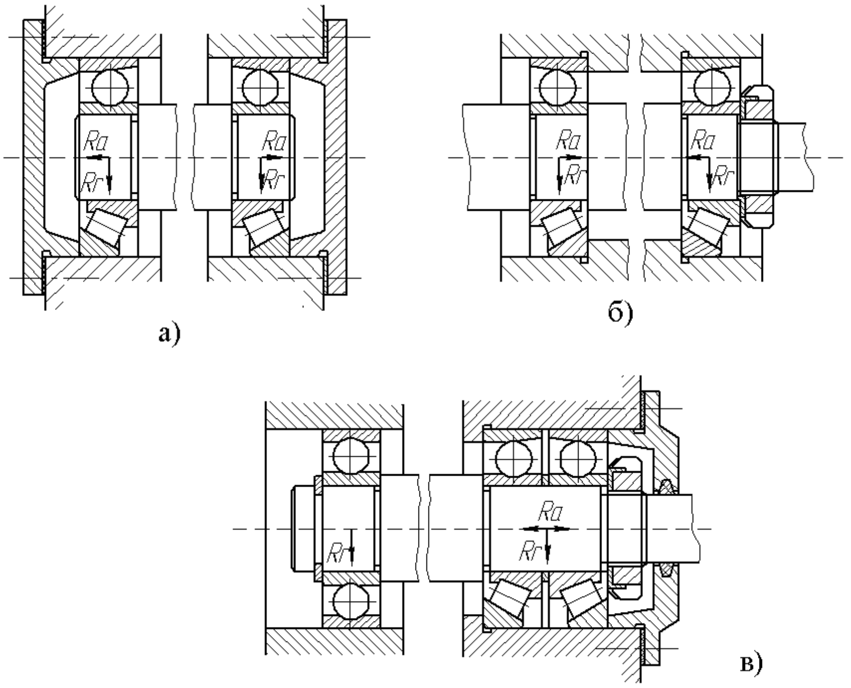



Рисунок 7 – Конструкції опор валів на радіально-упорних підшипниках.

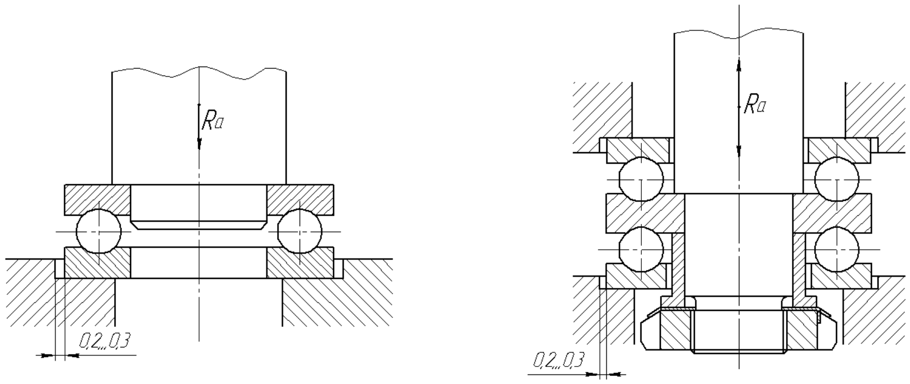
У цих варіантах кожне кільце двох підшипників має тільки однобічну осьову фіксацію на валу і в гнізді корпусу опори.

Довгі вали, які навантажені радіальними та осьовими силами, розміщують на комбінованих опорах (рис. 7,в). Одна опора складається з двох радіально – упорних підшипників, поставлених «у розпір», і сприймає радіальне і двобічне осьове навантаження. Для другої опори вала може бути

використаний радіальний підшипник (для сприймання тільки радіального навантаження) із можливістю осьового переміщення (плаваюча опора) при температурних видовженнях вала.

Радіально – упорні підшипники вимагають регулювання. Регулювання натягу підшипників здійснюють за допомогою набору прокладок між корпусом та кришкою (рис.7, а, в) або за допомогою гайки на валу (рис.7, б).

*Упорні підшипники* застосовують для сприймання тільки осьових навантажень вала. Одинарні упорні підшипники сприймають осьове навантаження в одному напрямі, а подвійні підшипники здатні сприймати двобічне осьове навантаження. Варіанти монтажу зображені на рис. 8, а, б.




а) б)

Рисунок 8 – Опори валів на упорних кулькових підшипниках

Інколи в одній опорі можна використовувати радіальний і упорний підшипники. У цьому випадку така комбінована опора вала здатна сприймати як радіальні, так і осьові навантаження.

**Посадки підшипників кочення**. Посадки кілець підшипників на вал і в гніздо корпусу залежать від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника та способу його регулювання. Розрізняють два основних види навантажень підшипників: циркуляційне і місцеве.

*Циркуляційне навантаження*, при якому кільце підшипника обертається щодо вектора дії сили, наприклад внутрішнє кільце підшипника, яке розміщене на валу із зубчастим колесом. Таке кільце ставлять на вал із натягом. У противному разі через зазор воно почне обкочуватись по цапфі, що спричинить її спрацьовування.

*Місцеве навантаження*, при якому кільце не обертається щодо вектора діючої сили. Таке навантаження здійснюється відносно зовнішнього кільця підшипника, який поставлений на вал із зубчастим колесом навантаженої передачі. У випадку місцевого навантаження кільця підшипників ставлять із невеликим зазором або малим натягом. Така посадка дозволяє кільцю під дією поштовхів та вібрацій періодично повертатись навколо своєї осі та вступати в роботу новим навантаженим ділянкам бігової доріжки.

Кільця підшипників, які повинні при регулюванні зазорів переміщатись на валу або в корпусі, встановлюють по рухомій посадці.

Призначення полів допусків для посадки підшипників кочення слід робити з урахуванням наведених рекомендацій:

1. Поля допусків вала для посадки внутрішніх кілець підшипників:
при циркуляційному навантаженні (вал обертається) – j6, k6, m6, n6.
при місцевому навантаженні (вал не обертається) – g6, h6.

2. Поля допусків отворів в корпусі для посадки зовнішніх кілець підшипників:

при циркуляційному навантаженні (корпус обертається) – K6, M7, N7.

при місцевому навантаженні (корпус не обертається) – Js7, H7, K6, M7.

**Змащування підшипників кочення.** Щоб зменшити тертя між тілами кочення, кільцями і сепаратором, захистити від корозії та підвищити герметизацію робочої зони підшипників кочення, їх періодично змащують.

Практичне застосування для змащування підшипників кочення мають рідкі мінеральні та пластичні мастила.

*Рідкі мастила* використовують за потребою мінімальних втрат на тертя і при підвищених робочих температурах підшипників. Чим більше навантаження на підшипник і вища температура, тим вищою повинна бути в'язкість мастила. Змащування підшипників рідкими мастилами може здійснюватись зануренням у мастильну ванну, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним

способом. При змащуванні зануренням підшипників горизонтальних валів рівень мастила повинен бути не вище від центра нижнього тіла кочення.

*Пластичні мастила* закладають у підшипникові гнізда корпусів на 0,3–0,6 їхнього вільного об'єму і періодично поновлюють. Найдоцільніше використовувати пластичні мастила для підшипників, розміщених у важкодоступних місцях, підшипників, що працюють у забрудненому середовищі, та підшипників із коливним рухом малої амплітуди. Підвищена надійність захисту від забруднення пов'язана із заповненням пластичним мастилом зазорів і відповідно додатковим ущільненням опор валів.

При високих температурах для підшипників кочення застосовують тверді мастильні матеріали у розпиленому стані – графіт і дисульфід молібдену.

**Ущільнення підшипників кочення**. Щоб захистити підшипники кочення від забруднення та запобігти витіканню з них мастила, слід застосовувати в опорах валів ущільнювальні пристрої.

За принципом дії ущільнювальні пристрої (рис. 9) поділяють на такі:

*контактні* (манжетні та сальникові), що використовуються при низьких та середніх швидкостях; ущільнювальна дія забезпечується завдяки щільному контакту деталей пристрою;

*лабіринтні та щілинні,* які застосовують у необмеженому діапазоні швидкостей; захист здійснюється завдяки підвищеному опору витікання мастила через вузькі щілини;

*відцентрові,* які можуть бути використаними при середніх та високих швидкостях; принцип дії – відкидання відцентровими силами мастила та забруднюючих речовин, які попадають у підшипникові вузли;

*комбіновані,* які поєднують два або більше розглянутих вище принципів дії.

*Манжетні ущільнення* (рис.9, а) виконують у вигляді кільцевих манжет, які встановлюють, наприклад, у кришку з натягом. Манжета притискається до вала під дією сил пружності самої манжети та спеціальної пружини. Манжетні

ущільнення стандартизовані (ДСТУ 8752–79) і належать до досить надійних у роботі. Вони однаково можуть бути використаними як для рідких, так і для пластичних мастил при швидкостях поверхні вала до 10 м/с. Контактна з манжетою поверхня вала повинна бути полірованою.

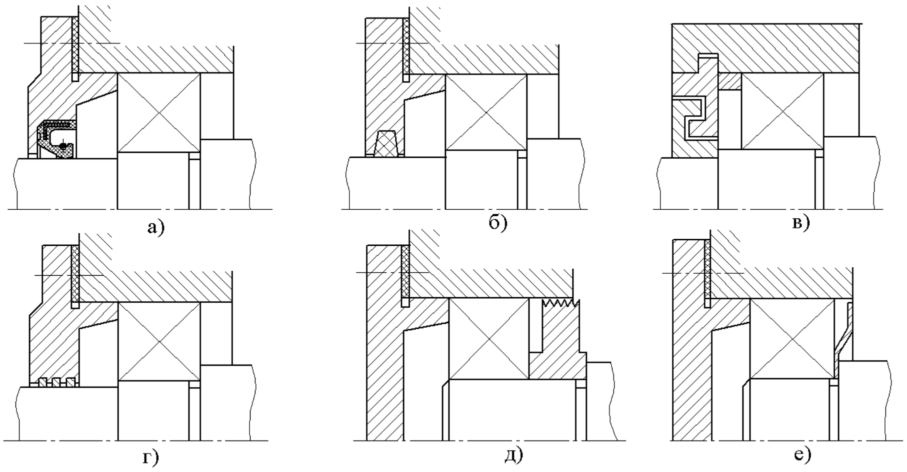



Рисунок 9 – Ущільнення підшипників у опорах

*Сальникові ущільнення* (рис.9, б) виконують у вигляді просочених у гарячому мастилі фетрових кілець, що розміщені з натягом у спеціальних кільцевих жолобах. Використовують сальникові ущільнення для рідких та пластичних мастил при швидкостях до 5 м/с на полірованих поверхнях валів.

*Лабіринтні ущільнення* (рис.9, в) є найдосконалішими для роботи при високих швидкостях. Малі зазори 0,2 – 0,5 мм при роботі ущільнень в умовах низьких та середніх швидкостей заповнюють пластичним мастилом.

*Щілинні ущільнення* (рис. 9, г, д) виконують у вигляді кільцевих щілин із проточками. Щілини заповнюють пластичним мастилом і використовують для підшипникових вузлів, що працюють у чистому та сухому середовищі.

*Ущільнення*, робота яких базується на дії відцентрової сили (рис.9, е), використовують як внутрішні ущільнення. Вони прості за конструкцією, але не забезпечують ущільнювальної дії при зупинках машини.

*Комбіновані ущільнення* застосовують при роботі опор із підшипниками кочення в умовах сильного забруднення або в агресивному середовищі.

# РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.

## 2.1. Вибір і перевірка підшипників кочення за динамічною вантажністю (за ДСТУ 8855 - 82)

При виборі необхідного для заданих умов роботи типорозміру кулькових або роликових підшипників повинні бути враховані наступні чинники:

а) величина і напрям навантаження (радіальне, осьове або комбіноване);

б) характер навантаження (постійне, змінне, вібраційне або ударне);

в) частота обертання підшипника;

г) необхідна довговічність (строк служби в годинах або в мільйонах обертів);

д) особливі вимоги до підшипників, які залежать від конструкцій вузла, машини або механізму і умов його експлуатації, наприклад: самоустановність для компенсації перекосів вала або корпусу, здатність забезпечити переміщення вала в осьовому напрямку, монтаж безпосередньо на вал, або на втулці.

Звичайно треба віддавати перевагу кульковим підшипникам у порівнянні з більш трудоємкими і дорогими роликовими підшипниками, а також скрізь, де це допустимо, підшипникам нормального класу точності 0 у порівнянні з підшипниками підвищених і високих класів точності ( у відповідності з ДСТУ 520-89).

Вибір підшипника рекомендується проводити в наступному порядку.

1. Попередньо намітити тип підшипника з урахуванням умов експлуатації і конструкції вузла.

2. Визначити типорозмір підшипника у відповідності з діаметром цапфи вала, який визначено раніше, при розрахунку валів, і положенням вала в редукторі (коробки швидкостей), (швидкохідний, проміжний або тихохідний).

Для валів черв'ячних і конічних зубчастих передач рекомендується вибирати радіально-упорні конічні роликові підшипники, які мають більшу, ніж

радіально-упорні кулькові підшипники, осьову контактну жорсткість, що забезпечить більш точне зачеплення.

Для швидкохідних валів треба вибирати підшипники середньої серії, тихохідних - легкої.

Для приводних валів конвеєрів приймаються радіальні сферичні дворядні підшипники легкої серії.

3. Вибрані підшипники перевіряються на довговічність.

**2. 2. Розрахунок довговічності підшипників**

Довговічність підшипника визначається як кількість обертів (або годин при заданій постійній частоті обертання), яке підшипник повинен пропрацювати до появи ознак втомленості матеріалу будь-якого кільця або тіла кочення.

Під номінальною довговічністю (розрахунковим строком служби) розуміється строк служби підшипників, протягом якого не менше 90% підшипників з групи ідентичних підшипників повинні пропрацювати без проявлень ознак втомленого руйнування метала.

Довговічність підшипника залежить як від зовнішніх факторів (величини і напрямку навантаження, частоти обертання та ін.) так і від його динамічної вантажності. Номінальна довговічність $L$ (в млн. обертів), або $L_h$ (в год.) визначається за формулами:

$$L = (C/P)^P; \tag{1}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^P; \tag{2}$$

$$L_h = \frac{1740}{\omega}\left(\frac{C}{P}\right)^P. \tag{2a}$$

де C - динамічна вантажність, Н;

n - частота обертання рухомого кільця підшипника, об/хв.;

ω - кутова швидкість рухомого кільця підшипника, рад/с;

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н;

p - показник ступеня, p = 3 - для кулькових підшипників, p = 3,33 - для роликових підшипників.

Формули (1)...(2а) справедливі при будь - якої частоті обертання n > 10 об/хв., аби вона не перевищувала граничної частоти обертання для даного підшипника.

При n = 1...10 об/хв. (ω = 0,1...1,0 рад/с) розрахунок ведуть виходячи з n = 10 об/хв. (ω = 1 рад/с).

При n < 1 об/хв. (ω < 0,1 рад/с) діюче навантаження розглядається як статичне, і розрахунок підшипника ведеться за статичною вантажністю.

Еквівалентним динамічним навантаженням P для радіальних та радіально-упорних підшипників називається така постійна радіальна сила, яка при її дії на підшипник, у якого обертається внутрішнє кільце, забезпечує таку ж довговічність, яку підшипник буде мати при дійсних умовах навантаження і обертання.

Для упорних і упорно-радіальних підшипників - це постійна центральна осьова сила при обертанні кільця, закріпленого на валу і нерухомому кільці у корпусі.

Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (VXF_r + YF_a)K_б K_T \qquad (3)$$

де X - коефіцієнт радіального навантаження (табл. 1, 2, 3, 4 каталожні таблиці);

Y- коефіцієнт осьового навантаження (табл. 1, 2, 3, 4 каталожні таблиці);

V - коефіцієнт обертання (V = 1, якщо обертається внутрішнє кільце і V = 1,2 якщо обертається зовнішнє кільце);

$F_г$ - радіальне навантаження підшипника, Н

$F_г$ = R (R- радіальна складова опорної реакції);

$F_α$ - осьове навантаження підшипника, Н;

$К_б$ - коефіцієнт безпеки (табл. 5)

$К_т$ - температурний коефіцієнт. Якщо температура підшипникового вузла t < $100^0$, то $К_т$=1.

В окремих випадках розрахункове еквівалентне динамічне навантаження обчислюється за спрощеними формулами:

Для радіальних кулькових та роликових підшипників, не навантажених осьовою силою ($F_a = 0$ і $X = 1$):

$$P = VF_r K_б \qquad (4)$$

для упорних підшипників ($F_r = 0$; $Y = 1$; $V = 1$)

$$P = F_a K_б \qquad (5)$$

для радіальних кулькових підшипників при дії $F_a$, упорно-радіальних кулькових та роликових підшипників

$$P = (VXF_r + YF_a)K_б \qquad (6)$$

у формулах (4)...(6) прийнято $К_т$ = 1, бо в курсових проектах з деталей машин не зустрічаються випадків, коли t > 100°С.

Значення коефіцієнтів X і Y вибирають на основі порівняння відношення $F_a / VF_r$ і параметра осьового навантаження е.

Це пов'язано з тим, що через наявність радіального зазору в підшипнику при відсутності осьового навантаження має місце підвищена нерівномірність навантаження тіл кочення.

Для деякого значення $F_a / VF_r = e$ це компенсує у однорядних підшипниках збільшення загального навантаження на підшипник із ростом осьової сили $F_a$. Тому значення X і Y різні при $F_a / VF_r < e$ і $F_a / VF_r > e$. В однорядних підшипниках при $F_a / VF_r \le e$ розрахунок ведеться на дію тільки радіального навантаження (приймають X = 1 і Y = 0).

Таблиця 1. Коефіцієнти радіальних (X та $X_0$) і осьових (Y та $Y_0$) навантажень

| Тип підшипників | $F_a/C_0$ | e | $F_a/(VR) \le e$ | | $F_a/(VR) > e$ | | $X_0$ | $Y_0$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | X | Y | X | Y | | |
| Радіальні кулькові однорядні, ДСТУ 8338-75 тип 0000 | 0,014 | 0,19 | 1 | 0 | 0,56 | 2,30 | 0,6 | 0,5 |
| | 0,028 | 0,22 | | | | 1,99 | | |
| | 0,056 | 0,26 | | | | 1,71 | | |
| | 0,084 | 0,28 | | | | 1,55 | | |
| | 0,110 | 0,30 | | | | 1,45 | | |
| | 0,170 | 0,34 | | | | 1,31 | | |
| | 0,280 | 0,38 | | | | 1,15 | | |
| | 0,420 | 0,42 | | | | 1,04 | | |
| | 0,560 | 0,44 | | | | 1,00 | | |
| Радіально-упорні кулькові однорядні, ДСТУ 831-75 тип 36000, $\alpha=12^0$ | 0,14 | 0,30 | 1 | 0 | 0,45 | 1,81 | 0,5 | 0,46 |
| | 0,029 | 0,34 | | | | 1,62 | | |
| | 0,059 | 0,37 | | | | 1,46 | | |
| | 0,086 | 0,41 | | | | 1,34 | | |
| | 0,110 | 0,45 | | | | 1,22 | | |
| | 0,170 | 0,48 | | | | 1,132 | | |
| | 0,290 | 0,52 | | | | 1,04 | | |
| | 0,430 | 0,54 | | | | 1,01 | | |
| | 0,570 | 0,54 | | | | 1,00 | | |
| Тип 46000, $\alpha=26^0$ | - | 0,68 | 1 | 0 | 0,41 | 0,87 | 0,5 | 0,37 |
| Тип 66000, $\alpha=36^0$ | - | 0,95 | 1 | 0 | 0,37 | 0,66 | 0,5 | 0,28 |
| Радіально упорні роликові конічні однорядні, ДСТУ 333-75, тип 7000 | - | $1{,}5 \cdot tq\alpha$ (дивись каталог) | 1 | 0 | 0,40 | $0{,}4 \cdot ctq\,\alpha$ (дивись каталог) | 0,5 | $0{,}22 \cdot ctq\alpha$ (дивись каталог) |
| Радіальні з короткими циліндричними роликами, ДСТУ 8328-75, типів 2000; 12000; 32000; 42000; | - | - | 1 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 |
| Кулькові дворядні сферичні, ДСТУ 5720-75, типів 1000, 11000 | - | Табл. | 1 | 0 | 0,65 | Табл. | 0,5 | $0{,}22 \cdot ctq\alpha$ |
| Роликові дворядні сферичні, ДСТУ 5721-75, тип 3000 | - | Табл. | 1 | 0 | 0,67 | Табл. | 0,5 | $0{,}22 \cdot ctq\alpha$ |

Примітка α- номінальний (початковий) кут контакту.

Таблиця 2. Значення X та Y для радіально-упорних конічних і радіальних сферичних роликових підшипників

| $\frac{F_a}{VF_r} \le e$ | | $\frac{F_a}{VF_r} > e$ | | e |
|---|---|---|---|---|
| X | Y | X | Y | |
| Підшипники однорядні | | | | |
| 1 | 0 | 0,4 | $0{,}4 \cdot ctq\,\alpha$ | $1{,}5 \cdot tq\,\alpha$ |
| Підшипники дворядні | | | | |
| 1 | $0{,}45 \cdot ctq\,\alpha$ | 0,67 | $0{,}67 \cdot ctq\,\alpha$ | $1{,}5 \cdot tq\,\alpha$ |

Примітка: 1. Мається на увазі, що дворядні підшипники мають симетричну конструкцію. 2. При $\alpha = 0^0$ $F_a = 0$ та $X = 1$.

