

621.82(075)  
П-12

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ  
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

В.С. ПАВЛЕНКО

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ  
/вибір та конструювання підшипникових вузлів/

Вінниця ВДТУ 1996

2881-24

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ  
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

В.С. ПАВЛЕНКО

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

/вибір та конструювання підшипникових вузлів/

Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського напрямку 6.0902 - "Інженерна механіка", спеціальностей 7.090202 - "Технологія машинобудування", 7.090203 - "Металорізальні верстати та системи", 7.090215 - "Автомобілі та автомобільне господарство" ступеневої підготовки спеціалістів з вищою технічною освітою

Вінниця ВДТУ 1996

УДК 621.822/07/

"ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ". Навч. посібник /В.С. Павленко.  
- В.: ВДТУ, 1996. - 116 стор. Укр. мовою/.

Посібник тлумачить один з найважливіших розділів навчальної дисципліни "Основи конструювання машин".

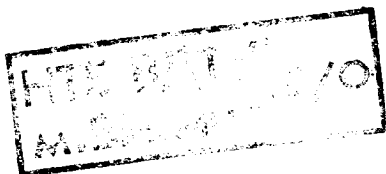
Приведені коротка експлуатаційна характеристика найбільш поширених підшипників кочення та загальні рекомендації щодо вибору їх типу. Розглянутий розподіл навантаження між тілами кочення, кінематика, контактні напруги та динаміка підшипників кочення. Викладена методика вибору підшипників кочення за статичною та динамічною вантажопідійомністю, розглянуті типові конструкції підшипникових вузлів, способи їх змащення та ущільнення. Наведені приклади вибору підшипників кочення.

Призначений для студентів машинобудівних спеціальностей вузів та коледжів при вивченні теорії і курсовому проектуванні з деталей машин і основ конструювання машин, а також дипломному проектуванні.

Іл. 22, Табл. 9, Додатки 6, Бібліогр. - 14 назв.

Рецензенти: Д.В.Чернілевський, проф.

Б.Ф.Ліщинський, доц.



## ЗМІСТ

Вступ . . . . .	5
I. Теоретичні відомості . . . . .	6
I.1. Загальні відомості, система умовних позначень, матеріали . . . . .	6
I.2. Експлуатаційна характеристика найбільш поширених типів підшипників кочення . . . . .	14
I.3. Розподіл навантаження поміж тілами кочення . . . . .	19
I.4. Кінематика підшипників . . . . .	21
I.5. Контактні напруження та динаміка підшипників . . . . .	22
I.6. Причини виходу підшипників кочення з ладу. Критерії вибору . . . . .	25
I.7. Вибір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю . . . . .	26
I.8. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю . . . . .	28
I.9. Послідовність /алгоритм/ вибору підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю . . . . .	36
2. Конструювання підшипникових вузлів . . . . .	37
2.1. Установка підшипників . . . . .	37
2.2. Принципи конструювання підшипникових вузлів . . . . .	44
2.3. Мащення підшипників та ущільнюючі пристрої . . . . .	49
2.4. Посадки підшипників . . . . .	52
3. Приклади вибору підшипників кочення . . . . .	54
3.1. Опори ведучого вала редуктора з циліндричними прямозубими колесами . . . . .	54
3.2. Опори ведучого вала редуктора з циліндричними косозубими колесами / $\beta \leq 9^\circ$ / . . . . .	58
3.3. Опори ведучого вала редуктора з циліндричними косозубими колесами / $\beta > 9^\circ$ / . . . . .	61



3.4. Опори ведучого вала конічного зубчастого редуктора /схема установки підшипників - "врозпір" / . . . . .	63
3.5. Опори ведучого вала конічного зубчастого редуктора /схема установки підшипників - "врозтяжку" / . . . . .	66
3.6. Опори вала - черв'яка при відстані між опорами $l \leq 250$ мм . . . . .	70
3.7. Опори вала - черв'яка за будь-якої відстані між опорами . . . . .	73
3.8. Опори ведучого вала шевронного редуктора . . . . .	78
3.9. Опори ведучого вала конвейера . . . . .	80
4. Базові поняття та короткий основний фізичний зміст посібника у вигляді висновків . . . . .	81
4.1. Базові поняття /в послідовності викладення матеріалу посібника/ . . . . .	81
4.2. Короткий основний фізичний зміст посібника у вигляді висновків . . . . .	82
Питання для самоперевірки . . . . .	85
Додатки . . . . .	88
Список літератури . . . . .	II4

## ВСТУП

Серед навчальних дисциплін в системі підготовки фахівців машинобудівного профілю чільне місце посідають "Основи конструювання машин". Одним з важливих розділів цього курсу є "Опори валів та осей", серед яких головними є "Підшипники кочення".

Виконані останніми роками теоретичні та експериментальні дослідження дозволили в значній мірі уточнити характеристики підшипників, що вказані в каталогах, та розрахункові залежності, згідно яким виконують вибір підшипників кочення [2, 3, 4, 12]. Основною метою навчального посібника є допомога студентам у вивченні та засвоєнні матеріалу розділу "Підшипники кочення" при вивченні навчальної дисципліни "Основи конструювання машин", яка сприяє підготовці конструкторів широкого профілю.

Обсяг та зміст посібника зумовлені діючими навчальними програмами. В першому розділі розглянуті теоретичні відомості /система умовних позначень, матеріали, характеристики підшипників їх кінематику тощо/, в другому - конструювання підшипникових вузлів, в третьому - приклади вибору підшипників кочення. В четвертому розділі перераховані базові поняття, стосовно підшипників кочення та приведений короткий основний фізичний зміст посібника у вигляді висновків. Цей розділ узагальнює викладений в посібнику матеріал, та дає змогу студенту уявити і критично зважити засвоєння матеріалу посібника. Якщо деякі з висновків здадуться студенту незрозумілими, або про них він має неповну уяву, завжди є можливість звернутись до цього розділу в посібнику і вивчити та засвоїти його. Між іншим, практичному засвоєнню матеріалу сприяють приклади вибору підшипників кочення, наведені в третьому розділі.

Всі формули та розмірності фізичних величин, що приведені в посібнику, відповідають єдиній системі фізичних одиниць /СІ/.

## І. Теоретичні відомості

### І.І. Загальні відомості, система умовних позначень, матеріали

В наш час головним видом опор в машинах є підшипники кочення, до переваг яких перед підшипниками ковзання відносять: а/ зменшення коефіцієнта тертя і моменту обертання та пускового моменту; б/ зменшення габариту підшипника за довжиною вала; в/ зменшення витрат мастила; г/ виробництво на спеціальних заводах.

Промисловість нашої країни виробляє сотні мільйонів підшипників на рік в діапазоні зовнішніх діаметрів від 1,5 мм до 2600 мм і масою від 0,5 г. до 3,5 т.

При проектуванні машин та приладів підшипники кочення не конструюють і не розраховують, а вибирають з числа стандартних за статичною або динамічною вантажопідйомністю згідно з ГОСТ 18854-82 [11] чи 18855-82 [12].

Вибір раціонального типу підшипників складна інженерна задача. Для конкретного вузла в машині і заданих умов роботи часто така задача має декілька варіантів рішення.

До недоліків підшипників кочення відносять: а/ збільшені діаметральні габарити; б/ високі контактні напруги, що зменшують термін їх служби; в/ високу вартість унікальних підшипників; г/ меншу демфуючу здатність; д/ підвищений шум за значних частотах обертання.

Звичайно підшипник кочення /рис. 1, а/ складається з зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець з доріжками кочення 3; тіл кочення 4, сепаратора 5, що рівномірно розподіляє тіла кочення за колом.

Підшипники кочення поділяють за направленням навантаження, що сприймається, на:

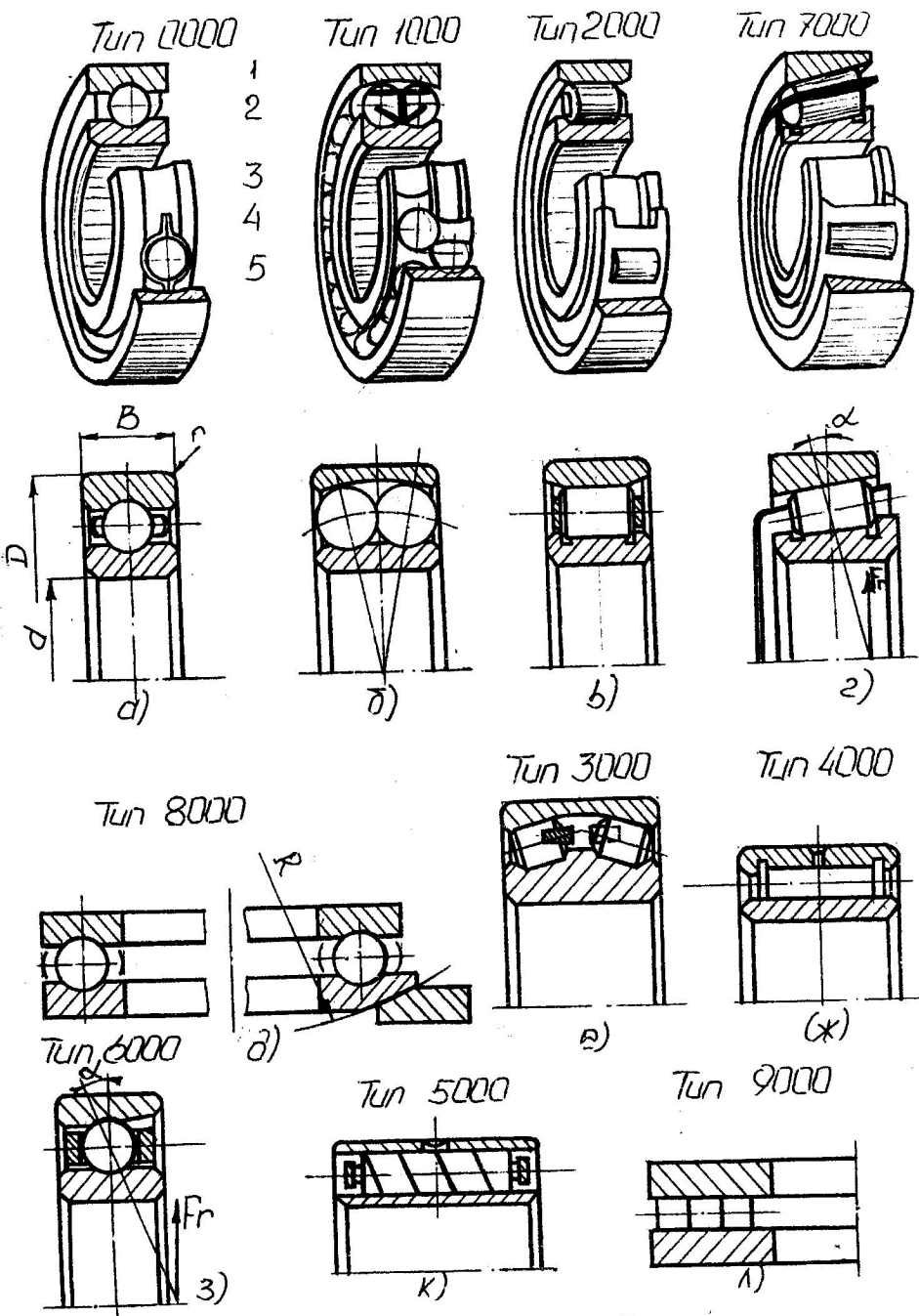


Рис. 1 Конструкції підшипників кочення.

- радіальні, що сприймають радіальне і невелике осьове навантаження;
- радіально-упорні для комбінованого радіального і осьового навантаження;
- упорні, що сприймають осьове навантаження, та упорно-радіальні для осьового і невеликого радіального навантаження.

За формою тіл кочення підшипники поділяють на шарикові /рис.І,а,б,д,з/, роликові /рис.І,в,г,е/, та голчасті /рис.І,ж/.

За числом рядів кочення підшипники поділяють на однорядні /мають основне розповсюдження/, двох та багаторядні.

За ознакою самоустановки підшипники поділяють на самоустановні /рис.І б,д,е/, та несамоустановні /рис.І,а,в,г,з/.

В залежності від точності виготовлення підшипники поділяють на класи точності 0,6,5,4,2 в порядку підвищення точності. Зрозуміло, що вартість підшипника зростає для більш точних підшипників.

Підшипники кочення мають умовне позначення, що складається з цифр та літер.

Система умовних позначень переважної більшості підшипників /крім підшипників за ГОСТ 4060 та ГОСТ 24310/ відповідає ГОСТ 3189-89 [13].

Основне умовне позначення підшипника складається з семи основних знаків, що позначають такі ознаки: серію діаметрів та серію ширин за ГОСТ 3478; тип та конструктивне виконання за ГОСТ 3395; діаметр отвору. Основне умовне позначення підшипника характеризує основне виконання: з кільцями і тілами кочення з підшипникової сталі ШХ15; класу точності 0 за ГОСТ 520; з сепаратором, який встановлений для основного конструктивного виконання згідно галузевої документації.