Таблиця 3. Значення X та Y для упорно - радіальних підшипників

| Кут контакту α | Одинарні підшипники | | Подвійні підшипники | | | | e |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $\frac{F_a}{F_r} > e$ | | $\frac{F_a}{F_r} \le e$ | | $\frac{F_a}{F_r} > e$ | | |
| | X | Y | X | Y | X | Y | |
| 45 | 0,66 | 1 | 1,18 | 0,59 | 0,66 | 1 | 1,25 |
| 60 | 0,92 | 1 | 1,90 | 0,54 | 0,92 | 1 | 2,17 |
| 75 | 1,66 | 1 | 3,89 | 0,52 | 1,66 | 1 | 4,67 |

Примітка: 1. Мається на увазі, що подвійні підшипники мають симетричну конструкцію. 2. При $\alpha = 90^0$ $F_r = 0$: $Y = 1$

Таблиця 4. Значення X та Y для упорних конічних і упорно-радіальних сферичних роликових підшипників

| Одинарні підшипники | | Подвійні підшипники | | | | *e* |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\frac{F_a}{F_r} > 0$ | | $\frac{F_a}{F_r} \le e$ | | $\frac{F_a}{F_r} > e$ | | |
| X | Y | X | Y | X | Y | |
| $tq\,\alpha$ | 1 | $1{,}5 \cdot tq\alpha$ | 0,67 | $tq\,\alpha$ | 1 | $1{,}5 \cdot tq\alpha$ |

Примітка: 1. Мається на увазі, що подвійні підшипники мають симетричну конструкцію. 2. При $\alpha = 90^0$ $F_r = 0$: $Y = 1$

Таблиця 5. Значення коефіцієнтів безпеки $K_б$ в залежності від характеру навантаження

| Характерне навантаження підшипників | $K_б$ | Приклади |
|---|---|---|
| Спокійне без поштовхів | 1,0 | Ролики стрічкових конвеєрів, приводи малої потужності |
| Легкі поштовхи. Короткочасні перевантаження (до 125% від номінального) | 1,0…1,2 | Електродвигуни, вентилятори |
| Помірні поштовхи. Короткочасні перевантаження (до 150% від номінального) | 1,3…1,5 | Зубчаті передачі 7-го та 8-го ступенів точності, редуктори всіх конструкцій |
| Навантаження зі звичайними поштовхами та вібрацією. Короткочасні перевантаження до 200% від номінального | 1,8…2,5 | Зубчасті передачі 9-го ступеня точності. Дробилки та копри. |

Параметри осьового навантаження е для кулькових (радіальних і радіально-упорних підшипників типу 36000) вибирають залежно від відношення $F_a / C_o$ ($C_0$- статична вантажність підшипника). Для інших підшипників параметр е беруть за каталогом (довідниковими таблицями).

Осьові навантаження $F_a$ на радіальні кулькові підшипники беруть рівними зовнішнім осьовим силам $F_{a1}$, що діють на вал. ($F_{a1}$ - осьова сила, що виникає при роботі передачі, одна з ланок якої встановлена на валу, підшипники якого розраховуються).

Осьові навантаження $F_a$ на радіально-упорні підшипники визначають за зовнішньою осьовою силою $F_{a1}$, що діє на вал, і осьовими складовими $S_1$ та $S_2$, що виникають у двох опорах вала при їх радіальному навантаженні.

### 2. 3. Аналіз результату розрахунку

Необхідна умова вірно вибраних підшипників для вала редуктора:

$$L_h \geq t \qquad (7)$$

де $L_h$ - номінальна довговічність більш навантаженого підшипника, год;

t - заданий строк служби підшипників (строк роботи привода за технічним завданням), год.

Більш навантаженим буде підшипник, для якого значення P буде більшим. Якщо для одного підшипника більшим виявиться і радіальне і осьове навантаження, то це означає, що цей підшипник буде більш навантаженим, і для другого підшипника визначити P не треба.

Якщо умова (7) не виконується, то треба вибрати більші за розміром підшипники (з одночасним збільшенням діаметра цапфи вала) або підшипники більш важкої серії.

Якщо номінальна довжина суттєво більше заданого строку служби, то треба або зменшити розмір підшипника, або взяти підшипники більш легкої серії.

І в першому, і в другому випадку доводиться робити нове креслення редуктора. Тому в практиці курсового проектування креслення залишаються без змін. Просто в першому випадку (коли $L_h < t$ ) в технічних умовах на складальному кресленні редуктора вказують, після якого строку роботи редуктора необхідно замінити підшипники.

### 2. 4. Розрахунок радіальних роликових підшипників

Ці підшипники не сприймають осьового навантаження, бо в них кільця можуть вільно пересуватися одне відносно іншого. Дана властивість цих підшипників використовується при конструюванні так званих "плаваючих" опор, наприклад, для валів шевронних передач. Вибір і розрахунок даних підшипників мають робити за загальною схемою (вибір і перевірка на довговічність), або приймати необхідний за попередньо обчисленою динамічною вантажністю.

**Приклад 1.** Підібрати роликові підшипники для швидкохідного вала шевронного циліндричного редуктора за такими даними: радіальні реакції опор $R_A = R_B = 1350$ Н, кутова швидкість вала ω = 100 рад/с, діаметр цапфи вала d = 30 мм. Бажана довговічність підшипників t = 20000 год. Зубчаста передача 7-го ступеня точності.

Вибираємо у відповідності з діаметром цапф вала підшипники легкої серії 2206 ГОСТ 8328-75, які мають динамічну вантажність С = 16,9 кН. Обчислимо еквівалентне динамічне навантаження за формулою (4), враховуючи, що V = 1 (обертається внутрішнє кільце) і $K_б = 1{,}5$ (табл. 5):

$$P = VF_r K_б = 1 \cdot 1350 \cdot 1{,}5 = 2020H$$

Визначаємо за формулою (2а) розрахункову довговічність $L_h$ :

$$L_h = \frac{1740}{\omega}\left(\frac{C}{P}\right)^{3,33} = \frac{1740}{100}\left(\frac{16{,}9}{2{,}02}\right)^{3,33} = 20500 год. > t = 20000 год.$$

що перевищує заданий строк служби.

Цю ж задачу вирішимо іншим способом, застосувавши проектний розрахунок за формулою, яку можна одержати з формули (2а):

$$C = P \cdot \sqrt[P]{\frac{L_h \omega}{1740}} \qquad (8)$$

Обчислюємо значення величини Р (коефіцієнт безпеки за табл.5 $K_б = 1{,}5$):

$$P = VF_r K_б = 1 \cdot 1350 \cdot 1{,}5 = 2020H$$

$$C = 2020 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{20000 \cdot 100}{1740}} = 16800H$$

За визначеним значенням С вибираємо підшипник 2206, у якого С = 16,9 кН (найближча більша до необхідного значення).

## 2. 5. Розрахунок радіальних кулькових підшипників при відсутності осьового навантаження.

Розрахунок ведеться аналогічно розрахунку радіальних роликових підшипників.

**Приклад 2.** Підібрати роликові підшипники для швидкохідного вала шевронного циліндричного редуктора за такими даними: радіальні реакції опор $R_A = R_B = 1350$ Н, кутова швидкість вала ω = 100 рад/с, діаметр цапфи вала d = 30мм. Бажана довговічність підшипників t = 20000 год. Зубчаста передача 7-го ступеня точності.

У відповідності з діаметром цапф вала вибираємо радіальні кулькові підшипники легкої серії 206 ДСТУ 8338-75, які мають динамічну вантажність С = 15,0 кН.

Обчислимо еквівалентне динамічне навантаження за формулою (4) (коефіцієнт $K_б$ = 1,5 (табл. 5))

$$P = VF_rK_б = 1 \cdot 1350 \cdot 1{,}5 = 2020H$$

За формулою (2а) визначаємо розрахункову довговічність $L_h$:

$$L_h = \frac{1740}{\omega}\left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{1740}{100}\left(\frac{15{,}0}{2{,}02}\right)^3 = 7125\text{год.}$$

Отже, підшипники 206 не підходять.

Приймаємо кулькові підшипники середньої серії 306, які мають С = 21,6 кН.

Перевіряємо нові підшипники на довговічність

$$L_h = \frac{1740}{\omega}\left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{1740}{100}\left(\frac{21{,}6}{2{,}02}\right)^3 = 21274\text{год.} > t = 20000\text{год.}$$

що перевищує заданий строк служби.

Якщо діаметри цапф невідомі (або не задані), то необхідну динамічну вантажність можна знайти, виконавши проектний розрахунок за формулою (8)

$$C = P \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot \omega}{1740}} = 2020 \cdot \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 100}{1740}} = 21160H$$

з каталогу ДСТУ 8338-75 підходять підшипники:

208, у якого С = 25,1кН;

306, у якого С = 21,6 кН;

405, у якого С = 28,6 кН.

Остаточно приймаємо підшипник 306, у якого С = 21,6 кН (найближча більша до необхідного значення).

## 2. 6. Розрахунок радіальних кулькових підшипників навантажених, крім радіального, осьовим навантаженням $F_a$.

Для радіальних кулькових підшипників, на які діють і радіальні і осьові навантаження, еквівалентне динамічне навантаження Р визначається за формулою (3)

Для визначення коефіцієнтів $X$ та $Y$ треба знайти відношення $F_a / C_0$; $C_0$ - статична вантажність вибраного підшипника, Н.

Після обчислення $P$ знаходять номінальну довговічність за формулами (1)...(2а).

**Приклад 3.** Вибрати радіальні кулькові підшипники для швидкохідного вала косозубого циліндричного редуктора за такими даними: радіальні складові реакцій опор $R_A = R_B = 1500$Н, осьова сила зубчастої передачі $F_a = 400$ Н, кутова швидкість вала ω = 100 рад/с, діаметри цапф вала d = 30мм, зубчаста передача 7-го ступеня точності. Строк служби підшипників t = 11000 год.

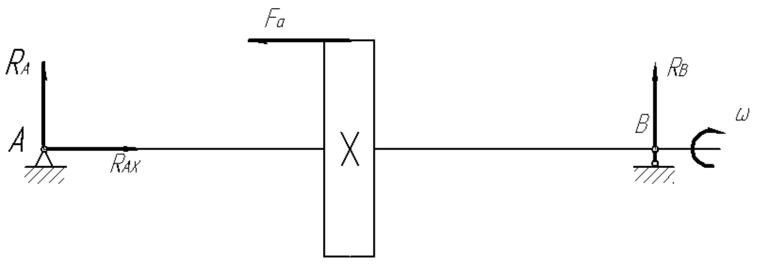



Рисунок 10 - Схема вала

(радіальні реакції $R_A$ та $R_B$ умовно показані діючими в одній, вертикальній площині).

Вибираємо підшипники середньої серії 306 ДСТУ 8338-75, які мають динамічну C = 21,6 кН та статичну $C_0$ = 14,8 кН вантажності.

Більш навантажений підшипник A, який, крім того, що навантажений осьовою силою $F_a = 400H$ , має ще й радіальне навантаження $R_A = 1500H$ .

Знаходимо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{400}{14800} = 0{,}027$$

За табл. 1 встановлюємо, що параметр осьового навантаження е = 0,22 Тепер обчислимо відношення

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{400}{1 \cdot 1500} = 0{,}27 > e = 0{,}22.$$

(коефіцієнт обертання V = 1, бо у підшипника обертається внутрішнє кільце).

Отже, за табл. 1 коефіцієнти радіального навантаження X = 0,56; а осьового Y = 1,99. Коефіцієнт безпеки $K_б$ = 1,5 (табл. 5).

Обчислимо еквівалентне динамічне навантаження P підшипника A за формулою (3):

$$P = (VXF_r + YF_a)K_б K_T = (1 \cdot 0{,}56 \cdot 1500 + 1{,}99 \cdot 400) \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 2450H$$

Визначимо за формулою (2а) розрахункову довговічність $L_h$:

$$L_h = \frac{1740}{\omega}\left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{1740}{100}\left(\frac{21.6}{2.45}\right)^3 = 11920 год. > t = 11000 год.$$

що перевищує заданий строк служби

**Приклад 4.** Вибрати сферичні кулькові підшипники для швидкохідного вала косозубого циліндричного редуктора за такими даними: радіальні складові реакцій опор $R_A$ = $R_B$ = 1500Н, осьова сила зубчастої передачі $F_a = 400$ Н, кутова швидкість вала ω = 100 рад/с, діаметри цапф вала d = 30мм, зубчаста передача 7-го ступеня точності.

Вибираємо підшипники середньої серії 1306 ДСТУ 5720-75.

Більш навантаженим буде підшипник А, на який діють крім радіального навантаження $R_A = 1500H$ і осьове навантаження $F_a = 400H$ .

За табл. 9 підшипник 1306 має динамічну вантажність С = 16,5 кН; параметр осьового навантаження е = 0,256.

Знаходимо відношення

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{400}{1 \cdot 1500} = 0{,}267 > e = 0{,}256.$$

Отже для нашого випадку коефіцієнти радіального навантаження Х = 0,65 (табл.1) і осьового Y = 3,8 (табл. 8)

Обчислимо еквівалентне динамічне навантаження за формулою (6):

$$P = (VXF_r + YF_a)K_б K_T = (1 \cdot 0{,}65 \cdot 1500 + 3{,}8 \cdot 400) \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 3740H$$

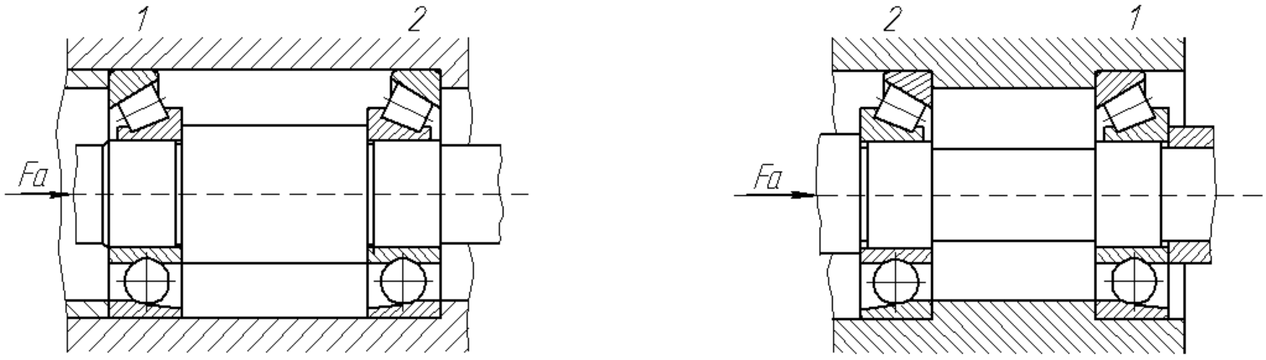
(Як і в попередньому прикладі V = 1 і $K_б$ = 1,5).

Знаходимо за формулою (2а) розрахункову довговічність підшипника А:

$$L_h = \frac{1740}{\omega}\left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{1740}{100}\left(\frac{16.5}{3{,}74}\right)^3 = 1494 год.$$

## 2. 7. Розрахунок радіально-упорних підшипників.

Радіально – упорні підшипники встановлюються за двома схемами: "в розпір" (рис. 11а) або "в розтяг" (рис. 11б).




а) б)

Рисунок 11 - Схема установки радіально – упорних підшипників

Схема по рис. 11, б має перевагу перед схемою рис. 11,а тільки в тому, що фактична відстань між підшипниками трохи більша, ніж геометрична (між центрами підшипників), тому опорні реакції будуть меншими ніж на схемі рисунку 11,а.

Але схема на рис. 11,а значно простіша в конструюванні підшипникового вузла і зустрічається в переважній більшості випадків.

Перевірочний розрахунок радіально-упорних підшипників значно складніший за розрахунок радіальних кулькових підшипників при дії осьової сили з-за того, що визначення коефіцієнтів X та Y і параметра *e* вимагає більшого об'єму обчислень, а також більш складним є визначення осьових навантажень підшипників $F_a$.

Величини Y та e для конічних підшипників приймаються з каталожних таблиць, бо вони залежать тільки від конструкції підшипника.

Для кулькових радіально-упорних підшипників типу 46000, у яких номінальний кут контакту $\alpha = 26^0$; $e = 0{,}68$; $Y = 0{,}87$.

Визначення e та Y для кулькових підшипників типу 36000 ($\alpha$ =12°) складніше, бо вони залежать не тільки від конструкції підшипника, а й від його осьового навантаження $F_a$ яке, в свою чергу, залежить від радіального навантаження $F_r$ за формулою (9) і в залежності від вибраної схеми установки підшипників (рис.11) за табл. 6 треба визначити осьові навантаження $F_{a1}$ та $F_{a2}$.

Осьові складові навантаження S від дії радіальних навантажень $F_r$ визначаються за формулою:

$$S = eF_r \tag{9}$$

Обчислити відношення $F_a / C_o$ за графіком рис.12 визначити значення е, для обох підшипників.

Після першої спроби навряд щоб знайденні значення *e* співпадали з попередньо прийнятими значеннями, тому треба зробити другу спробу, прийнявши нові, середні значення $e_1$ та $e_2$.

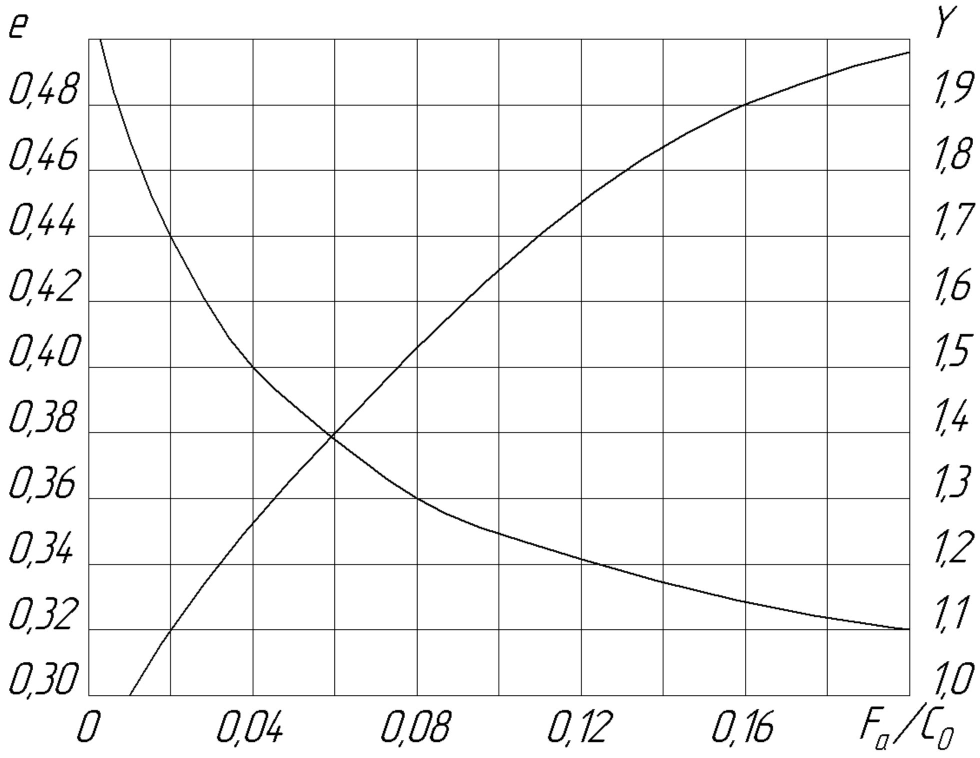



Рисунок 12 - Залежність *е* та Y від відношення $F_a / C_o$ для радіально-упорних підшипників типу 36000

Якщо досить близької збіжності прийнятих і одержаних значень $e_1$ та $e_2$ не отримали, треба зробити наступне наближення, після якого, як правило подальші спроби робити не треба. Після останньої спроби за рис. 3 знаходять $Y_1$ та $Y_2$.

Подальший розрахунок для всіх типів підшипників виконується в такому порядку.

1. Визначити осьові складові S від радіальних навантажень:

а) для кулькових підшипників - за формулою $S = eF_r$ (9)

б) для роликових підшипників - за формулою $S = 0.83eF_r$ (10)

Таблиця 6. Формули для обчислення осьових навантажень радіально- упорних підшипників

<table>
<tr><th colspan="3">Умови навантаження</th><th>Осьові навантаження</th></tr>
<tr><td>1</td><td>$S_1 \geq S_2$</td><td>$F_{a1} \geq 0$</td><td rowspan="2">$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$</td></tr>
<tr><td>2</td><td>$S_1 < S_2$</td><td>$F_{a1} \geq S_2 - S_1$</td></tr>
<tr><td>3</td><td>$S_1 < S_2$</td><td>$F_{a1} \leq S_1 - S_2$</td><td>$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$</td></tr>
</table>

2. У відповідності зі схемою установки підшипників (рис. 11) за формулою табл. 6 визначити осьові навантаження підшипників $F_{a1}$ та $F_{a2}$.

3. В залежності від відношення $F_{a1}/F_{r1}$ визначити коефіцієнти радіального $X$ та осьового $Y$ навантажень.

Якщо $F_{a1}/VF_{r1} > e$, то для роликових підшипників X = 0,4, а Y береться за каталожними таблицями; для кулькових підшипників типу 46000 X = 0,41, а Y = 0,87; для кулькових підшипників типу 36000 X = 0,45, а Y береться за графіком рис. 12.

4. Обчислити еквівалентне динамічне навантаження P обох підшипників за формулою (6).

5. Визначити номінальну (розрахункову) довговічність $L_h$ більш навантаженого підшипника за формулою (2а) і порівняти її із заданим строком служби приводу $t$.

**Приклад 5.** Вибрати радіально-упорні підшипники типу 46000 для швидкохідного вала косозубого циліндричного редуктора за такими даними: радіальні складові реакцій опор $R_A$ = $R_B$ = 1500Н, осьова сила зубчастої передачі $F_a = 400$ Н, кутова швидкість вала ω = 100 рад/с, діаметри цапф вала d = 30мм, зубчаста передача 7-го ступеня точності. Строк служби підшипників t = 11000 год.

Приймаємо установку підшипників "в розпір" (за схемою рис. 11а). Тоді підшипник А буде мати позначення (за схемою рис.11) 2, а підшипник В – позначення 1.

Вибираємо для вала підшипники легкої серії 46206 ГОСТ 831-75, які мають динамічну вантажність C = 16,9 кН.

Обчислимо осьові складові S від радіальних навантажень

$$F_{r1} = R_B = 1500H; \quad F_{r2} = R_A = 1500H.$$

Параметр осьового навантаження $e$ = 0,68. За формулою (9)

$$S_1 = S_B = e \cdot R_B = 0{,}68 \cdot 1500 = 1020 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_A = e \cdot R_A = 0.68 \cdot 1500 = 1020 \text{ Н.}$$

Повні осьові навантаження підшипників визначаємо за формулою табл. 6

Оскільки $S_1 = S_2$ і $F_{a1} = 400H > S_2 - S_1 = 0H$,

то $F_{\alpha 1} = F_{aB} = S_1 = S_2 = 1020$ Н і $F_{\alpha 2} = F_{aA} = S_1 + F_a = 1020 + 400 = 1420$ Н

З розрахунків видно, що на підшипник А діють більші і осьове $F_{aA}$ і радіальне $F_{rA}$ навантаження, значить, визначати розрахункову довговічність слід саме для цього підшипника.

Знаходимо відношення (при V=1)

$$\frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{1420}{1 \cdot 1500} = 0{,}947 > e = 0{,}68$$ отже X = 0,41; Y = 0.87 (табл. 1).