Послідовність розташування знаків основного умовного позна-

чення підшипників приведені на схемах 1 та 2. Додаткові знаки умовного позначення розташовують праворуч та ліворуч від основного умовного позначення. Додаткові знаки праворуч починаються з великої літери, а додаткові знаки ліворуч відокремлені від основного умовного позначення знаком тире. Розшифрування та послідовність розташування знаків, що позначають додаткові вимоги, приведені в додатку до ГОСТ 3189-89 [13].

Умовне позначення підшипника, що містить основні та додаткові знаки є повним умовним позначенням. Поодиноким випадком повного умовного позначення є основне умовне позначення.

Схема 1. Підшипники з діаметром отвору до 10 мм, крім підшипників з діаметром отворів 0,6; 1,5 та 2,5 мм

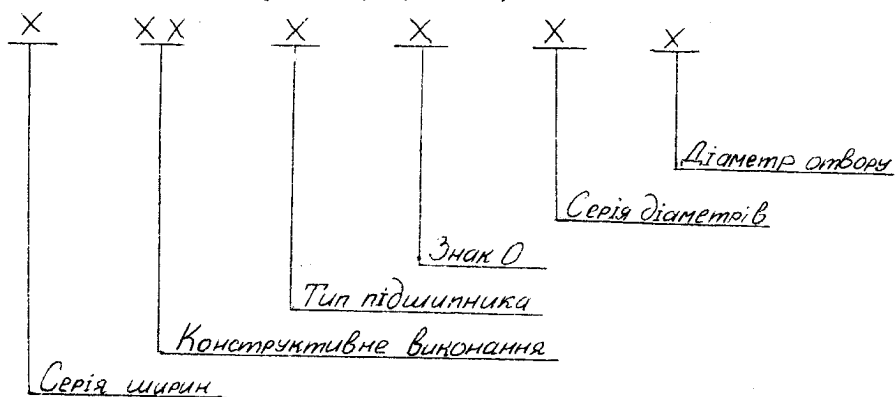
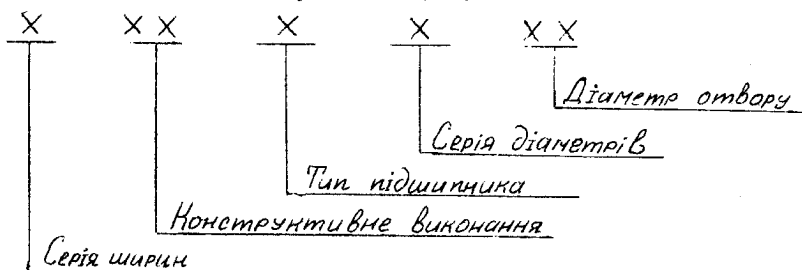


Схема 2. Підшипники з діаметром отвору 10 мм та більше, крім підшипників з діаметром отворів 22,28,32,500 та більше



Умовне позначення діаметра отвору підшипника. Перший знак схеми 1, що позначає діаметр отвору підшипника, повинен дорівнювати номінальному діаметру отвору. Діаметри отворів підшипників: 0,6; 1,5 та 2,5 мм позначають через дріб. Якщо діаметр отвору підшипника за схемою 1 є дробне число, крім значень 0,6; 1,5 та 2,5, то йому треба надати позначення діаметра отвору, округлено до цілого числа. В умовному позначенні таких підшипників на другому місці ставлять цифру 5.

Перші два знаки схеми 2 позначають діаметр отвору підшипника. Діаметри отворів, що є кратними 5, позначають часткою від ділення значення цього діаметра на 5. Позначення діаметрів отворів підшипників від 10 до 17 мм має відповідати вказаним в табл. I.

Таблиця I. Позначення діаметрів отворів підшипників від 10 до 17 мм

Діаметр отвору підшипника	!	Позначення
10	!	00
12	!	01
15	!	02
17	!	03

Діаметри отворів, що дорівнюють 22, 28, 32, 500 мм та більші, позначають через дріб. Для підшипників з діаметром отвору 500 мм і більше 500 мм внутрішній діаметр позначають знаками, що дорівнюють номінальному діаметру.

Для підшипників шарикових упорних двійних за діаметр отвору приймають номінальний діаметр отвору тугого кільця одинарного підшипника.

Умовне позначення розмірних серій підшипників. Розмірна серія підшипника – сполучення серій діаметрів та ширин визначає габаритні розміри підшипника. Другий знак схеми 1 та третій знак схеми 2, що позначають серію діаметрів, спільно з сьомим знаком, що позна-

чає серію ширин /висот/, позначають розмірну серію підшипника. Серія ширин /висот/, яка має знак 0, в умовному позначенні не вказується.

Найбільш поширені серії діаметрів: 1 - особливо легка; 2 - легка; 3 - середня; 4 - важка; 5 - легка широка; 6 - середня широка.

Умове позначення типів підшипників. Четвертий знак схеми І та 2 позначає тип підшипника. Умове позначення типів підшипників повинно відповідати вказаним в табл. 2.

Таблиця 2. Умове позначення типів підшипників

Тип підшипника	!	Позначення
Шариковий радіальний	!	0
Шариковий радіальний сферичний	!	1
Роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами	!	2
Роликовий радіальний сферичний	!	3
Роликовий голчастий чи з довгими циліндричними роликами	!	4
Радіальний роликовий з витими роликами	!	5
Радіально-упорний шариковий	!	6
Роликовий конічний	!	7
Упорний чи упорно-радіальний шариковий	!	8
Упорний чи упорно-радіальний роликовий	!	9

Конструкції більшості підшипників перерахованих типів приведені на рис. 1.

Умове позначення конструктивного виконання підшипників. П'ятий та шостий знак схем І та 2 позначають конструктивне виконання підшипників. Конструктивне виконання для кожного типу підшипників позначають цифрами від 00 до 99. Основні конструктивні виконання підшипників відповідають ГОСТ 3395.

Наприклад, для шарикових радіальних підшипників деякі цифри конструктивного виконання позначають: 5 - канавка на зовнішньому



кільці для установчої шайби; 6,8 - підшипники відповідно з одною та двома захисними шайбами, що запобігають підшипники від витікання мастильного матеріалу і в деякій мірі від проникнення пилу в його порожнину; 16, 18 - підшипники з більш ефективними ущільненнями, що містять набір металевих шайб та мембранного полотна або шайби укрите гумою методом вулканізації, відповідно з одного та двох боків підшипника.

Знаки, що позначають додаткові вимоги. Ці знаки проставляють ліворуч та праворуч від основного позначення.

Ліворуч від основного позначення проставляють знаки, що визначають клас точності, радіальний зазор, момент тертя та категорію підшипників. Класи точності в порядку підвищення точності позначають - 0,6,5,4,2. Додаткові знаки розташовані ліворуч від основного позначення відокремлюють від нього знаком тире. Радіальний зазор позначають цифрами: 0,1,2...9, що визначають групи зазорів. Момент тертя позначають цифрами: 1,2,3...9, що позначають ряди моментів тертя. Категорії підшипників позначають літерами А, В та С.

Праворуч від основного позначення проставляють знаки, що визначають матеріали деталей, конструктивні зміни, мастило, вимоги до рівня вібрацій та спеціальні технічні вимоги. Розшифровку цих додаткових знаків приведено в ГОСТ 3189-89.

Приведемо розшифровку деяких позначень, що пишуть праворуч основного позначення. Матеріал деталей: Ю, ЮІ... - всі деталі /чи частка деталей/ підшипника з нержавіючої сталі; Х, ХІ... - кільця і тіла кочення з цементованої сталі; Р, РІ... - деталі підшипника з теплостійких /швидкоріжучих/ сталей; В, ВІ... - сепаратор з безолов'янистої бронзи; Е, ЕІ... - сепаратор з пластичних матеріалів. Конструктивні зміни позначають: К, КІ...; М, МІ... - позначення роликових підшипників з модифікованим контактом; У, УІ... - позна-

чення спеціальних вимог /до шереткості, точності, обертання, то-що/; T, T1...T5 - позначає температуру відпуску кілець підшипників; C1, C2...C27 - позначає вид мастила в підшипниках закритого типу; Ш, Ш1...Ш5 - позначення рівня вібрації /із зростанням цифрового індексу величина рівня вібрації зменшується/.

Приклади позначення підшипників.

Підшипник 1000094 - однорядний радіальний шариковий підшипник, де 4 - внутрішній діаметр підшипника. 9 - серія діаметра; 0 - 0 в схемі I; 0 - тип підшипника; 00 - конструктивне виконання; I - серія ширин.

Підшипник 25 - однорядний радіальний шариковий підшипник, де 5 - внутрішній діаметр підшипника; 2 - серія діаметра; 0-0 в схемі I; 00 - конструктивне виконання; 0 - серія ширин.

Підшипник 5-32205 - радіальний роликівий підшипник з короткими циліндричними роликами і внутрішнім діаметром 25 мм, де 0 5 - позначення внутрішнього діаметра підшипника; 2 - серія діаметра; 2 - тип підшипника; 03 - конструктивне виконання; 0 - серія ширин; 5 - клас точності підшипника.

Підшипник 20071/II75 - однорядний кінцевий роликівий підшипник, де II75 - внутрішній діаметр підшипника; I - серія діаметра; 7 - тип підшипника; 00 - конструктивне виконання; 2 - серія ширин.

Підшипник A75-3180206 ET2C2. Основне умовне позначення підшипника 3180206. Це шариковий радіальний однорядний підшипник типу 0000, внутрішній діаметр отвору якого дорівнює 30 мм. Підшипник з двома захисними шайбами /цифри 18/.

Цифри та літери ліворуч, що відокремлені знаком тире від основного умовного позначення: 5 - клас точності; 7 - радіальний зазор за групою 7; A - категорія підшипника. Цифри та літери праворуч основного умовного позначення: E - сепаратор з пластичного матеріалу; T2 - температура відпуску кілець 250°; C2 - ма-

цення мастилом ЦІАТІМ - 22І.

Питома вага в загальному обсязі випуску підшипників в нашій країні складає - для підшипників типу 0000  $\approx 40\%$ , типу 7000  $\approx 25\%$ , типу 2000  $\approx 8\%$ . На всі інші типи лишається 27% випуску.

Матеріали, які застосовують для виготовлення підшипників кочення - це спеціальні сталі ШХ15, ШХ 15 СГ з приблизно 1...1,1% вуглецю, та 0,15% хрому. Сталь ШХ 15 СГ додатково має у складі кремній та марганець. Широко застосовують також сталі 18ХГТ та 20Х2Н4А. Твердість кілець та роликів /крім витих/ звичайно 60...65 HRC<sub>e</sub>, шариків 62...65 HRC<sub>e</sub>. Сепаратори виготовляють з м'якої сталі штампуванням, або з бронз, металокераміки, текстоліту, поліамідів та інших пластмас.

## 1.2. Експлуатаційна характеристика найбільш поширених типів підшипників кочення

Підшипники шарикові радіальні однорядні типу 0000 /рис.1,а/ найбільш прості та дешеві, нерозбірної конструкції. Вони призначені для сприйняття радіальних навантажень, але одночасно з радіальним навантаженням можуть частково сприймати й осьове навантаження в межах до 70% невикористаної радіальної сили, що являє собою різницю між допустимою та діючою радіальними силами. Ці підшипники порівняно з іншими працюють з мінімальними втратами на тертя, тому вони допускають найбільші частоти обертання. Ці підшипники фіксують положення вала відносно корпусу в двох осьових напрямленнях. Число конструктивних різновидів цього типу підшипників значне /00000, 50000, 60000, 160000, 180000/.

Іх використовують для жорстких двохопорних валів з відстанню між опорами  $l < 10 d$ , де  $d$  - діаметр вала. Перекіс осей кілець за установки та експлуатації цих підшипників не повинен перевищувати 10...15'.

Підшипники шарикові радіальні дворядні сферичні типу 1000

/рис.1,б/ призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть одночасно сприймати і двостороннє осьове навантаження, що складає до 20% невикористаного допустимого радіального навантаження. Внутрішня поверхня зовнішнього кільця виконана сферичною, що забезпечує нормальну роботу підшипників за перекосів осі внутрішнього кільця до  $3^{\circ}$  відносно зовнішнього. За гойдального руху сферичні підшипники працюють краще, ніж радіальні однорядні. При влаштуванні в одній опорі двох підшипників вони самовстановлюватись не можуть.

Ці підшипники застосовують в вузлах з нежорсткими валами, та в конструкціях, що не забезпечують співвісності отворів в корпусах /наприклад, де для одного вала застосовують окремо стоячі опорні вузли/.

Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 /рис.1,в/ призначені для сприйняття значних радіальних навантажень; їх вантажопідйомність вища, ніж в однорядних шарикових підшипниках однакових розмірів в середньому на 70...90%.

Існує вісім стандартних різновидів цих підшипників в залежності від наявності та розташування бортиків на зовнішньому та внутрішньому кільцях. Переважна більшість цих підшипників роз'ємної конструкції, що зовсім не сприймають осьових навантажень.

Підшипники типу 2000 вимагають точної співвісності посадочних місць, оскільки за її відсутності виникають кромкові тиснення роликів на доріжки кочення, які значно зменшують термін служби підшипників. Ці підшипники застосовують переважно в жорстких коротких двоопорних валах.