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження підшипника А $P_A$:

$$P_A = (VXF_{rA} + YF_{aA})K_б = (1 \cdot 0{,}41 \cdot 1500 + 0{,}87 \cdot 1420) \cdot 1{,}5 = 2776H$$

(коефіцієнт безпеки $K_б$ =1,5)

обчислюємо розрахункову довговічність підшипника А $L_{hA}$ за формулою (2а):

$$L_{hA} = \frac{1740}{\omega}\left(\frac{C}{P_A}\right)^P = \frac{1740}{100}\left(\frac{16900}{2776}\right)^3 = 3926 год. < t = 11000 год.$$

Отже, вибрані підшипники не підходять.

Приймаємо підшипники середньої серії - 46306, які мають C = 25,1 кН.

Всі попередні розрахунки, крім визначення $L_{hA}$ залишаються старими. Перераховуємо тільки визначення $L_{hA}$ .

Для підшипника 46306

$$L_{hA} = \frac{1740}{100} \cdot \left(\frac{25100}{2776}\right)^3 = 12860 год. > t = 11000 год$$

**Приклад 6.** Вибрати радіально-упорні підшипники типу 36000 для швидкохідного вала косозубого циліндричного редуктора за такими даними: радіальні складові реакцій опор $R_A$ = $R_B$ = 1500Н, осьова сила зубчастої

передачі $F_a = 400$ Н, кутова швидкість вала ω = 100 рад/с, діаметри цапф вала d = 30мм, зубчаста передача 7-го ступеня точності. Строк служби підшипників t = 11000 год.

Приймаємо установку підшипників "в розтяг" (за схемою 11б). Підшипник А буде мати позначення (за схемою рис. 11) 1, а підшипник В - 2.

Вибираємо підшипники легкої серії 36206 ДСТУ 831-75, які мають динамічну вантажність С = 17,8 кН, $C_0$ =13,0 кН.

Задаємося середнім значенням параметра осьового навантаження e = 0,4 і обчислюємо осьові складові навантажень S за формулою (9)

$S_1 = S_A = e \cdot R_A = 0.4 \cdot 1500 = 600$ Н;

$S_2 = S_B = e \cdot R_B = 0.4 \cdot 1500 = 600$ Н.

Оскільки $S_1 = S_2$ і $F_{\alpha 1} > 0$

$F_{a1} = F_{aA} = S_1 = 600H;\quad F_{a2} = S_1 + F_{aB} = 600 + 400 = 1000$ Н

Знаходимо для підшипників відношення $\frac{F_a}{C_0}$:

Підшипник А

$$\frac{F_{aA}}{C_0} = \frac{600}{13000} = 0.046$$

Підшипник В

$$\frac{F_{aB}}{C_0} = \frac{1000}{13000} = 0.077$$

За графіком рис. 12 знаходимо параметри осьового навантаження $e_A = 0{,}36$; $e_B = 0{,}405$.

Зробимо друге наближення. Приймаємо $e_A = 0{,}36$ і $e_B = 0{,}4$

Знаходимо складові S

$S_A = e_A \cdot R_A = 0{,}36 \cdot 1500 = 540$ Н

$S_B = e_B \cdot R_B = 0{,}4 \cdot 1500 = 600$ Н

Отримали, що $S_A < S_B$ і $F_{a1} > S_B - S_A$; $1000H > 600 - 540 = 60H$;

$F_{aA} = S_A = 540H;\quad F_{aB} = S_A + F_{a1} = 540 + 400 = 940H$.

Знаходимо відношення $F_{ai}$ / $C_0$

$$\frac{F_{aA}}{C_0}=\frac{540}{13000}=0{,}0415; \qquad \frac{F_{aB}}{C_0}=\frac{940}{13000}=0{,}072;$$

За рис. 12 знаходимо: $e_A$= 0,35; $e_B$ = 0,395 Одержане зближення параметрів $e$ можна рахувати достатнім. Уточнимо осьові навантаження.

$S_A=e_A\cdot R_A=0.35\cdot1500=525$ Н;

$S_B=e_B\cdot R_B=0.395\cdot1500=592.5$Н;

$S_A\geq S_B$ і $F_{a1}\geq0$

$F_{aA}=S_A=525H;\quad F_{aB}=S_A+F_{a1}=525+400=925$Н;

Знаходимо відношення $\dfrac{F_a}{VF_r}$ (прийнявши V=1):

$\dfrac{F_{aA}}{V\cdot F_{rA}}=\dfrac{525}{1\cdot1500}=0{,}35=e$, значить $X_A$= 1; $Y_A$= 0

$\dfrac{F_{aB}}{V\cdot F_{rB}}=\dfrac{940}{1\cdot1500}=0{,}63>e=0{,}395$, значить $X_B$= 0,45; $Y_B$= 1,37 (визначили за рис.12.)

Обчислимо еквівалентні динамічні навантаження $P$ за формулою (6), прийнявши за табл. 5 коефіцієнт безпеки $K_б$=1,5.

Підшипник $A$

$$P_A=(VX_AF_{rA}+Y_AF_{aA})K_б=(1\cdot1\cdot1500+0\cdot525)\cdot1{,}5=2250 \text{ Н}$$

Підшипник $B$

$$P_B=(VX_BF_{rB}+Y_BF_{aB})K_б=(1\cdot0{,}45\cdot1500+1{,}37\cdot940)\cdot1{,}5=2944 \text{ Н}$$

Більш навантаженим буде підшипник $B$

$$L_{hB}=\frac{1740}{\omega}\cdot\left(\frac{C}{P_B}\right)^3=\frac{1740}{100}\cdot\left(\frac{17{,}8}{2{,}944}\right)^3=3846 год<t=11000 год$$

Розрахункова довговічність підшипників 36206 виявляється недостатньою. Оскільки діаметр цапф вала визначений, то слід було б прийняти підшипники середньої або важкої серії, але таких підшипників не існує, тому: або прийняти підшипники типу 46000, 66000, або в технічних вимогах на складальному кресленні редуктора треба записати: «Підшипники швидкохідного вала заміняти через кожні 3800 годин роботи».

**Приклад 7.** Вибрати радіально-упорні роликові (конічні) підшипники для швидкохідного вала косозубого циліндричного редуктора за такими даними: радіальні складові реакцій опор $R_A = R_B = 1500$Н, осьова сила зубчастої передачі $F_a = 400$ Н, кутова швидкість вала ω =100 рад/с, діаметри цапф вала $d$ = 30мм, зубчаста передача 7-го ступеня точності. Строк служби підшипників $t = 11000$ год. Приймаємо установку підшипників " в розпір " (за схемою рис. 11, а). Тоді підшипник А буде мати позначення 2, а підшипник В - 1.

Вибираємо підшипник легкої серії 7206 ДСТУ 333- 79 (згідно з діаметром цапфи $d$ = 30 мм), які мають динамічну вантажність $C$ = 29200 Н, параметр осьового навантаження $e$ = 0,365 і коефіцієнт осьового навантаження $Y$ = 1,645.

$$S_1 = S_B = 0{,}83 \cdot e \cdot R_{rB} = 0{,}83 \cdot 0{,}365 \cdot 1500 = 454 \text{ Н}$$

$$S_2 = S_A = 0{,}83 \cdot e \cdot R_{rA} = 0{,}83 \cdot 0{,}365 \cdot 1500 = 454 \text{ Н}$$

Оскільки $S_1 = S_2$ і $F_{a1} = 400H > 0$, то повні осьові навантаження підшипників будуть такі:

$$F_{aB} = F_{a1} = S_1 = 454H; \quad \text{і} \quad F_{aA} = F_{a2} = S_1 + F_{a1} = 454 + 400 = 854H$$

Так як підшипник А має більшим осьове $F_{aA} = 854H$ навантаження, при однакових з підшипником В радіальних навантаженнях $F_{rA} = F_{rB} = 1500H$, то перевіряти на довговічність будемо саме його.

Для визначення розрахункових коефіцієнтів радіального X та осьового Y навантажень знаходимо відношення $\frac{F_a}{VF_r}$. Враховуючи що $V$ = 1 (обертається внутрішнє кільце), маємо:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{854}{1500} = 0{,}57 > e = 0{,}365,$$ значить $X$ = 0,4 і $Y$ = 1,645.

Обчислимо за формулою (6) еквівалентне динамічне навантаження підшипника А

$$P_A = (VXF_{rA} + YF_{aA})K_б = (1 \cdot 0{,}4 \cdot 1500 + 1{,}645 \cdot 854) \cdot 1{,}5 = 3007H$$

За табл. 5 коефіцієнти безпеки $K_б$ = 1,5

Визначаємо за формулою (2а) розрахункову довговічність підшипника А:

$$L_{hA} = \frac{1740}{\omega} \cdot \left(\frac{C}{P_A}\right)^{3.33} = \frac{1740}{100} \cdot \left(\frac{29200}{3007}\right)^{3.33} = 434000год. > t = 11000год$$

Вибрані підшипники підходять до умов завдання.

## 2. 8. Підбір підшипників кочення за статичною вантажністю (за ДСТУ 18854 - 75 )

Підшипники кочення вважають статично навантаженими тоді, коли кутова швидкість рухомого кільця підшипника $\omega$ < 0,1 рад/с (частота обертання $n$ < 1 об/хв).

Підбір таких підшипників здійснюється за умовою:

$$P_0 \le C_0 \qquad (11)$$

де $P_0$ - еквівалентне статичне навантаження на підшипник;

$C_0$ – статична вантажність підшипника (наводиться у каталогах).

Еквівалентне статичне навантаження $P_0$ для радіальних і радіально упорних підшипників визначається як більше з двох, які визначаються за формулами:

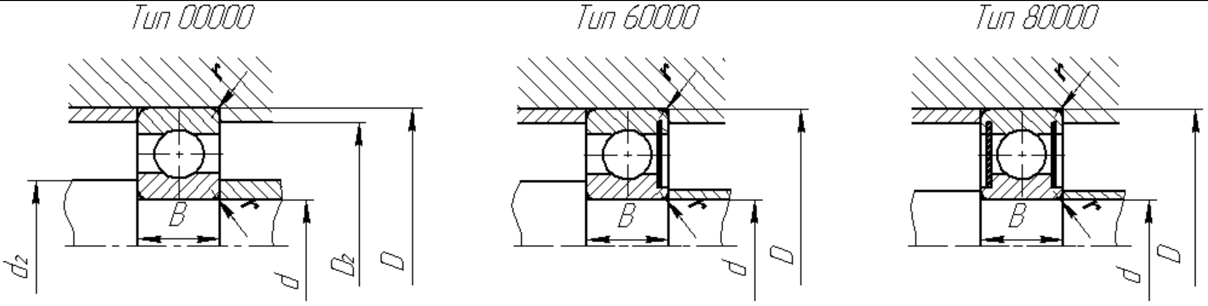
$$P_0 = X_0F_r + Y_0F_a \qquad (12)$$

та

$$P_0 = F_r \qquad (13)$$

В цих формулах $F_r$ та $F_a$ відповідно радіальне та осьове навантаження підшипника; $X_0$ та $Y_0$ - коефіцієнти радіального та осьового статичних навантажень відповідно (табл. 1).

Таблиця 7. Підшипники кулькові радіальні однорядні ДСТУ 8338-75




Підшипники типу 60000 з однією захисній шайбі, типу 80000- з двома*

Габарити і установчі розміри (мм), розрахункові значення

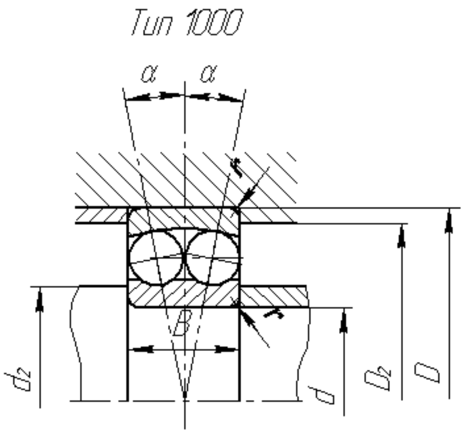
| ДСТУ 8338-72 | | | | | $d_{2мін}$ | $D_{2макс}$ | Кульки | | Вантажо підємність, кН | | n (об/хв) зі змащенням | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Умовне позначення підшипника | d | D | B | r | | | $D_T$ | Z | C | $C_0$ | K | Ж | G кг |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширин 0 | | | | | | | | | | | | | |
| 111 | 55 | 90 | 18 | 2 | 62 | 82 | 10,32 | 13 | 21,6 | 17,0 | 6300 | 8000 | 0,39 |
| 112 | 60 | 95 | | | 68 | 88 | 11,11 | 12 | 23,6 | 17,9 | 5000 | 6300 | 0,39 |
| 113 | 65 | 100 | | | 72 | 92 | 10,32 | 15 | 23,5 | 19,6 | | | 0,45 |
| 114 | 70 | 110 | 20 | | 77 | 103 | 13 | 13 | 29,7 | 24.1 | | | 0,60 |
| 115 | 75 | 115 | | | 82 | 108 | | | 29,5 | 24,1 | | | 0,66 |
| 116 | 80 | 125 | 22 | | 87 | 118 | 13,5 | 14 | 36,7 | 31,3 | 4000 | 5000 | 0,85 |
| 117 | 85 | 130 | | | 92 | 123 | | | 36,4 | 31,3 | | | 0,91 |
| 118 | 90 | 140 | | | 99 | 130 | | 15 | 40,3 | 35.0 | | | 1,2 |
| 119 | 95 | 145 | 24 | 2,5 | 104 | 136 | 14,3 | 14 | 40,0 | 35,0 | 3150 | 4000 | 1,21 |
| 120 | 100 | 150 | | | 109 | 140 | | 15 | 41,5 | 37,5 | | | 1,29 |

Продовження таблиці 7

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Легка серія діаметром 2, серія ширини 0 | | | | | | | | | | | | | |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 31 | 46 | 7,94 | | 10,8 | 6,95 | 10000 | 12500 | 0,12 |
| 206 | 30 | 62 | 16 | | 36 | 56 | 9,53 | | 15,0 | 10,0 | | | 0,2 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | | 42 | 65 | 11,11 | 9 | 19,7 | 13,6 | 8000 | 10000 | 0,29 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 2 | 47 | 73 | | | 25,1 | 17,8 | | | 0,36 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | | 52 | 78 | 12,7 | | 25,2 | 17,8 | 6300 | 6300 | 0,41 |
| 210 | 50 | 90 | 20 | | 57 | 83 | | | 27,0 | 19,0 | | | 0,47 |
| 211 | 55 | 100 | 21 | | 64 | 91 | 14,29 | | 33,3 | 25,0 | | | 0,60 |
| 212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 69 | 101 | 15,88 | 10 | 40,3 | 30,9 | 5000 | 6300 | 0,80 |
| 213 | 65 | 120 | 23 | | 74 | 111 | 16,67 | | 44,0 | 34,0 | | | 0,98 |
| 214 | 70 | 125 | 24 | | 79 | 116 | 17,46 | | 47,9 | 37,4 | | | 1,08 |
| 215 | 75 | 130 | 25 | | 84 | 121 | | 11 | 50,9 | 41,1 | 4000 | 5000 | 1,18 |
| 216 | 80 | 140 | 26 | 3 | 90 | 130 | 19,05 | 10 | 55,9 | 44,5 | | | 1,40 |
| 217 | 85 | 150 | 28 | | 95 | 140 | 19,84 | 11 | 64,1 | 53,1 | | | 1,80 |
| 218 | 90 | 160 | 30 | | 100 | 150 | 22,23 | | 73,8 | 60,5 | | | 2,2 |
| 219 | 95 | 170 | 32 | 3,5 | 107 | 158 | 23,81 | 10 | 83,7 | 69,5 | 3150 | 4000 | 2,7 |
| 220 | 100 | 180 | 34 | | 112 | 168 | 25,4 | | 93,9 | 79,0 | | | 3,2 |
| Середня серія діаметрів 3 серія ширин 0 | | | | | | | | | | | | | |
| 305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 32 | 55 | 11,51 | 7 | 17,3 | 11,4 | 10000 | 12500 | 0,23 |
| 306 | 30 | 72 | 19 | | 37 | 65 | 12,3 | 8 | 21,6 | 14,8 | 800 | 10000 | 0,34 |
| 307 | 35 | 80 | 21 | | 44 | 70 | 14,29 | 7 | 25,7 | 17,6 | | | 0,44 |
| 308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 49 | 80 | 15,08 | | 31,3 | 22,3 | 6300 | 8000 | 0,63 |
| 309 | 45 | 100 | 25 | | 54 | 90 | 17,46 | 8 | 37,1 | 26,2 | | | 0,83 |
| 310 | 50 | 110 | 27 | 3 | 60 | 100 | 19,05 | | 47,6 | 35,6 | 5000 | 6300 | 1,08 |
| 311 | 55 | 120 | 29 | | 65 | 110 | 20,64 | | 54,9 | 41,8 | | | |
| 312 | 60 | 130 | 31 | | 72 | 118 | 22,23 | | 62,9 | 48,4 | | | 1,70 |
| 313 | 65 | 140 | 33 | | 77 | 128 | 23,81 | | 71,3 | 55,6 | 3150 | 5000 | 2,11 |
| 314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 82 | 138 | 25,4 | | 80,1 | 63,3 | | | 2,6 |
| 315 | 75 | 160 | 37 | | 87 | 148 | 26,99 | | 87,3 | 71,4 | | | 3,1 |
| 316 | 80 | 170 | 39 | | 92 | 158 | 28,58 | | 94,6 | 80,1 | 3150 | 4000 | 3,6 |
| 117 | 85 | 180 | 41 | 4 | 99 | 165 | 30,16 | | 102 | 89,2 | | | 4,3 |
| 318 | 90 | 190 | 43 | | 104 | 175 | 31,75 | | 110 | 99,0 | | | 5,1 |
| Тяжка серія діаметром 4, серія ширин 0 | | | | | | | | | | | | | |
| 405 | 25 | 80 | 21 | | 35 | 70 | 16,67 | | 28,6 | 20,4 | 8000 | 10000 | 0,5 |
| 406 | 30 | 90 | 23 | 2,5 | 40 | 80 | 19,05 | 6 | 36,5 | 26,7 | 6300 | 8000 | 0,72 |
| 407 | 35 | 100 | 25 | | 45 | 90 | 20,64 | | 42,8 | 31,3 | | | 0,93 |
| 408 | 40 | 110 | 27 | 3 | 50 | 100 | 22,23 | | 49,3 | 36,3 | 5000 | 6300 | 1,2 |
| 409 | 45 | 120 | 29 | | 55 | 110 | 23,02 | | 59,2 | 45,5 | | | 1,52 |
| 410 | 50 | 130 | 31 | | 62 | 118 | 25,4 | 7 | 67,2 | 53,0 | 4000 | 5000 | 1,91 |
| 411 | 55 | 140 | 33 | 3,5 | 68 | 128 | 26,99 | | 77,2 | 62,5 | | | 2,3 |
| 412 | 60 | 150 | 35 | | 72 | 138 | 28,58 | | 83,9 | 70,0 | 3150 | 4000 | 2,8 |

Примітка: Підшипник 60000 і 80000 мають розміри d, D, B, r, $d_{2мін}$, $D_{2макс}$ і маси такі ж як і підшипники типа 0000 відповідних розмірів.

## Таблиця 8. Підшипники кулькові радіальні сферичні дворядні ДСТУ 5720-75



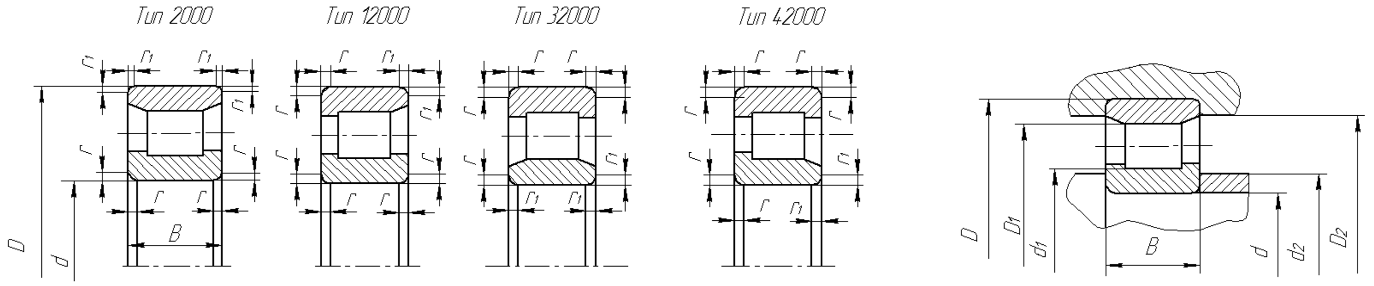

Габаритні і установчі розміри, мм

| ДСТУ 5720-75 | | | | | $\alpha^o$ | $d_{2мін}$ | $D_{2макс}$ | Кульки | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Умовне позначення підшипника | d | D | B | r | | | | $D_T$ | z в одному рядку |
| Середня серія | | | | | | | | | |
| 1305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 11 | 32 | 55 | 8,73 | 12 |
| 1306 | 30 | 72 | 19 | | 10 | 37 | 65 | 9,53 | 13 |
| 1307 | 35 | 80 | 21 | | 9 | 44 | 70 | 10,32 | 14 |
| 1308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 10 | 49 | 80 | 11,11 | 15 |
| 1308 | 45 | 100 | 25 | | | 54 | 90 | 12,7 | |
| 1310 | 50 | 110 | 27 | 3 | | 60 | 100 | 14,29 | 13 |
| 1311 | 55 | 120 | 29 | | 9 | 65 | 110 | 15,08 | 15 |
| 1312 | 60 | 130 | 31 | | | 72 | 118 | 15,88 | |
| 1313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | | 77 | 128 | 16,67 | 16 |
| 1314 | 70 | 150 | 35 | | | 82 | 138 | 18,26 | |
| 1315 | 75 | 160 | 37 | | 8 | 87 | 148 | 19,05 | |
| 1316 | 80 | 170 | 39 | | | 92 | 158 | 20,64 | 15 |