Підшипники роликові радіальні сферичні дворядні /рис.1,е/ типу 3000 мають підвищену радіальну вантажопідйомність в порівнянні з підшипниками інших типів. Вони спроможні компенсувати

значну неспіввісність та прогини вала, а також сприймати комбіноване навантаження /осьове вантажопідйомність складає 25% невикористаного допустимого радіального навантаження/. Підшипники фіксують вал в осьовому напрямленні в обидва боки в межах осьових зазорів в підшипниках.

Підшипники типу 3000 звичайно застосовують на довгих валах, що мають значні прогини, або в опорах окремих корпусів.

Роликотидшипники голчасті /рис.І,ж/ типу 4000 мають максимальну радіальну вантажопідйомність за мінімальних габаритів. Осьове навантаження ці підшипники сприймати не можуть. За допустимими частотами обертання голчасті підшипники поступаються звичайним роликотидшипникам, але добре працюють в умовах коливального руху одного з кілець. Ці підшипники дуже чутливі до прогинів та неспіввісності посадочних місць.

Підшипники з голчастими роликами застосовують в вузлах, які повинні забезпечити компактність в радіальному напрямленні і в вузлах з коливальним рухом.

Роликотидшипники з витими роликами типу 5000 /рис.І,к/ сприймають тільки радіальні навантаження, не фіксуючи вал в осьовому напрямленні. Вони можуть сприймати ударні навантаження, мало відчутні до забруднення. В порівнянні з підшипниками типу 2000 вони мають вдвоє меншу вантажопідйомність і можуть працювати тільки за невеликих частот обертання. Тому підшипники цього типу не перспективні, їх застосування скорочується.

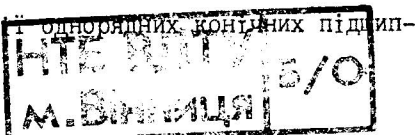
Підшипники шарикові радіально-упорні типу 6000 /рис.І,з/ призначені для сприйняття радіального і одностороннього осьового навантаження. Вони можуть сприймати тільки осьове навантаження. Один з бортів зовнішнього або внутрішнього кільця зрізаний майже повністю, що дозволяє закладати у підшипник на 45% більше шариків одного діаметра, ніж у звичайний радіальний. Здатність

підшипника сприймати осьове навантаження визначається кутом контакту  $\alpha$ , що дорівнює куту між лінією дії результуючої сили на тіло кочення і площиною перпендикулярною до осі підшипника. Із збільшенням кута  $\alpha$  осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіальної.

Однорядні підшипники виготовляють з такими кутами контакту:  $\alpha = 12^\circ$  /тип 6000, 36000 та 136000/,  $\alpha = 26^\circ$  /тип 46000/ та  $\alpha = 36^\circ$  /тип 66000/. Конструктивно вони можуть бути роз'ємними /тип 6000/ та нероз'ємними /тип 36000, 46000, 66000/. Такі підшипники сприймають осьове навантаження тільки в одному напрямку. За швидкісними характеристиками вони майже не поступаються радіальним однорядним шариковим підшипникам. Ці підшипники застосовують переважно за середніх та високих частот обертання. Промисловість виготовляє більше 20 конструктивних різновидів таких підшипників, що застосовують в шпинделях металорізальних та деревообробних верстатів, в малих електродвигунах, центрифугах, черв'ячних редукторах, приладах тощо.

Підшипники роликові радіально-упорні конічні типу 7000 /рис.І,г/ призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних та осьових навантажень. Швидкісні характеристики цих підшипників нижчі, ніж у підшипників типу 2000. Їх здатність до сприйняття осьового навантаження визначається кутом конусності зовнішнього кільця. Із збільшенням кута конусності осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіальної.

Поряд з основною конструкцією /тип 7000/ випускають інші різновидності: 67000 - з упорним бортом на зовнішньому кільці; 27000 - з великим кутом конуса зовнішніх кілець; 97000 - дворядні; 77000 - чотирьохрядні. Підшипники типу 97000 та 77000 - фіксують положення корпусу в осьовому напрямку встановлюють парно. При монтажі та в процесі експлуатації однорядних конічних підшип-



ників необхідне реальне регулювання осьових зазорів. При цьому необхідно уникати дуже малих чи, навпаки, дуже великих зазорів, які можуть привести до недопустимого підвищення робочої температури і навіть руйнування деталей підшипника.

Однорядні підшипники типу 7000 застосовують в колесах літаків, автомобілів, кранів, в катках гусеничних тракторів, в циліндричних та черв'ячних редукторах, коробках швидкостей, в шпинделях токарних верстатів тощо.

Упорні шарикові типу 8000 /рис.І,д/ можуть сприймати тільки осьові навантаження: одинарні - в одному напрямку; здвоєні - в двох напрямках. Межові частоти обертання упорних підшипників обмежені. Підшипники можуть бути виготовлені з підкладними сферичними кільцями /див.рис.І,д праворуч/. Сепаратори упорних підшипників можуть бути штампованими з листової сталі, або масивними з бронзи, антифрикційної чи звичайної сталі. Ці підшипники застосовують в тихохідних редукторах /наприклад, черв'ячних/, в шпинделях металорізальних верстатів, для домкратів, кроків кранів тощо.

Кільця упорних підшипників поділяють на туге та вільне. Тугим звуть кільце, внутрішній діаметр якого є посадочним. У вільного кільця посадочним є зовнішнє кільце. На горизонтальних валах такі підшипники працюють гірше ніж на вертикальних.

Упорні роликопідшипники типу 9000 /рис.І,л/ сприймають великі осьові навантаження, а деякі з них і невеликі радіальні. Швидкохідність цих підшипників низька. Існує декілька конструктивних різновидів цих підшипників: 9000 - з циліндричними роликами; 19000 - з конічними роликами; 39000 - з бочкоподібними роликами. Сепаратори цих підшипників виготовляють з кольорових металів чи сталей. Підшипники застосовують: в глобоїдних черв'ячних редукторах, натискуючих пристроях прокатних станів, столах мета-

лорізальних верстатів тощо.

Порівняльні характеристики підшипників типів 0000 та 7000 з внутрішнім діаметром 80 мм приведені на рис.2.

### 1.3. Розподіл навантаження поміж тілами кочення

Сили на тіла кочення за радіального навантаження підшипника розподілюються нерівномірно /рис. 3/. У сприйнятті навантаження приймають участь лише тіла кочення розташовані на дузі, що не перевищує  $180^\circ$  /навантажена зона/. Найбільш навантаженим є шарик чи ролик, розташований за напрямком дії сили на підшипник. За умовами рівноваги /рис. 3 /,

$$F_n = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad |1|$$

де  $\gamma = 360^\circ / z$ ;  $z$  - число шариків.

Задача розподілення сил поміж тілами кочення є статично невизначеною. В рівняння I входять тільки ті числа, що мають кут  $n\gamma$  менший  $90^\circ$ , оскільки верхня половина підшипника розвантажена.

Дослідження залежності поміж силами  $F_1, F_2, \dots$  з урахуванням контактних деформацій за умови абсолютної точності розмірів шариків та кілець і відсутності радіального зазора дозволили визначити

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma, \dots, F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma.$$

Після підстановки цих значень в формулу (I) та обчислення її відносно  $F_0$  одержимо

$$F_0 = F_n / (1 + 2\cos^{5/2} \gamma + 2\cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2\cos^{5/2} n\gamma). \quad |2|$$

Підраховано, що відношення

$$z / (1 + 2\cos^{5/2} \gamma + 2\cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2\cos^{5/2} n\gamma) \approx 4,37$$



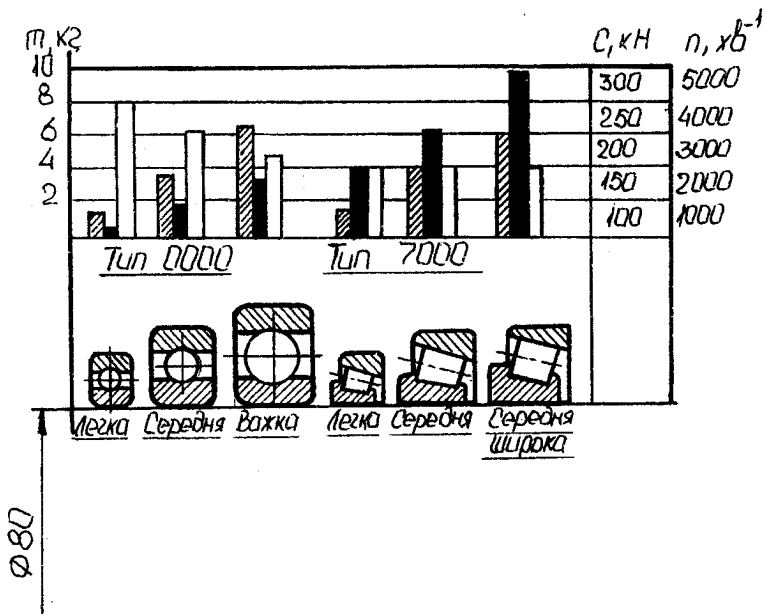


Рис.2. Порівняльні параметри підшипників типів 0000 та 7000 з внутрішнім діаметром  $d=80$  мм: ▨ - маса; ■ - динамічна вантажопідйомність; □ - межові частоти обертання.

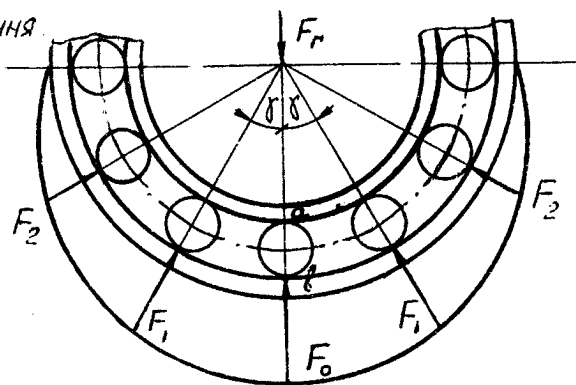


Рис.3. Схема розподілення навантаження поміж тілами кочення

для будь-якого числа шариків, що зустрічаються в підшипнику. При цьому  $F_0 = 4,37 F_n / Z$ . З урахуванням поправки на вплив радіального зазора та неточності розмірів деталей, практично приймають

$$F_0 = 5 F_n / Z ; F_n = 5 F_n \cos^{3/2} \alpha / Z. \quad /3/$$

Зрозуміло, що розподілення навантаження в значній мірі залежить від величини зазора в підшипнику та точності геометричної форми його деталей. Тому до точності виготовлення підшипників кочення ставлять високі вимоги. Із зношуванням деталей підшипника в процесі експлуатації зростають величини зазорів в підшипнику. При цьому прогресивно погіршуються умови роботи підшипника, що може привести до його руйнування.

#### 1.4. Кінематика підшипників

З кінематичної точки зору підшипник кочення являє собою планетарний механізм. На рис.4 приведений план швидкостей для випадку обертання внутрішнього кільця. З плану швидкостей

$$v_0 = v_1 / 2, \quad /4/$$

де 
$$v_1 = \omega D_1 / 2. \quad /5/$$

Кутова швидкість шарика навколо своєї осі

$$\omega_w = 2(v_1 - v_0) / D_w = 0,5 \omega D_1 / D_w. \quad /6/$$

Кутова швидкість шарика навколо осі вала, чи кутова швидкість сепаратора

$$\omega_c = 2 v_0 / D_m = 0,5 \omega D_1 / (D_1 + D_w) \approx 0,5 \omega. \quad /7/$$

Отже сепаратор обертається в той же бік, що й вал, з кутовою швидкістю, що дорівнює приблизно половині кутової швидкості вала.

З формули 7 видно, що кутова швидкість сепаратора залежить від розмірів шарика. Збільшення  $D_w$  за постійного  $D_1$ , веде

до зменшення  $\omega_c$ . За неточного виготовлення шариків більші з них гальмують, а менші прискорюють сепаратор. Поміж сепаратором і шариком можуть виникати значні тиснення та сили тертя. З цим пов'язані зношення шариків і сепараторів, збільшення втрат в підшипнику та випадки руйнування сепараторів. Це зумовлює також високі вимоги до точності виготовлення деталей підшипників та відповідальність сепаратора як однієї з цих деталей.

Контакт шарика з кільцями здійснюється за деякою дугою *аба* /рис.4/. Швидкості точок *a* та *b* при коченні шарика різні, оскільки відстань від них до геометричної вісі шарика різна. Якщо припустити, що в точці *b* немає ковзання, то воно буде в точці *a*. Таким чином, в шарикових підшипниках поряд з тертям кочення відбувається тертя ковзання. Це створює додаткове зношування та втрати в шарикових підшипниках. В роликівих підшипниках всі точки контакту однаково віддалені від осі роликів. В них відбувається чисте кочення. Втрати та зношування в роликівих підшипниках менші ніж в шарикових.

#### 1.5. Контактні напруження та динаміка підшипників

В будь-якій точці поверхні контакту кілець чи шариків контактні напруги змінюються за віднульовим циклом. За відомих  $F_0$ ,  $F_1, \dots, F_n$  /див.1.3/ контактні напруги можуть бути обчислені для відповідних випадків контакту [2,3]. Ці формули розглядати не будемо, оскільки практичний вибір підшипників виконують за навантаженнями /використовуючи умовні формули/, а не контактними напругами.

З змінними контактними напругами пов'язаний втомний характер руйнування робочих поверхонь деталей підшипника /викришування/. Опір втомі підшипника залежить від того, яке з кілець обертається внутрішнє чи зовнішнє. За рівного навантаження  $F_0$  напруги в точці *a* кільця /див.рис.3/ більші, ніж напруги в точці *b*, ос-

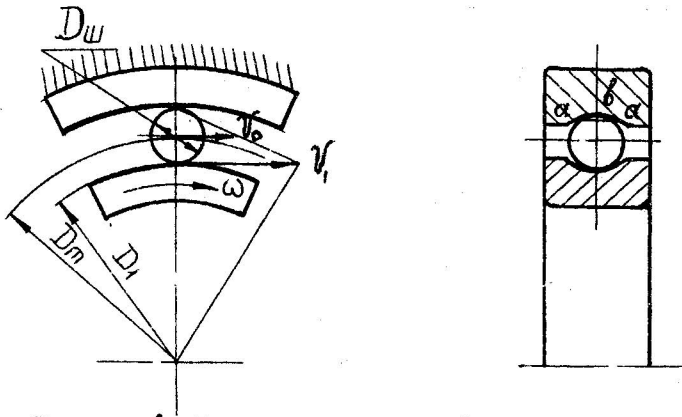


Рис.4. План швидкостей для визначення кінематики підшипників

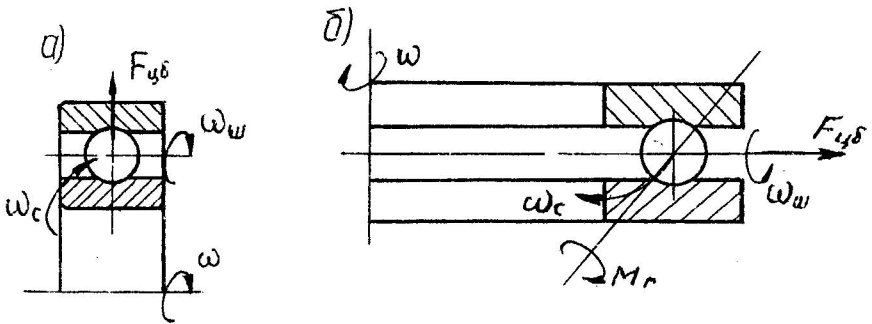


Рис.5. Схеми до визначення динаміки підшипників

кільки в точці  $a$  шарик дотикається з опуклою, а в точці  $b$  - з угнутою поверхнею. В цих умовах рівне число циклів напружень викличе руйнування від втоми насамперед в точці  $a$ . Для зрівняння умов роботи кілець, необхідно зменшити число циклів напружень в точці  $a$  в порівнянні з точкою  $b$ . Таке зменшення досягається при обертанні внутрішнього кільця, оскільки на половині оберту точка  $a$  розвантажена повністю, а в другій половині оберту навантажена неповністю. Тому випадок обертання внутрішнього кільця підшипника відносно нерухомого зовнішнього є більш сприятливим.

Кожний шарик чи ролик підшипника /рис.5,а/ притиснутий до нерухомого кільця відцентровою силою

$$F_v = m \omega_c^2 D_m / 2, \quad /8/$$

де  $m$  - маса шарика чи ролика,  $\omega_c$  - кутова швидкість сепаратора,  $D_m$  - діаметр сепаратора /див.рис.4/.

Вплив відцентрових сил зростає у швидкісних підшипників. Ці сили особливо небезпечні для упорних підшипників /рис.5,б/. В них вони розклинують кільця, тиснуть на сепаратор - підвищують тертя та зношування.

Крім відцентрових сил на шарики упорного підшипника діє гіроскопічний момент, пов'язаний із зміною напрямлення осі обертання шарика у просторі /рис.5,б/.

$$M_H = J \omega_{\omega}, \quad /9/$$

де  $J$  - момент інерції шарика відносно своєї осі. Під дією гіроскопічного моменту шарик прагне повернутися в напрямку, перпендикулярному напрямку кочення. Обертання можливе в разі

$$M_H > M_T = F_f D \omega, \quad /10/$$

де  $M_T$  - момент сил тертя між шариком та кільцями;  $F$  - на-

вантаження на шарик.

Обертання шариків під дією  $M_m$  супроводжується додатковими втратами та зношуванням.

В радіальних підшипниках направлення осі обертання шариків чи роликів у просторі не змінюється. Тому на них не діють гіроскопічні моменти. Радіально-упорні підшипники займають проміжне положення. Для них

$$M_m = \int \omega_{ш} \omega_c \sin \alpha, \quad (II)$$

де  $\alpha$  - кут контакту /див.рис. I, Г, з/.

Отже шкідливий вплив динамічних факторів більш усього виявляється в упорних підшипниках. Тому допустимі частоти обертання для упорних підшипників значно нижчі, ніж для радіальних та радіально-упорних. За високих частот обертання упорні підшипники рекомендують замінювати упорно-радіальними.

#### I.6. Причини виходу підшипників кочення з ладу.

##### Критерії вибору

Викришування від втоми робочих поверхонь пов'язане з виникненням в поверхневих шарах контактуючих тіл знакоперемінних напружень, що викликає появу мікротріщин. Останні розклинюються при проникненні в них мастильного матеріалу, що веде до викришування. Викришування від втоми є головним видом виходу з ладу підшипників, що працюють за значних навантажень в умовах надійного захисту від забруднень.

Руйнування кілець та тіл кочення виникає за перекосу кілець. Інколи за великих динамічних навантажень виникає роздавлення кілець підшипників.

Зношування кілець і тіл кочення частіше виникає при забрудненні мастила абразивними частками. Його можна запобігти або зменшити за рахунок застосування перспективних конструкцій ущіль-

нень.

Виникнення зам'ятин на робочих поверхнях /бринелювання/ за динамічних навантажень і за великих статичних навантажень без обертання пов'язане з місцевими залишковими /пластичними/ деформаціями.

В швидкохідних підшипниках можуть руйнуватись сепаратори під дією відцентрових сил / див.І. 5 /. Сепаратори частіше руйнуються в підшипниках, що працюють з осьовим навантаженням або з попереднім натягом.

### І.7. Вибір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю

Якщо підшипники сприймають зовнішнє навантаження в нерухомому стані, або обертаються з частотою не більше  $1 \text{ хв}^{-1}$ , їх підбирають за статичною вантажопідйомністю.

Під статичною вантажопідйомністю  $C_0$  розуміють таке статичне навантаження /радіальне для радіальних і радіально-упорних підшипників, центральне осьове - для упорних і упорно-радіальних підшипників/, якому відповідає загальна залишкова деформація тіла кочення і кілець в найбільш навантаженій зоні контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Статичне навантаження - це сила, що діє на нерухомий підшипник.

Значення  $C_0$  наводять в каталогах [2,3,4] для кожного типорозміру підшипника. Ці значення розраховані за залежностями, що враховують конструкцію підшипника, число та розміри тіл кочення. Наприклад, для шарикопідшипників

$$C_0 = f_0 i^2 z D_w \cos \alpha, \quad /12/$$

де  $i$  - число рядів шариків;  $z$  - число шариків в ряду;  
 $D_w$  - діаметр шарика, мм;  $\alpha$  - кут контакту /див.рис.І,г,з/,

$f_0$  - коефіцієнт, що залежить від геометрії деталей підшипника, точності їх виготовлення та матеріалу.

Вибір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю виконують за умовою упередження залишкових деформацій:

$$P_0 \leq C_0, \quad /13/$$

де  $P_0$  - еквівалентне статичне навантаження,  $H$ ,  
 $C_0$  - статична вантажопідйомність,  $H$ .

Під еквівалентним статичним навантаженням  $P_0$  розуміють статичне навантаження /радіальне - для радіальних і радіально-упорних підшипників/; центральне осьове - для упорних і упорно-радіальних підшипників/, при прикладанні якого виникає така ж загальна залишкова деформація в найбільш навантаженій зоні контакту тіла кочення з кільцями, що й при дійсних умовах навантаження.

Для шарикових радіальних і радіально-упорних і роликових радіально-упорних підшипників  $P_0$  визначають за залежністю

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad \text{але } P_0 \geq F_r, \quad /14/$$

де  $X_0$  і  $Y_0$  - відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження;  $F_r$  і  $F_a$  - відповідно радіальна та центральна осьові сили,  $H$ .

Коефіцієнти  $X_0$  і  $Y_0$  визначають з табл.3 /витяг з ГОСТ 18854-82/.

Таблиця 3. Коефіцієнти  $X_0$  та  $Y_0$  для різних типів підшипників

Тип підшипника	однорядні		дворядні	
	$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Шарикові радіальні	0,6	0,5	0,6	0,5
Шарикові радіально-упорні з кутом контакту	!	!	!	!
$\alpha = 12^\circ / 36000 /$	0,5	0,47	1,0	0,94



Продовження таблиці 3

Тип підшипника	! однорядні		! дворядні	
	! $X_0$ !	! $Y_0$ !	! $X_0$ !	! $Y_0$ !
$\alpha = 26^\circ / 46000/$	! 0,5 !	! 0,37 !	! 1,0 !	! 0,74 !
$\alpha = 36^\circ / 66000/$	! 0,5 !	! 0,28 !	! 1,0 !	! 0,56 !
Шарикові сферичні /1000/, роли- кові радіально-упорні конічні /7000/	! 0,5 !	! 0,22 <i>ctg</i> $\alpha$ !	! 1,0 !	! 0,44 <i>ctg</i> $\alpha$ !

1.8. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю

Підшипники кочення не можуть служити необмежено довго, навіть якщо їх надійно захистити від зношування та корозії. Критерієм їх працездатності в цих випадках є викришування поверхневих шарів від втоми. Підшипники кочення є першою групою деталей, для якої був введений розрахунок на довговічність.

Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю виконують при частоті обертання будь-якого з кілець більше  $1 \text{ хв}^{-1}$ .

Під динамічною вантажопідйомністю  $C$  радіальних та радіально-упорних підшипників розуміють постійну радіальну силу, яку група ідентичних підшипників з нерухомим зовнішнім кільцем може витримати протягом строку служби що обчислюється 1 млн. обертів внутрішнього кільця.

Для упорних та упорно-радіальних підшипників  $C_a$  відповідно буде постійна центральна осьова сила за обертання одного з кілець підшипника.

Каталожні значення  $C$  розраховують за залежностями, що враховують технологічні, конструктивні та міцнісні характеристики підшипників. Наприклад, для шарикових радіальних та радіально-упорних підшипників

$$C = f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,8}, \text{ якщо } D_w \leq 25,4 \text{ мм} / 15/$$

$C = f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} 3,647 D_w^{1/4}$ , якщо  $D_w > 25,4$  мм,  
 де  $f_c$  - коефіцієнт, що залежить від геометрії деталей підшипника, точності їх виготовлення та матеріалу.

Базова довговічність  $L_{10}$  підшипників кочення - це розрахунковий строк служби, вимірний числом обертів, протягом якого не менше 90% з даної групи підшипників за однакових умов повинні відпрацювати без появи ознак втоми метала.

Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю виконують за умови попередження викришування доріжок та тіл кочення від втоми.

$C_{розр} \leq C_{ном.кат.}$  /16/  
 де  $C_{розр}$  - розрахункова динамічна вантажопідйомність, Н;  
 $C_{ном.кат.}$  - номінальна вантажопідйомність за каталогом, Н.  
 Довговічність в млн. обертів визначають за формулою

$$L = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad /17/$$

де  $a_1, a_{23}$  - коефіцієнти,  $C$  - динамічна вантажопідйомність, Н,  $P$  - еквівалентне динамічне навантаження, Н,  
 $p$  - показник ступені: для шарикопідшипників - 3, для роликопідшипників - 3,33.

Значення коефіцієнта  $a_1$ , що вводять при необхідності підвищення надійності:

Надійність або доля підшипників, на які розповсюджується гарантійний ресурс	!	!	!	!	!	!
	10,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99

Коефіцієнт  $a_1$  !1,0 ! 0,62 ! 0,53 ! 0,44 ! 0,33 ! 0,21

$a_{23}$  - коефіцієнт, що враховує якість металу підшипника і умови експлуатації. Значення цього коефіцієнту лежить в межах 0,7...1,4.

На практиці використовують довговічність  $L_h$  підшипників кочення, що виражена в годинах. Зв'язок між  $L_h$  і  $L$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n} \quad , \quad /18/$$

$$L = \frac{60 n L_h}{10^6} \quad , \quad /19/$$

де  $n$  - частота обертання рухомого кільця,  $\text{хв}^{-1}$ .