Розрахункові значення

| Умовне позначення підшипників | Вантажо підємність, кН | | n (об/мин) при змащуваннi | | e | Fa/Fr <e | | Fa/Fr >e | | $Y_0$ | $D_T$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | $C_0$ | К | Ж | | X | Y | X | Y | | |
| 1305 | 13,8 | 6,0 | 8000 | 10000 | 0,28 | | 2,26 | | 3,49 | 2,36 | 0,26 |
| 1306 | 16,5 | 7,75 | | | 0,26 | | 2,46 | | 3,80 | 2,58 | 0,39 |
| 1307 | 19,6 | 9,8 | 6300 | 8000 | 0,25 | | 2,57 | | 3,98 | 2,69 | 0,50 |
| 1308 | 22,8 | 12,2 | | | 0,24 | | 2,61 | | 4,05 | 2,74 | 0,70 |
| 1309 | 29,4 | 15,9 | 5000 | 6300 | | | 2,54 | | 3,93 | 2,66 | 0,96 |
| 1310 | 33,4 | 17,5 | | | | | 2,68 | | 4,14 | 2,80 | 1,21 |
| 1311 | 39,8 | 22,4 | | | 0,23 | 1 | 2,70 | 0,65 | 4,17 | 2,87 | 1,58 |
| 1312 | 44,9 | 26,6 | 4000 | 5000 | | | 2,80 | | 4,33 | 2,93 | 1,96 |
| 1313 | 48,2 | 29,3 | | | | | 2,78 | | 4,31 | 2,92 | 2,5 |
| 1314 | 57,5 | 35,2 | | | | | 2,81 | | 4,35 | 2,95 | 3,0 |
| 1315 | 61,2 | 38,3 | 3150 | 4000 | 0,22 | | 2,84 | | 4,39 | 2,97 | 3,6 |
| 1316 | 68,5 | 42,2 | | | | | 2,92 | | 4,52 | 3,06 | 4,3 |

Таблиця 9. Роликопідшипники радіальні з короткими циліндричними роликами ДСТУ 8328 – 75



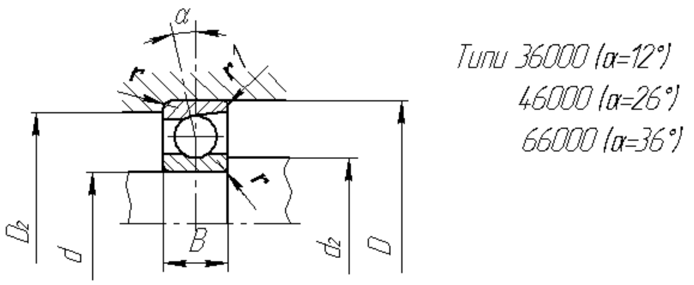

Габаритні і установчі розміри, мм

| ДСТУ 8328-75 | | | | | | | | | $d_1$ | $D_1$ | $d_2$ мін | $D_2$ макс | Ролики | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Умовне позначення підшипника | | | | $d$ | $D$ | $B$ | $r$ | $r_1$ | | | | | $D_T$ | $l$ | $z$ |
| Легка серія | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2205 | | 32205 | 42205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 1 | 32 | 45 | 31 | 46 | 6,5 | 6,5 | 13 |
| 2206 | | 32206 | 42206 | 30 | 62 | 16 | | | 38,5 | 53,5 | 36 | 56 | 7,5 | 7,5 | 13 |
| 2207 | 12207 | 32207 | 42207 | 35 | 72 | 17 | | | 43,8 | 61,8 | 42 | 65 | 9 | 9 | 13 |
| 2208 | 12208 | 32208 | 42208 | 40 | 80 | 18 | 2 | | 50 | 70 | 47 | 73 | 10 | 10 | 14 |
| 2209 | - | 32209 | 42209 | 45 | 85 | 19 | | 2 | 55 | 75 | 52 | 78 | 10 | 10 | 15 |
| 2210 | 12210 | 32210 | 42210 | 50 | 90 | 20 | | | 60,4 | 80,4 | 57 | 83 | 10 | 10 | 17 |
| 2211 | 12211 | 32211 | 42211 | 55 | 100 | 21 | | | 66,5 | 88,5 | 64 | 91 | 11 | 11 | 17 |
| 2212 | 12212 | 32212 | 42212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 2,5 | 73,5 | 97,5 | 69 | 101 | 12 | 12 | 18 |
| 2213 | 12213 | 32213 | 42213 | 65 | 120 | 23 | | | 79,6 | 105,6 | 74 | 111 | 13 | 13 | 17 |
| Середня серія | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2305 | 12305 | | 42305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 2 | 35 | 53 | 32 | 55 | 9 | 9 | 11 |
| 2306 | - | 32306 | 42306 | 30 | 72 | 19 | | | 42 | 62 | 37 | 65 | 10 | 10 | 11 |
| 2307 | 12307 | - | 42307 | 35 | 80 | 21 | | | 46,2 | 68,2 | 44 | 70 | 11 | 11 | 11 |
| 2308 | 12308 | 32308 | 42308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 2,5 | 53,2 | 77,5 | 49 | 80 | 12 | 12 | 12 |
| 2309 | 12309 | 32309 | - | 45 | 100 | 25 | | | 58,5 | 86,5 | 54 | 90 | 14 | 14 | 12 |
| 2310 | 12310 | 32310 | 42310 | 50 | 110 | 27 | 83 | 3 | 65 | 95 | 60 | 100 | 15 | 15 | 12 |
| 2311 | 12311 | 32311 | 42311 | 55 | 120 | 29 | | | 70,5 | 104,5 | 65 | 110 | 17 | 17 | 12 |
| 2312 | 12312 | 32312 | 42312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 3,5 | 77 | 113 | 72 | 118 | 18 | 18 | 13 |
| 2313 | - | 32312 | 42313 | 65 | 140 | 33 | | | 83,5 | 121,5 | 77 | 128 | 19 | 19 | 14 |

Розрахункові значення

| Умовне позначення підшипника | Вантажо-підємність, кН | | $n$ (об/хв) зі змащуванням | | $G$, кг | Умовне позначення підшипника | Вантажо-підємність, кН | | $n$ (об/хв) зі змащуванням | | $G$, кг |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $C$ | $C_0$ | $K$ | $Ж$ | | | $C$ | $C_0$ | $K$ | $Ж$ | |
| Легка серія | | | | | | Середня серія | | | | | |
| 2205 | 13,1 | 8,4 | 10000 | 12500 | 0,15 | 2305 | 22,2 | 14,5 | 8000 | 10000 | 0,3 |
| 2206 | 17,0 | 11,2 | | | 0,24 | 2306 | 29,6 | 20,2 | | | 0,4 |
| 2207 | 25,1 | 17,2 | 8000 | 10000 | 0,35 | 2307 | 33,4 | 22,8 | 6300 | 8000 | 0,55 |
| 2208 | 33,0 | 23,5 | | | 0,40 | 2308 | 40,2 | 27,9 | | | 0,77 |
| 2209 | 33,6 | 25,2 | | | 0,49 | 2309 | 55,4 | 39,9 | | | 1,0 |
| 2210 | 37,9 | 28,6 | 6300 | 8000 | 0,57 | 2310 | 63,9 | 46,6 | 5000 | 6300 | 1,35 |
| 2211 | 42,8 | 32,2 | | | 0,76 | 2311 | 82,4 | 61,6 | | | 1,7 |
| 2212 | 53,7 | 41,9 | 5000 | 6300 | 0,95 | 2312 | 98,1 | 75,7 | 4000 | 5000 | 2,1 |
| 2213 | 60,9 | 47,6 | | | 1,20 | 2313 | 103 | 78,8 | | | 2,6 |

# Таблиця 10. Підшипники кулькові радіально – упорні однорядні ДСТУ 831 – 75




Габаритні і установочні розміри, мм

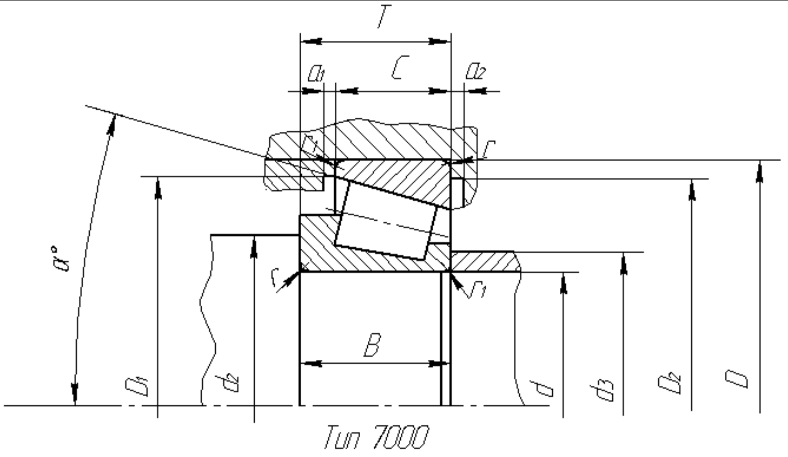
| ДСТУ 831-75 | | | | | | | $d_{2мін}$ | $D_{2макс}$ | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Умовне позначення підшипника | | $d$ | $D$ | $B$ | $r$ | $r_1$ | | | $D_T$ | $z$ |
| Легка серія | | | | | | | | | | |
| 36205 | 46205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 0,5 | 31 | 46 | 7,94 | 12 |
| 36206 | 46206 | 30 | 62 | 16 | | | 36 | 56 | 9,53 | 12 |
| 36207 | 46207 | 35 | 72 | 17 | | | 42 | 65 | 11,11 | 12 |
| 36208 | 46208 | 40 | 80 | 18 | 2 | 1 | 47 | 73 | | 12 |
| 36209 | 46209 | 45 | 85 | 19 | | | 52 | 78 | 12,7 | 13 |
| 36210 | 46210 | 50 | 90 | 20 | | | 57 | 83 | | 14 |
| 36211 | 46211 | 55 | 100 | 21 | 2,5 | 1,2 | 64 | 91 | 14,29 | 14 |
| 36212 | 46212 | 60 | 110 | 22 | | | 69 | 101 | 15,88 | 14 |
| Середня серія | | | | | | | | | | |
| 46305 | 46305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 1 | 32 | 55 | 11,11 | 10 |
| 46306 | 46306 | 30 | 72 | 19 | | | 37 | 65 | 12,3 | 11 |
| 46307 | 46307 | 35 | 80 | 21 | | | 44 | 70 | 14,29 | 11 |
| 46308 | 46308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 1,2 | 49 | 80 | 15,08 | 12 |
| 46309 | 46309 | 45 | 100 | 25 | | | 54 | 90 | 17,46 | 11 |
| 46310 | 46310 | 50 | 110 | 27 | 3 | 1,5 | 60 | 100 | 19,09 | 11 |
| 46311 | 46311 | 55 | 120 | 29 | | | 65 | 110 | 20,64 | 12 |
| 46312 | 46312 | 60 | 130 | 31 | 3.5 | 2 | 72 | 118 | 22.23 | 12 |