З формули /17/ може бути визначена динамічна вантажопідйомність,  $H$

$$C = P \left( \frac{L}{10^6} / a_1 a_{23} \right)^{1/p} \quad /20/$$

Під еквівалентним динамічним навантаженням  $P$  радіальних та радіально-упорних підшипників розуміють постійну радіальну силу, що при прикладанні її до підшипника з нерухомим зовнішнім кільцем і рухомим внутрішнім кільцем забезпечує такий же розрахунковий строк служби, як і за дійсних умов навантаження і обертання. Для упорних та упорно-радіальних підшипників  $P_a$  відповідно буде постійна центральна осьова сила при прикладанні її до підшипника з тугим кільцем, що обертається і нерухомим вільним.

Для розрахунку еквівалентного динамічного навантаження використовують формули табл.4.

Таблиця 4. Формули для розрахунку еквівалентного динамічного навантаження

Тип підшипника	Еквівалентне динамічне навантаження, $H$
Шарикові радіальні і радіально-упорні, роликові радіально-упорні	$P = (X V F_r + Y F_a) K_B K_T / 21$
Упорно-радіальні шарикові та роликові	$P_a = (X F_r + Y F_a) K_B K_T / 22$

Примітки: 1. Для роликів підшипників з  $\alpha = 0^\circ$ ;

$$P = F_n K_\beta K_T; F_a = 0.$$

2. Для роликів і шарикових підшипників з  $\alpha = 90^\circ$ ;

$$P_a = F_a K_\beta K_T; F_n = 0.$$

Позначення величин:  $X, Y$  - коефіцієнти відповідно радіального і осевого навантаження /табл.5,6/;  $V$  - коефіцієнт обертання /  $V = 1$ , якщо внутрішнє кільце обертається відносно навантаження;  $V = 1,2$ , якщо внутрішнє кільце нерухоме відносно навантаження/.  $F_n$  та  $F_a$  - відповідно постійні радіальна і осева сили /  $N$  /, що діють на підшипник;  $K_\beta$  - коефіцієнт безпеки /табл.7/;  $K_T$  - температурний коефіцієнт /табл.8/.

Особливість вибору радіально-упорних підшипників кочення полягає в тому, що при визначенні розрахункового осевого навантаження  $F_a$  враховують додаткові осеві навантаження  $S'$ , що виникають від радіального навантаження  $F_n$  при куті контакту  $\alpha$ . Навантаження  $F_n$  та  $S'$  прикладають в точці перетину нормалі з віссю підшипника /рис.1,г,з/. Сили  $S'$  на схемах не зображують.

Для шарикових радіально-упорних підшипників

$$S' = e F_n, \quad /23/$$

роликів конічних

$$S' = 0,83 e F_n, \quad /24/$$

де  $e$  - допоміжний коефіцієнт /табл.5,6/

Таблиця 5. Значення  $X, Y, e$  для радіально-упорних конічних і радіальних самоустановчих роликів підшипників

$F_a / \nu F_n \leq e$		$F_a / \nu F_n > e$		$e$
$X$	$Y$	$X$	$Y$	

Підшипник однорядний

1 ! 0 ! 0,40 ! 0,40  $\text{ctg } \alpha$  ! 1,5  $\text{tg } \alpha$

Продовження таблиці 5

$F_a/V_{Fn} \leq e$		$F_a/V_{Fn} > e$		$e$
X	Y	X	Y	

Підшипник дворядний

I ! 0,45  $\text{ctg } \alpha$  ! 0,67 ! 0,67  $\text{ctg } \alpha$  ! 1,5  $\text{tg } \alpha$

Примітка. Якщо  $\alpha = 0^\circ$ , то  $F_a = 0$  і  $X = I$ .

Таблиця 6. Значення  $X$ ,  $Y$ ,  $e$  для радіальних та радіально-упорних шарикових підшипників

Кут кон-такту $\alpha$	$F_a/C_0$	$i F_a/C_0$	Однорядний		Дворядний		$e$		
			$F_a/V_{Fn} > e$	$F_a/V_{Fn} \leq e$	$F_a/V_{Fn} > e$	$e$			
			X	Y	X	Y	X	Y	
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$0^\circ$	0,014			2,30				2,30	0,19
	0,028			1,99				1,99	0,22
	0,056			1,71				1,71	0,26
	0,084			1,55				1,55	0,28
	0,110	-	0,56	1,45	I	0	0,56	1,45	0,30
	0,170			1,31				1,31	0,34
	0,280			1,15				1,15	0,38
	0,420			1,04				1,04	0,42
	0,560			1,00				1,00	0,44
$12^\circ$		0,014		1,81		2,08		2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
	-	0,110	0,45	1,22	I	1,39	0,74	1,98	0,45
		0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,570		1,00		1,16		1,62	0,54

Продовження таблиці 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15°	-	0,015		1,47		1,65		2,39	0,38
		0,029		1,40		1,57		2,28	0,40
		0,058		1,30		1,46		2,11	0,43
		0,087		1,23		1,38		2,00	0,46
		0,120	0,44	1,19	I	1,34	0,72	1,93	0,47
		0,170		1,12		1,26		1,82	0,50
		0,290		1,02		1,14		1,66	0,55
		0,440		1,00		1,12		1,63	0,56
		0,580		1,00		1,12		1,63	0,56
18°19°									
20°			0,43	1,00		1,09	0,70	1,63	0,57
24°25°									
26°			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68
30°	-	-	0,39	0,76	I	0,78	0,63	1,24	0,80
35°36°			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40°			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
Підшипники сферичні			0,40	0,40	I	0,42	0,65	0,65	1,50
				<i>ctg α</i>		<i>ctg α</i>		<i>ctg α</i>	<i>tg α</i>
Підшипники однорядні роз'ємні /магнетні/			0,50	2,50	-	-	-	-	0,20

Примітка. Для однорядних підшипників за  
приймають  $X = I$ ;  $Y = 0$ .

$$F_a / \sqrt{F_M} \leq \epsilon$$

В разі, коли підшипник зібраний з нульовим зазором /регульовані типи, наприклад, 7000/, то осьові складові від радіального навантаження визначають за формулою /24/. Осьові сили  $F_a$  на підшипник з врахуванням зовнішніх умов навантаження вузла можуть перевищувати значення  $S$ , тому для кожної опори має витримуватись умова "правильного регулювання"

$$F_a \geq S$$

/25/

Отже,  $S$  є мінімально допустимою силою для основних радіально-упорних підшипників, що регулюються при збиранні. Умова 25 не поширюється на шарикові підшипники з роз'ємними зовнішніми та внутрішніми кільцями.

В практичних розрахунках вибір формули для визначення еквівалентного динамічного навантаження залежить від величини параметра  $F_a / \sqrt{F_n}$ . Коли  $F_a / \sqrt{F_n} > \epsilon$  для радіальних шарикових і радіально-упорних шарикових і роликівих підшипників, то еквівалентне динамічне навантаження  $P$  визначають за залежностями табл. 4. Якщо ж  $F_a / \sqrt{F_n} \leq \epsilon$ , то

$$P = F_n \sqrt{K_8 K_7} \quad /26/$$

В табл. 7, 8 приведені значення коефіцієнтів  $K_8$  та  $K_7$ . За змінних навантажень підшипники кочення вибирають за еквівалентним динамічним навантаженням

$$P_e = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L}} \quad /27/$$

де  $P_1, P_2, \dots, P_n$  - постійні навантаження, що діють відповідно протягом  $L_1, L_2, \dots, L_n$  млн. обертів, для кожного режиму за формулами табл. 4 та за формулою 26.

$L$  - загальне число млн. обертів, протягом якого діють вказані навантаження.

Якщо навантаження на підшипник в процесі експлуатації змінюється за лінійним законом від  $P_{min}$  до  $P_{max}$ , то еквівалентне динамічне навантаження

$$P_e = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3} \quad /28/$$

Таблиця 7. Значення коефіцієнта безпеки  $K_8$  в залежності від характеру навантаження

Характер навантаження на підшипник	$K_8$	Приклад використання
Спокійне навантаження без поштовхів	1,0	Ролики стрічкових конвейерів; малопотужні кінематичні редуктори та приводи
Легкі поштовхи. Короткочасні перевантаження до 125% номінального навантаження	1,0...1,2	Металорізальні верстати /крім стругальних та довбальних/, блоки, легкі вентилятори, електродвигуни малої та середньої потужності
Помірні поштовхи. Вібраційне навантаження. Перевантаження до 150% номінального навантаження	1,3...1,5	Зубчасті передачі 7...8 ступені точності, редуктори всіх конструкцій
Те ж в умовах підвищеної надійності	1,5...1,8	Центрифуги, потужні електродвигуни, енергетичне обладнання
Значні поштовхи і вібрації. Перевантаження до 200% номінального навантаження	1,8...2,5	Зубчасті передачі 9-ї ступені точності. Дробарки. Валки прокатних станів. Потужні вентилятори.
Навантаження з сильними ударами. Перевантаження до 300% номінального навантаження	2,5...3,0	Важкі кувальні машини, лісопилні рами, рольганги тощо.

Таблиця 8. Значення коефіцієнта  $K_T$

Робоча температура підшипника, °C	до 100	125	150	175	200	225	250
$K_T$	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40



1.9. Послідовність /алгоритм/ вибору підшипників  
кочення за динамічною вантажопідйомністю

Перший варіант. Якщо еквівалентне динамічне навантаження визначають не користуючись методом послідовного наближення /наприклад підшипники типу 2000, або типу 0000 в разі  $F_a / \sqrt{V_n} \leq e$ /, то типорозмір підшипника вибирають у такому порядку:

- 1/ намічають тип підшипника;
- 2/ визначають значення еквівалентного динамічного навантаження  $P$ ;
- 3/ за еквівалентним динамічним навантаженням  $P$ , частоті обертання  $n$  в  $\text{хв}^{-1}$ , довговічності  $L$  або  $L_h$  знаходять необхідну динамічну вантажопідйомність підшипника;
- 4/ за значенням розрахункової динамічної вантажопідйомності підбирають конкретний підшипник. Частота обертання і меже статичне навантаження вибраного підшипника не повинні перевищувати межових значень, що приведені в каталозі.

Другий варіант. Якщо еквівалентне динамічне навантаження визначають методом поступового наближення, то типорозмір підшипника підбирають у такій послідовності:

- 1/ намічають тип підшипника і задаються його конкретними розмірами;
- 2/ підраховують значення еквівалентного динамічного навантаження;
- 3/ визначають значення розрахункової динамічної вантажопідйомності підшипника і співставляють її з вказаним в каталозі для наміченого типорозміра підшипника. Якщо  $C$  за каталогом більша, ніж потрібна вантажопідйомність то підшипник забезпечує заданий строк служби при імовірності безвідказної роботи більш ніж 90%. В цьому випадку може бути перевірена доцільність зас-

тосування підшипника більш легкої серії або меншого внутрішнього діаметру. Якщо  $C$  за каталогом менше розрахункового значення /умова І6 не виконується/, то необхідно призначити підшипник більш важкої серії, більшого внутрішнього діаметра, або іншого типу.

Слід відмітити, що можна порівняти розрахункову довговічність  $L$  /млн.обертів/ з потрібною, застосовуючи ті ж висновки, що й при порівнянні динамічної вантажопідйомності /умова І6/ /див. третій варіант/.

Третій варіант. Застосовують у випадках аналогічних розрахункам за другим варіантом, при цьому пункти І,2 другого варіанта обов'язкові для виконання. Далі з залежністю І7 визначають  $L$  /довговічність в млн.обертів/, та порівнюють її з заданою. Якщо  $L$  не задана, то її обчислюють за залежністю І9 за відомої  $L_{10}$  /год./ і вважають заданою. Якщо  $L$  розрахункове більше  $L$  заданого, то вибраний підшипник підходить, в протилежному випадку вибраний підшипник не забезпечить заданої довговічності  $L$  і треба призначити підшипник більш важкої серії, більшого внутрішнього діаметра, або іншого типу.

При виборі підшипників слід перед усім розглянути можливість застосування простого і дешевого радіального шарикового підшипника типу 0000. Застосування інших типів підшипників повинно бути виправдане умовами експлуатації і економічними міркуваннями. Якщо немає особливих вимог до швидкості і точності обертання підшипників, слід застосовувати підшипники класу точності 0.

## 2. Конструювання підшипникових вузлів

### 2.1. Установка підшипників

Вузол підшипника складається з корпусу, деталей для фіксації, а також улаштоване для змащення. Він повинен забезпечити

сприйняття радіальних і осьових сил, а також виключити осьове зміщення вала. Це досягають за рахунок кріплення підшипників на валах і фіксації їх в корпусі. Конструкції підшипникових вузлів повинні виключати також заклинювання тіл кочення під дією осьового навантаження, теплового розширення валів або огріх виготовлення. Враховуючи це, найширше розповсюдження мають такі способи фіксації підшипників в корпусі.

Перший спосіб полягає в тому, що осьове фіксування вала виконують в одній опорі /рис.6,а і б/, а другу опору виконують "плаваючою" /ковзавчою/. Фіксуюча опора обмежує осьове зміщення вала в одному або обох напрямленнях і сприймає радіальну і осьову сили. "Плаваюча" опора не обмежує осьових зміщень вала і сприймає тільки радіальну силу. Тому в плаваючій опорі застосовують тільки радіальний підшипник /шариковий чи роликовий/.

Такий спосіб установки підшипників називають універсальною схемою установки і використовують в конструкціях з порівняно довгими валами  $[L = (10 \dots 12)d]$ , а також у випадках коли підшипники влаштовані в різних корпусах. Головний недолік способу - мала жорсткість вала.

Жорсткість вала може бути підвищена в разі установки в фіксуючій опорі двох підшипників /рис.6,б/, за рахунок регулювання яких зводять до мінімуму радіальні і осьові зміщення вала.

Другий спосіб полягає в тому, що осьову фіксацію вала виконують в обох опорах /в кожній опорі лише в одному напрямленні, рис.7,а і б/. Більш проста схема установки підшипників врозпір, її широко застосовують при відносно коротких валах. Щоб не допустити заціплення вала в опорах внаслідок нагріву при роботі, передбачають зазор  $a = 0,2 \dots 0,5$  мм. За установки врозпір зовнішнє осьове навантаження буде сприйматися правою або лівою кришками.

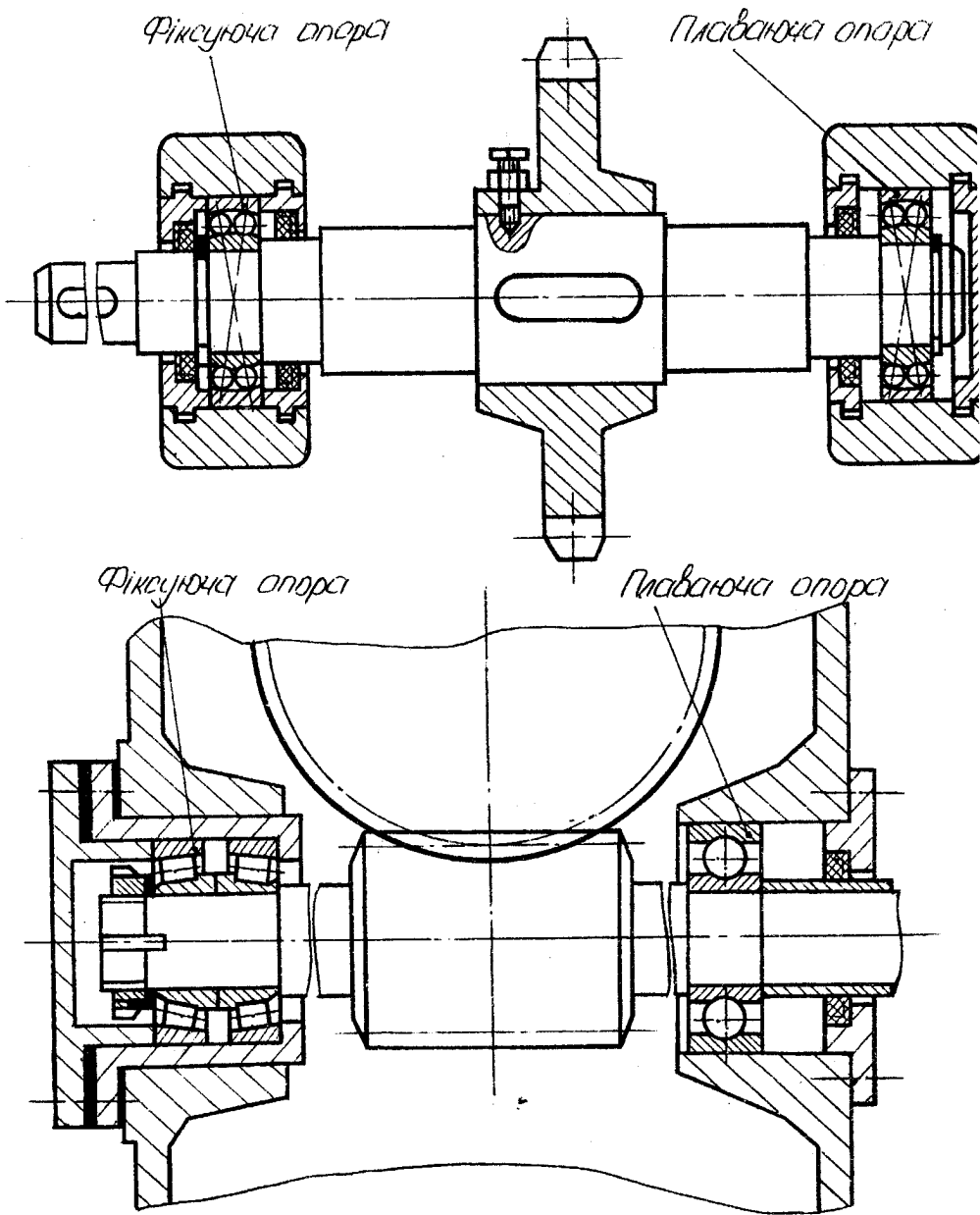
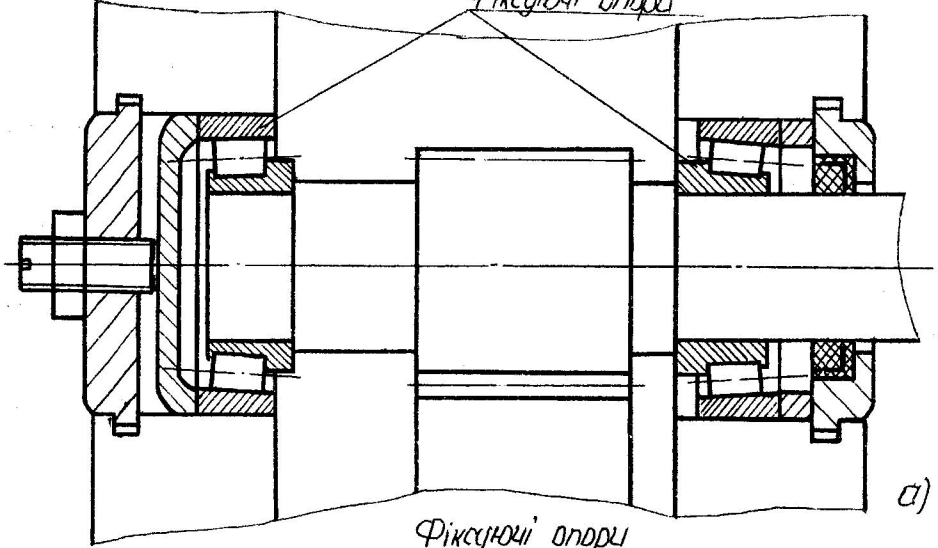


Рис. 6. Універсальна схема установки підшипників (ліві опори фіксуючі, праві - плаваючі).

Фіксуючі опоры



Фіксуючі опоры

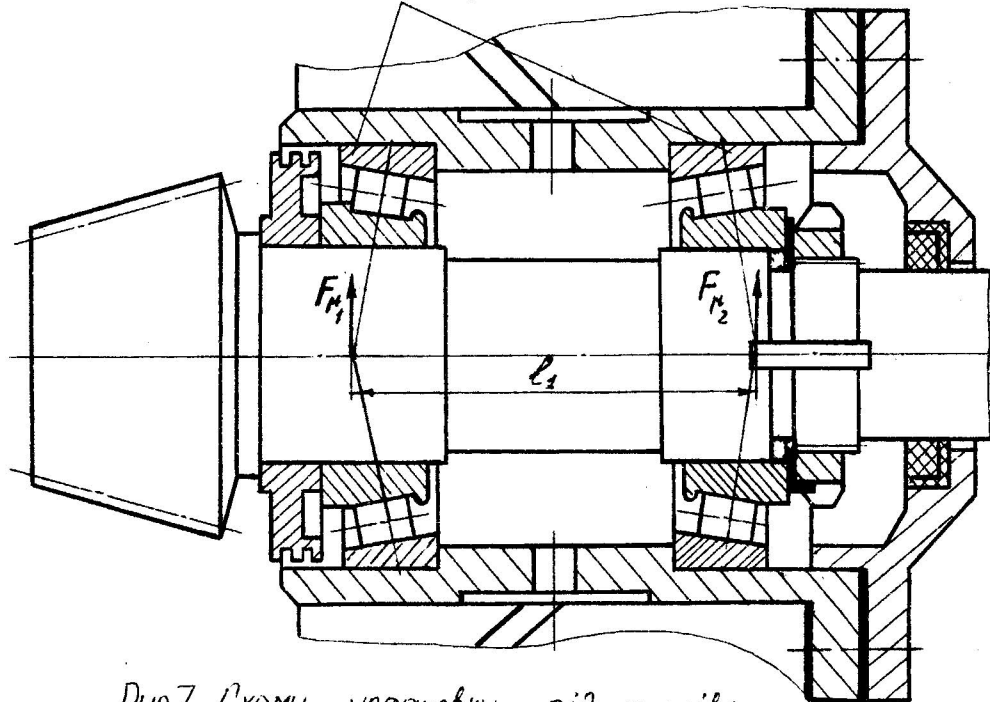


Рис 7. Схеми установки підшипників:

а) - врозпір ; б) - врозтяжку

За установки підшипників врозтяжку /рис.7,б/ небезпека зацімлення вала в опорах зменшується, тому що збільшення довжини вала з підвищенням температури веде до збільшення зазора в підшипниках.

Підшипники на рис.7 потребують регулювання при збиранні. При цьому осьова гра /осьові переміщення одного кільця підшипника відносно іншого/ повинна бути незначною, в межах 0,02...0,2 мм. Осьова гра підшипників за рис.7,а, регулюється установчим гвинтом, а за рис.7,б - гайкою.

Третій спосіб фіксування - обидві опори плаваючі /рис.8/. Для плаваючого вала застосовані роликові підшипники, типу 2000. Зовнішні кільця підшипників закріплені в корпусі поміж кришкою та пружним кільцем, а в осьовому напрямленні вал може переміщуватись разом з внутрішніми кільцями та роликами відносно зовнішніх кілець. Таку схему фіксування застосовують лише у випадках, коли осьова фіксація вала здійснюється якимись іншими елементами, на рис.8 - це зубці шевронного колеса.

Кільця підшипників, за виключенням плаваючих, повинні кріпитись на валу і в корпусі. Кріплення буває одностороннє чи двостороннє.

Застосовують такі засоби кріплення внутрішніх кілець:

а/ упор в заплечик вала за дії тільки одностороннього навантаження /рис.9,а/;

б/ пружні стопорні кільця, що закладають в розведеному стані в кільцеві канавки на валу /рис.9,б/;

в/ торцеві шайби /рис.9,в/, що кріплять до торця суцільного вала гвинтами;

г/ упорні гайки /рис.9,г,д/, що застосовують за значних осьових навантажень. Для запобігання їх розгвинчування застосовують стопорні шайби /рис.9,ж/;