Розрахункові значення

| Умовне позначення підшипника | Вантажо-підємність, кН | | $n$ (об/хв) при змащуванні | | $G$, кг | Умовне позначення підшипника | Вантажо-підємність, кН | | $n$ (об/хв) при змащуванні | | $G$, кг |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $C$ | $C_0$ | $K$ | $Ж$ | | | $C$ | $C_0$ | $K$ | $Ж$ | |
| Легка серія | | | | | | Середня серія | | | | | |
| 36205 | 12,8 | 9,06 | 12500 | 16000 | 0,12 | 46305 | 20,7 | 14,6 | 8000 | 10000 | 0,23 |
| 46205 | 12,2 | 8,34 | | | 0,12 | 46306 | 25,1 | 18,3 | | | 0,35 |
| 36206 | 17,8 | 13,0 | | | 0,19 | 46307 | 32,8 | 24.7 | | | 0,44 |
| 46206 | 16,9 | 12,0 | | | 0,19 | 46308 | 38,4 | 30,1 | | | 0,63 |
| 36207 | 23,5 | 17,8 | 10000 | 12500 | 0,27 | 46309 | 47,2 | 37,0 | | | 0,83 |
| 46207 | 22,3 | 16,3 | | | 0,27 | 46310 | 55,2 | 43,9 | | | 1,08 |
| 36208 | 30,0 | 23,2 | 8000 | 10000 | 0,37 | 46311 | 67,6 | 56,3 | 6300 | 8000 | 1,7 |
| 46208 | 28,3 | 21,3 | 10000 | 12500 | 0,37 | 46312 | 77,3 | 65,3 | | | 1,71 |
| 36209 | 31,7 | 24,9 | 8000 | 10000 | 0,42 | 36305 | 21,6 | 15,9 | | | 0,23 |
| 46209 | 29,8 | 23,1 | | | 0,42 | 36306 | 26,4 | 20,0 | 5000 | 6300 | 0,35 |
| 36210 | 33,2 | 27,1 | 6300 | 8000 | 0,47 | 36307 | 34,3 | 26,9 | | | 0,44 |
| 46210 | 34,2 | 24,3 | 8000 | 10000 | 0,47 | 36308 | 40,5 | 32,8 | 5000 | 6300 | 0,63 |
| 36211 | 41,1 | 34,2 | 6300 | 8000 | 0,58 | 36309 | 49,5 | 40,2 | | | 0,83 |
| 46211 | 36,8 | 31,5 | | | 0,58 | 36310 | 58,1 | 47,9 | | | 1,08 |
| 36212 | 47,3 | 39,3 | 5000 | 6300 | 0,77 | 36312 | 81,4 | 77,1 | | | 1,71 |
| 46212 | 44,5 | 36,1 | | | 0,77 | | | | | | |

*Примітка*: Підшипник виготовляється тільки по більш високим класам точності, ніж клас 0.

# Таблиця 11. Роликопідшипники радіально - упорні, конічні, однорядні типу 7000 ДСТУ 333 – 75




Габаритні і установочні розміри, мм

| ДСТУ 333-79 | | | | | T | | | | | | | | | | | Ролики | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Умовні позначення підшипників | *d* | *D* | *B* | *C* | max | min | *r* | $r_1$ | α° | $D_{1min}$ | $d_{2min}$ | $D_{2min}$ | $d_{3min}$ | $\alpha_{1min}$ | $\alpha_{2max}$ | $D_T$ | *i* | *z* |
| **Середня серія** | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7305 | 25 | 62 | 17 | 15 | 18,5 | 18,0 | 2,0 | 0,8 | 14 | 58 | 32 | 55 | 32 | 3 | 3 | 9,5 | 10 | 13 |
| 7306 | 30 | 72 | 19 | 17 | 21,0 | 20,5 | 2,0 | 0,8 | 14 | 68 | 37 | 65 | 37 | 3 | 4,5 | 9,9 | 12,7 | 12 |
| 7307 | 35 | 80 | 21 | 18 | 23,0 | 22,5 | 2,5 | 0,8 | 12 | 75 | 44 | 70 | 44 | 5 | 4,5 | 11,7 | 14,8 | 12 |
| 7308 | 40 | 90 | 23 | 20 | 25,5 | 25,0 | 2,5 | 0,8 | 11 | 85 | 50 | 80 | 50 | 5 | 5 | 13,1 | 14,2 | 12 |
| 7309 | 45 | 100 | 26 | 22 | 27,5 | 27,0 | 2,5 | 0,8 | 11 | 95 | 55 | 90 | 55 | 5 | 6 | 14,3 | 16 | 13 |
| 7310 | 50 | 110 | 29 | 23 | 29,5 | 29,0 | 3,0 | 1,0 | 12 | 105 | 60 | 100 | 62 | 5 | 6 | 16,7 | 19,4 | 12 |
| 7311 | 55 | 120 | 29 | 25 | 32.0 | 31,0 | 3,0 | 1,0 | 13 | 112 | 65 | 110 | 68 | 5 | 6 | 16,7 | 19,4 | 13 |
| 7312 | 60 | 130 | 31 | 27 | 34,0 | 33,0 | 3,5 | 1,2 | 12 | 122 | 72 | 118 | 72 | 5 | 7,5 | 17,5 | 20 | 14 |
| 7313 | 65 | 140 | 33 | 28 | 38,5 | 35,5 | 3,5 | 1,2 | 12 | 132 | 77 | 128 | 80 | 6 | 7,5 | 18,7 | 21 | 14 |
| 7314 | 70 | 150 | 37 | 30 | 38,5 | 37,0 | 3,5 | 1,2 | 12 | 142 | 82 | 138 | 85 | 6 | 7,5 | 22,8 | 24,6 | 12 |
| **Середня широка серія** | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7605 | 25 | 62 | 24,0 | 21,0 | 25,5 | 25,0 | 2,0 | 0,8 | 11 | 58 | 32 | 55 | 32 | 3 | 5 | 8,9 | 16,7 | 12 |
| 7606 | 30 | 72 | 29,0 | 23,0 | 29,0 | 28,5 | 2,0 | 0,8 | 12 | 68 | 37 | 65 | 37 | 3 | 5,5 | 10,2 | 20,4 | 12 |
| 7607 | 35 | 80 | 31,0 | 27,0 | 33,0 | 32,5 | 2,5 | 0,8 | 11 | 75 | 44 | 70 | 44 | 5 | 7,5 | 10,5 | 22 | 13 |
| 7608 | 40 | 90 | 33,0 | 28,5 | 35,5 | 35,0 | 2,5 | 0,8 | 11 | 85 | 50 | 80 | 50 | 5 | 8 | 12 | 23,4 | 13 |
| 7609 | 45 | 100 | 36,0 | 31,0 | 38,5 | 38,0 | 2,5 | 0,8 | 11 | 95 | 55 | 90 | 55 | 5 | 8 | 13,7 | 24,4 | 13 |
| 7610 | 50 | 110 | 40,0 | 34,0 | 42,5 | 42,0 | 3,0 | 1,0 | 11 | 105 | 60 | 100 | 62 | 5 | 9 | 14,8 | 28 | 13 |
| 7611 | 55 | 120 | 44,5 | 36,5 | 46,0 | 45,0 | 3,5 | 1,2 | 12 | 112 | 65 | 110 | 68 | 5 | 10 | 14,8 | 28 | 15 |
| 7612 | 60 | 130 | 47,5 | 39,0 | 49,0 | 48,0 | 3,5 | 1,2 | 12 | 122 | 72 | 118 | 72 | 5 | 11 | 17 | 33 | 14 |
| 7613 | 65 | 140 | 48,0 | 41,0 | 51,5 | 50,5 | 3,5 | 1,2 | 12 | 132 | 77 | 128 | 80 | 6 | 11,5 | 17 | 33 | 15 |
| 7614 | 70 | 150 | 56,0 | 43,0 | 54,5 | 58,5 | 3,5 | 1,2 | 13 | 142 | 82 | 138 | 85 | 6 | 11,5 | 19,8 | 35 | 13 |

Продовження таблиці 11

| Розрахункові величини | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Умовне позначення підшипника | Вантажопідємність кН | | *n* (об/хв) зі змащуванням | | *e* | *Y* | $Y_0$ | *G*, кг | Умовне позначення підшипника | Вантажопідємність кН | | *n* (об/хв) зі змащуванням | | *e* | *Y* | $Y_0$ | *G*, кг |
| | *C* | $C_0$ | *К* | *Ж* | | | | | | *C* | $C_0$ | *К* | *Ж* | | | | |
| Продовження таблиці | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Середня серія | | | | | | | | | Середня широка серія | | | | | | | | |
| 7305 | 29,6 | 20,9 | 6300 | 8000 | 0,36 | 1,66 | 0,92 | 0,253 | 7605 | 45,5 | 36,6 | 5000 | 8000 | 0,27 | 2,19 | 1,20 | 0,366 |
| 7306 | 40.0 | 29,9 | 5000 | 6300 | 0,34 | 1,78 | 0,98 | 0,458 | 7606 | 61,3 | 51,0 | 5000 | 6300 | 0,32 | 1,88 | 1,03 | 0,574 |
| 7307 | 48,1 | 35,3 | 5000 | 6300 | 0,32 | 1,88 | 1,03 | 0,496 | 7607 | 71,69 | 61,5 | 4000 | 6300 | 0,30 | 2,03 | 1,11 | 0,798 |
| 7308 | 61,0 | 46,0 | 4000 | 5000 | 0,28 | 2,16 | 1,19 | 0,703 | 7608 | 80,0 | 67,2 | 4000 | 5000 | 0,30 | 2,03 | 1,11 | 1,04 |
| 7309 | 76,1 | 59,3 | 4000 | 5000 | 0,29 | 2,09 | 1,15 | 1,01 | 7609 | 104,0 | 90,5 | 3150 | 4000 | 0,29 | 2,06 | 1,13 | 1,34 |
| 7310 | 96,6 | 75,9 | 3350 | 4000 | 0,31 | 1,94 | 1,06 | 1,33 | 7610 | 122,0 | 108 | 3150 | 4000 | 0,30 | 2,03 | 1,11 | 1,81 |
| 7311 | 102 | 81,5 | 3350 | 4000 | 0,33 | 1,80 | 0,99 | 1,64 | 7611 | 148,0 | 140 | 3150 | 4000 | 0,32 | 1,85 | 1.02 | 2,43 |
| 7312 | 118 | 96,3 | 2500 | 3150 | 0,3 | 1.97 | 1,08 | 2,00 | 7612 | 171,0 | 157 | 2500 | 4000 | 0,30 | 1,97 | 1,08 | 3,0 |
| 7313 | 134 | 111 | 2500 | 3150 | 0.3 | 1,97 | 1,08 | 2,54 | 7613 | 178,0 | 168 | 2000 | 3150 | 0,33 | 1,83 | 1,01 | 3,63 |
| 7314 | 168 | 137 | 2000 | 3150 | 0,31 | 1,94 | 1,06 | 3,09 | 7614 | 204,0 | 186 | 2000 | 3150 | 0,35 | 1,71 | 0,94 | 4,44 |

*Примітка*: Значення *Y* дані для $F_a/F_r > e$; при цьому $X = 0,4$ для всіх підшипників. При $F_a/F_r < e$ для всіх підшипників $X = 1$, $Y = 0$.

Література


1. Чернин И.М. и др. Расчеты деталей машин: Мн.: Высш. школа, 1978.
2. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: -К.: Вища школа, 1993.
3. Бейзельмаг Р.Д. Подшипники качения: Справ – М.: Машиностроение, 1975.
4. Расчет и выбор подшипников качения: Справ – М.: машиностроение, 1974.
5. Расчет валов и радиально-упорных подшипников с применением программируемых микрокалькуляторов. – Кировоград: КИСХМ, 1991.

Навчально-методичне видання
**ДЕТАЛІ МАШИН**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**
**РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ**

для студентів механічних спеціальностей

---

Укладачі: к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.
к.т.н., проф. Златопольський Ф.Й.
к.т.н., доц. Невдаха А.Ю.
к.т.н., доц. Дубовик В.О.

---

Підписано до друку 5.04.2019 р.

Формат А4. Папір газетний ум. друк. арк. 5,9

---

РВЛ ЦНТУ. м. Кропивницький, пр. Університетський. 8.

Тел. 597-541, 597-551, 559-245