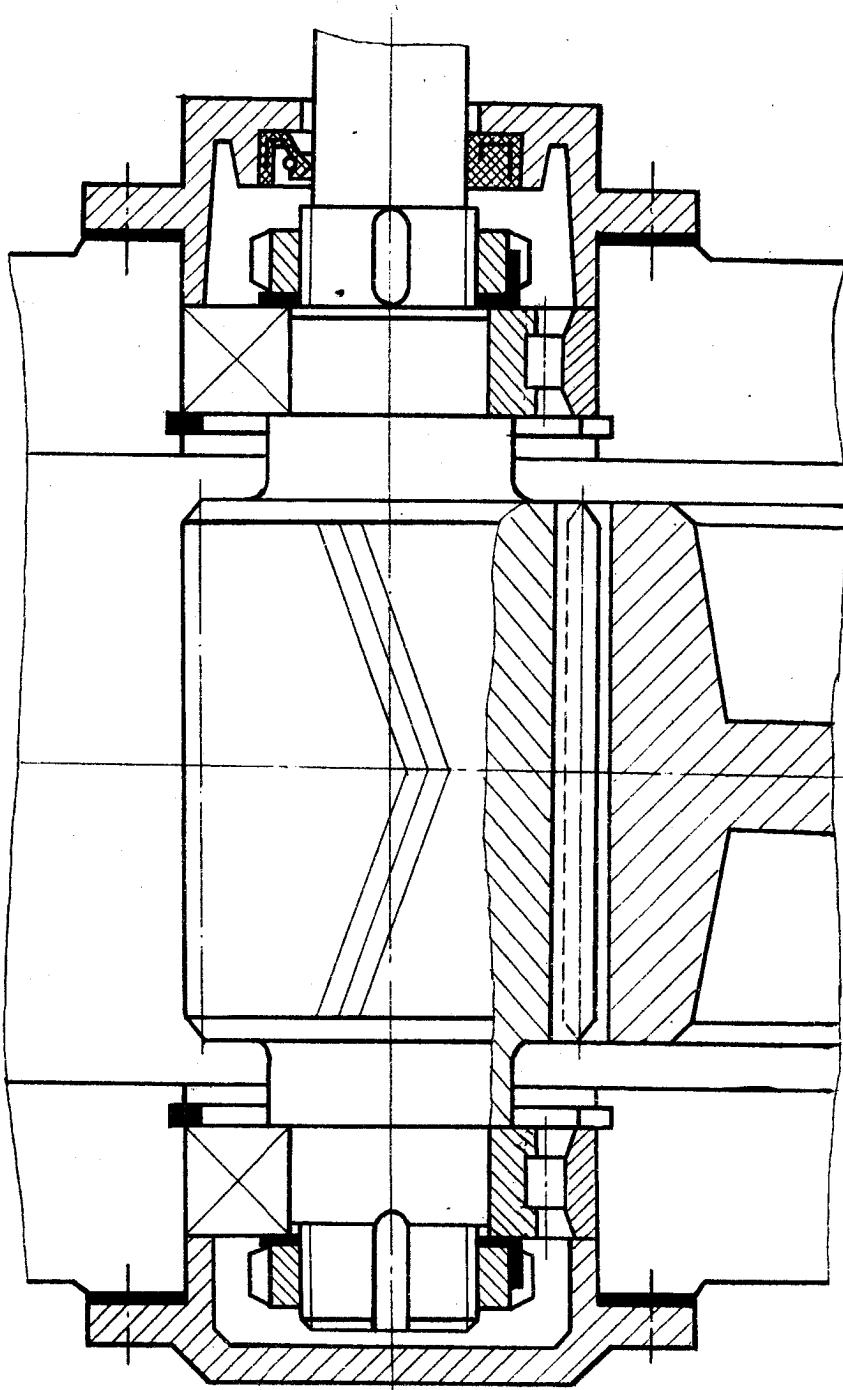


Рис. 8 Підшипниковий вузол з двома тавуючими опорами

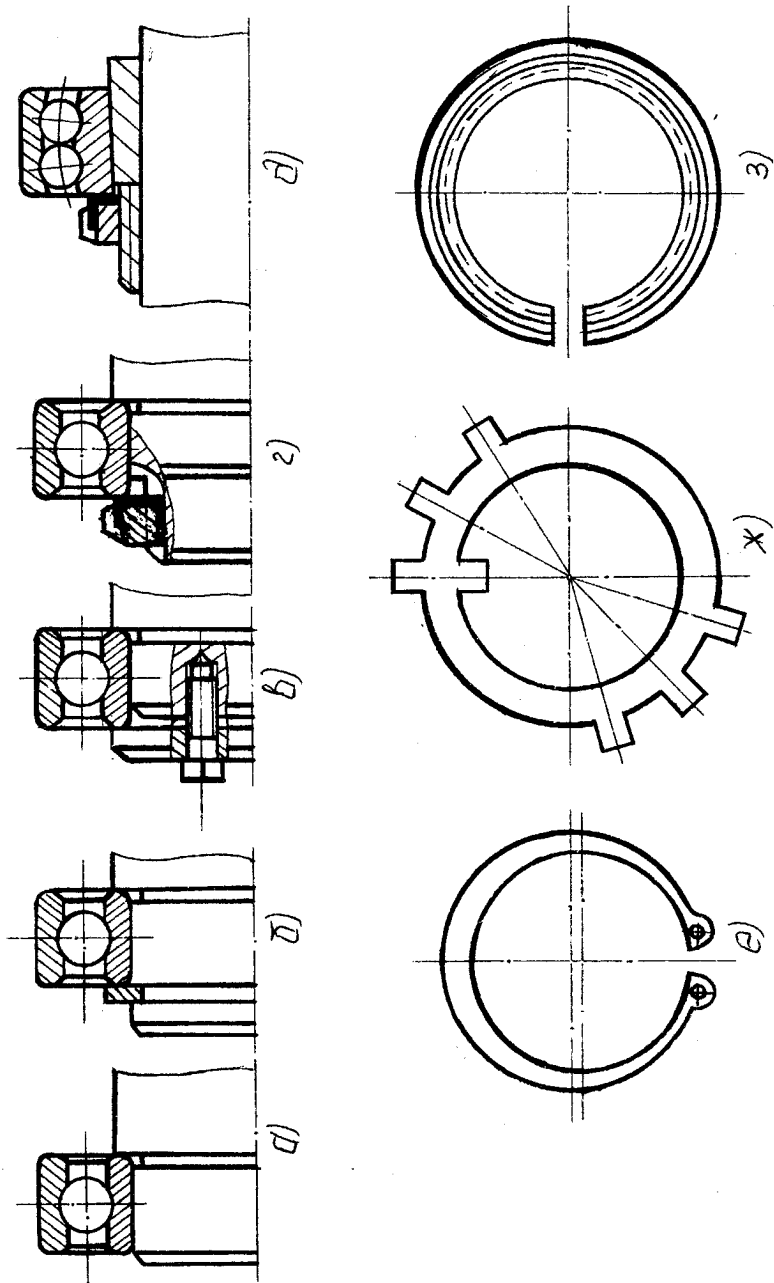


Рис. 9. Довше кріплення внутрішніх кілець



д/ конічні розрізні втулки /рис.9,д,з/ фіксують внутрішні кільця підшипників на валу в обох напрямках. Їх можна застосовувати в разі коли підшипники мають конічний внутрішній отвір.

Основні засоби кріплення зовнішніх кілець підшипників, що відвертають переміщення в одному напрямку: заплечики /рис.10,а/; кришки /рис.10,б/; упорні борти на зовнішніх кільцях /рис.10,в/; врізні кришки за роз'ємних корпусів /рис.10,г/; що відвертають переміщення в обох напрямках: сполучення кришки та уступа в корпусі чи стакані /рис.10,д,е/; пружні кільця /рис.10,ж,з/.

Осьове зміщення зовнішніх кілець звичайно здійснюють прокладками I з металу поміж кришкою та корпусом /рис.11,а/. Осьове зміщення установчими гвинтами /рис.11,б/ пов'язане з їх перекосами, завдяки нерівномірному навантаженню на тіла кочення від радіальної сили, але ці перекоси якісно компенсуються пружними перекосами вала. Зміщення гайками з зовнішньою різьбою /рис.11,в/ викликають небезпеку перекосів в зв'язку з огріхами різьби.

## 2.2. ПРИНЦИПИ КОНСТРУКЦІЙ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

Після вибору типорозміру підшипника за статичною або динамічною вантажопідйомністю перед конструктором стає не менш важливою задачею - правильно сконструювати підшипниковий вузол, для тієї або іншої машини чи приладу. Незважаючи на різноманітність конструкцій таких вузлів, внаслідок широкого діапазону габаритів, швидкостей та навантажень об'єктів машини та приладобудування, з'являється можливість виділити комплекс загальних вимог, яким повинні задовільняти будь-які підшипникові вузли для забезпечення надійної роботи опор кочення, що в них встановлені [ 4 ].

Ось ці вимоги:

- конструктивне та технологічне забезпечення співвісності посадочних місць підшипника кожного з валів /досягають, звичай-

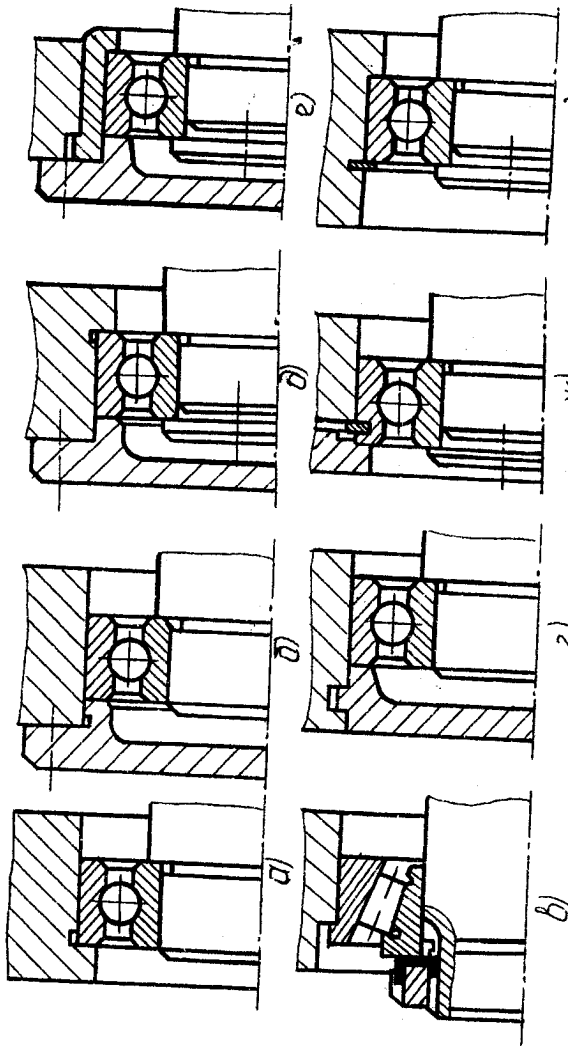


Рис. 10' Ссысьбе крїтмення зовнішніх кілець

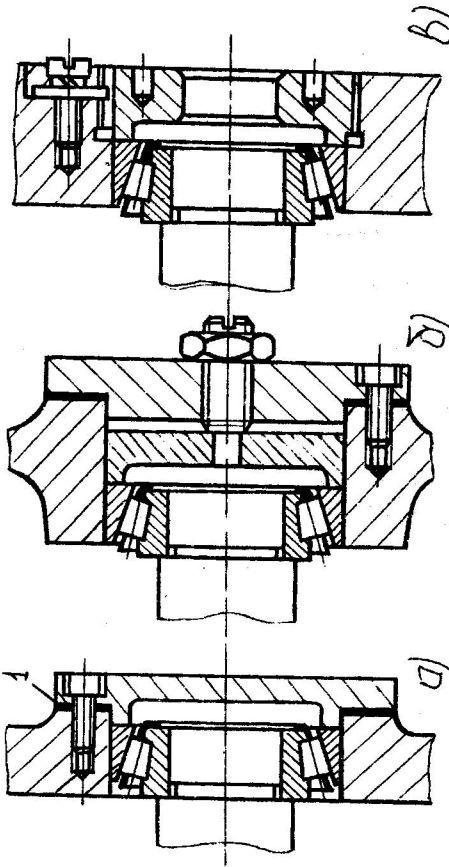


Рис 11. Особе регулювання зовнішніх кілець

но, розточкою або шліфуванням напрохід двох чи декількох гнізд під підшипник кожного вала;

- за можливістю зниження числа стиків в елементах вузла /наприклад стаканів та переходних втулок/, що забезпечує співвісність та покращує відведення тепла від підшипника;

- забезпечення зручності монтажу - демонтажу підшипників та вузла в цілому;

- посадки внутрішніх кілець на вал та зовнішніх кілець в корпус мають забезпечувати жорсткий зв'язок за рахунок посадочного натягу для того кільця, яке обертається разом з валом чи корпусом;

- для порівняно довгих валів  $l = 10...12/d$  бажано застосовувати "універсальну" схему влаштування підшипників /монтаж однієї з опор з фіксацією в осьовому напрямку, а інші "плаваючі"/;

- якщо перекіс вала внаслідок зміщення осей гнізд під підшипники перевищує  $15...20 \mu$ , краще застосовувати сферичні підшипники, що самовлаштовуються. Бажана "універсальна" схема влаштування підшипників;

- відхилення від перпендикулярності заплечиків вала і корпусу до вісі обертання повинна бути якомога меншою. В залежності від точності вузла воно знаходиться в межах  $2...20 \mu\text{м}$ ;

- за можливістю не застосовувати регулювання осьового зміщення підшипників різьбовими деталями, оскільки навіть за мілкої різьби деякий перекіс упорного торця - неминучий;

- небажане використання упорних підшипників на горизонтальних валах, оскільки при розвантаженні підшипника можливе зміщення комплекта шариків з сепаратором відносно кілець, а також внаслідок гіроскопічних ефектів та навантаження країв кілець відцентровими силами шариків. В цьому випадку застосовують радіально-

упорні або упорно-радіальні підшипники. З цих же причин використання упорних підшипників на горизонтальних валах за підвищених частот обертання є зовсім недопустимим;

- установка радіально-упорних підшипників за схемою "врозпір" або "врозтяжку" з регулюванням торцевими кришками допустима за довжини валів  $l \leq (10 \dots 12) d$ . За більшої довжини валів слід застосовувати "універсальну" схему установки підшипників;

- для осьової фіксації підшипників <sup>допустиме</sup> застосування пружних кілець, що вставляють в проточки на валу чи корпусі. За дуже значних осьових зусиль установка стопорних кілець недопустима;

- безбортові кільця плаваючих роликів підшипників з короткими циліндричними роликами повинні мати двосторонню фіксацію, оскільки осьове переміщення забезпечується незначним осьовим зміщенням роликів відносно нерухомої /в осьовому напрямку/ доріжки кочення безбортового кільця;

- пластичні мастильні матеріали слід закладати в корпус в об'ємах не більше 1/3 вільного простору, не зайнятого підшипником;

- рідкі мастила заливають в корпус до рівня центра тіла кочення, розташованого в підшипнику нижче всіх інших тіл кочення;

- при мащенні за допомогою гноту, рекомендують щоб гніт впирався в мастилопідйомний корпус, що прилаштований до внутрішнього кільця підшипника на рівні зазора плавання сепаратора;

- при ущільненнях, що обертаються, та масловідбивних шайбах необхідні гарантовані зазори їх відносно корпусних гнізд в межах 0,3...1,5 мм /в залежності від точності виготовлення та збирання вузла/.

### 2.3. Мащення підшипників та ущільнюючі пристрої

Мащення суттєво впливає на довговічність підшипників. Воно зменшує тертя, знижує контактні напруги, захищає від корозії, сприяє охолодженню підшипника. Для мащення підшипників кочення застосовують пластичні та рідкі мастила. Рідке мастило більш ефективне для охолодження та зменшення втрат. Необхідна кількість мастила для підшипників кочення дуже невелика. Надлишкова кількість мастила тільки погіршує роботу підшипника. Наприклад, якщо сепаратор заглибити в мастило, то воно буде перешкоджати його вільному обертанню, при цьому збільшаться втрати та нагрів підшипника.

Застосовують такі способи мащення: рідким мастилом і занурення в мастильну ванну /для підшипників горизонтальних валів за  $n \leq 10000 \text{ хв}^{-1}$ ; розбрикування з загальної мастильної ванни; під дією відцентрових сил; краплинне за допомогою індивідуальних дозуючих апаратів; мастильним туманом.

Найбільше поширення для підшипників мають індустриальні мастила: малов'язкі І-Л-А7 та І-Л-А-27 та середньов'язкі І-Г-А-32 та І-Г-А-36. Останнім часом випускають шарикопідшипники з твердим мастилом АФ3-3 - сумішю на основі графіту, що заповнює простір між кільцями, а потім твердіє. Ці підшипники працюють при температурах до  $300^{\circ}\text{C}$ , частотах обертання до  $100 \text{ хв}^{-1}$ , в запиленому середовищі, але за незначних вимог до точності обертання.

З метою запобігання підшипників від забруднень зовні та недопущення витікання з них мастила, підшипникові вузли обладнують ущільненнями.

За принципом дії ущільнення поділяють на:

а/ контактні /манжетні, повстяні, металевими чи пластмасовими кільцями/, що застосовують за низьких та середніх швидкостях. Вони забезпечують захист завдяки щільному контакту деталей

в ущільненні;

б/щілинні та лабіринтні, що застосовують без обмеження швидкостей. Вони здійснюють захист завдяки опору витікання рідини чи газу крізь вузькі щілини;

в/відцентрові, що застосовують за середніх та високих швидкостей. Вони засновані на відкиданні мастила відцентровими силами;

г/комбіновані, сполучення ущільнень з двох чи більше вказаних принципів.

Манжетні ущільнення /рис.І2,а/ виконують у вигляді кільцевих манжет, що встановлюють в корпусі з натягом та притискаються до вала під дією сил пружності манжети та спеціальної пружини. Їх використовують за колкових швидкостей вала до 10 м/с.

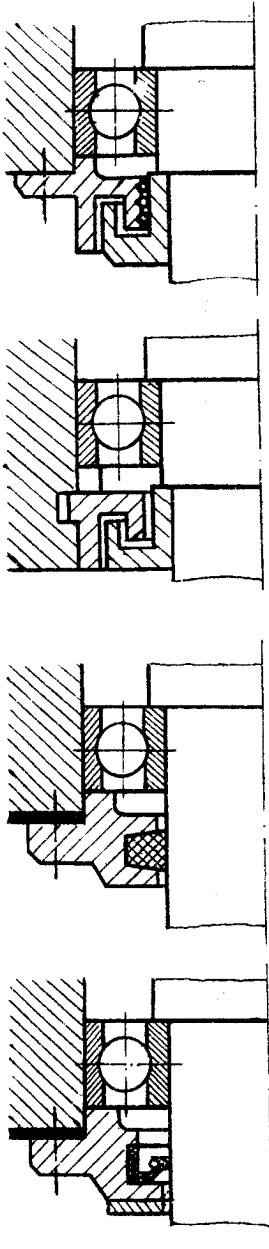
Повстяні ущільнення /рис.І2,б/ виконують у вигляді просичених гарячим мастилом повстяних чи фетрових кілець, що закладають з натягом в канавки ущільнень. Їх застосовують за колкових швидкостей вала до 2 м/с. В наш час їх майже не застосовують, оскільки існують сучасні більш досконалі типи ущільнень.

Лабіринтні ущільнення /рис.І2,в,г/ більш досконалі для роботи за високих швидкостей. Їх поділяють на прості та гребінчасті. Останні створюють звивистий зазор поміж обертовими та нерухомими деталями та найбільш ефективні /рис.І2,в,г/.

Щілинні ущільнення виконують переважно у вигляді кільцевих щілин з проточками чи без них /рис.І2,д та е/, щілини заповнюють пластичним мастилом.

Ущільнення, що засновані на дії відцентрової сили /рис.І2,ж, з/ прості та раціональні, але не забезпечують повного захисту в зв'язку з зупинками машини. Тому їх застосовують в сполученні з іншими типами ущільнень.

Застосовують також підшипники з вбудованими ущільненнями /однією або двома захисними шайбами/. Підшипники з двома захис-

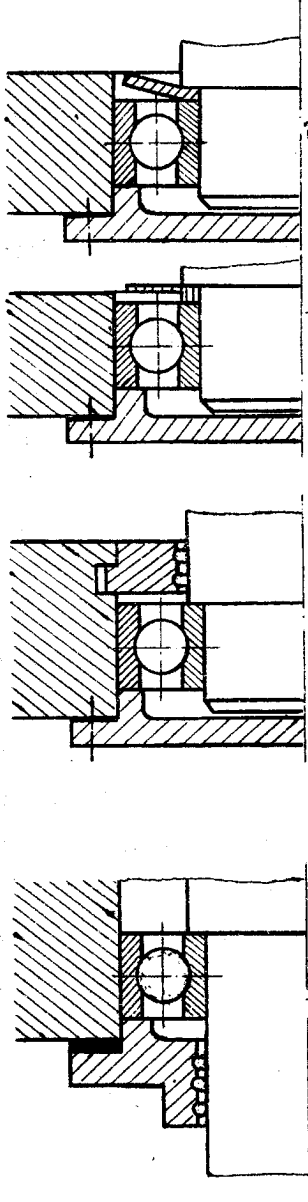


г)

б)

а)

а)



г)

б)

а)

а)

Рис 12 Основні типи ущільнень



ними шайбами випускають заправленими мастилом.

#### 2.4. Посадки підшипників

Працездатність підшипників в значній мірі залежить від характеру з'єднання кілець підшипників з валом та корпусом. Тому дуже важливо правильно вибрати посадку підшипника. При цьому потрібно враховувати надійність кріплення кілець за заданою посадкою, легкість монтажу та демонтажу підшипника, а також можливість переміщення кільця в плаваючій опорі. Надійність кріплення кільця підшипника зумовлена натягом, який вибирають виходячи з режиму роботи підшипника, його розмірів та типу.

В залежності від характеру з'єднання підшипника з валом межові відхилення валів повинні бути в межах допусків 5 чи 6-го квалітетів системи допусків. У випадку застосування підшипників з закріпленими чи стяжними втулками межові відхилення валів назначають в межах допусків 9 чи 10-го квалітетів.

Межові відхилення отворів корпусів назначають за допусками 6 чи 7-го квалітетів.

Для підшипників високих класів точності рекомендують застосування допусків за 4-м квалітетом для валів та 5-м квалітетом для отворів корпусів.

В залежності від умов роботи вузла чи механізму в цілому розрізняють місцеве, циркуляційне та коливальне навантаження кілець підшипників. За місцевого навантаження при обертанні підшипника навантаження направлено та діє на одне й те ж місце в кільці. За циркуляційного навантаження за кожний оберт підшипника послідовно навантажуються всі ділянки кола дорожки кочення кільця. За коливального навантаження навантаження діє на визначену ділянку дорожки кочення, довжина якої залежить від амплітуди зміни навантаження.

В залежності від виду навантаження кілець для радіальних підшипників рекомендують поля допусків на вали і корпуси, що вказані в табл. 9.

Таблиця 9. Поля допусків на вали та корпуси для радіальних підшипників

Навантаження кільця	Поле допуска
	За посадки внутрішнього кільця на вал
Місцеве	$f7, g6, h6, js6, h5, js5$
Циркуляційне	$n6, m6, k6, js6, n5, m5, k5$
Колівальне	$js5, js6$
	За посадки зовнішнього кільця в корпус
Місцеве	$H7, H6, H9, g7, js6, G7$
Циркуляційне	$p7, n7, n6, m7, m6, k7, k6$
Колівальне	$g7, js7$

В залежності від виду навантаження кілець для радіально-упорних підшипників рекомендують поля допусків на вали та корпуси, що вказані в табл. 10.

Таблиця 10. Поля допусків на вали та корпуси для радіально-упорних підшипників

Навантаження кільця	Поле допуску
Циркуляційне	$n6, m6, k6, js6, n7, m7, k7, p7$
Місцеве	$js6, h6, g6, f7, m7, k7, n7$

Вибір посадки здійснюють в залежності від режимів роботи підшипника, його типу, величини та виду навантаження. В подробицях з цим вибором є можливість ознайомитись в [2,3,4]. Стосовно вузлів загальномашинобудівного призначення приклади застосування посадок кілець підшипників на вали і корпуси приведені на рис.11, 12. Такі посадки застосовують в редукторах, коробках швидкостей, електродвигунах потужністю до 100 кВт, верстатах, турбінах, залізничних буксах тощо.

### 3. Приклади вибору підшипників кочення

#### 3.1. Опори ведучого вала редуктора з циліндричними прямозубими колесами

З врахуванням умовних позначень підшипників /див.додаток I/ вал з опорами /рис.13,а/ схематично зображають у вигляді, що приведений на рис.13,б.

Вал прямозубої шестірні влаштований в двох радіальних однорядних шарикових підшипниках типу 0000 /в косозубих циліндричних редукторах використання таких підшипників допустиме, якщо кут нахилу зубців коліс не перевищує  $9^{\circ}$ . Торці внутрішніх кілець обох підшипників впираються в буртики вала, а торці зовнішніх кілець впираються в торці кришок.

Приведена схема установки підшипників найбільш проста, для її реалізації потрібна найменша кількість деталей. Схему застосовують, якщо відстань між опорами  $\ell$  не перевищує  $10 d$ , де  $d$  - діаметр вала. За більших відстаней бажано переходити на "універсальну" схему установки /з одною зафіксованою і одною плаваючою опорою/. Для компенсації теплових деформацій /оскільки подовження вала і корпусу неоднакові, що може привести до заклинання підшипника/ між торцем однієї з кришок та торцем зовнішньо-

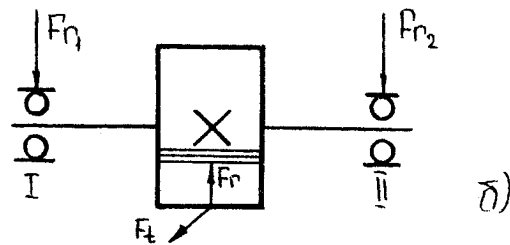
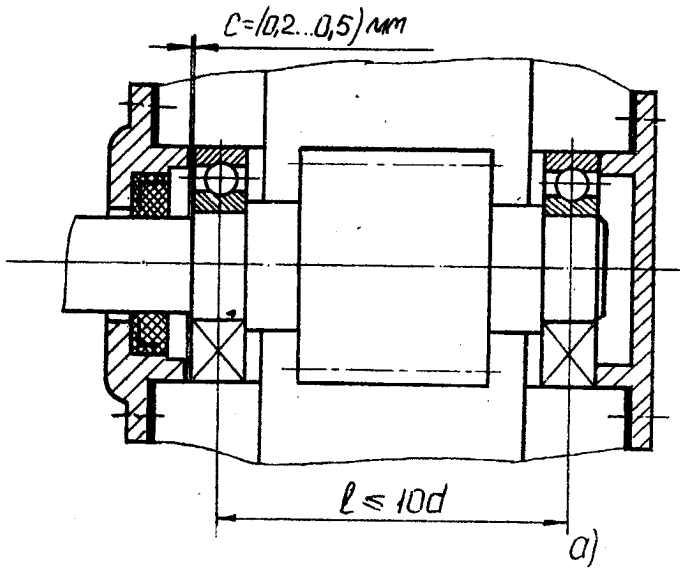


Рис. 13 Установка вала прямозубої шестірні на радіальних шарикових підшипниках (а) та розрахункова схема (б).

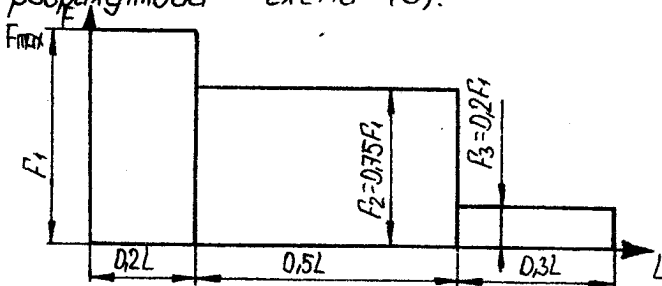


Рис. 14 Усереднений графік навантаження опор вала-шестірні

го кільця підшипника необхідно залишати зазор

$$c = \Delta + 0,15 \text{ мм},$$

де  $\Delta$  - різниця в теплових подовженнях вала і корпусу;

$$\Delta = (\alpha_{\text{ст}} \delta t_{\text{ст}} - \alpha_{\text{к}} \delta t_{\text{к}}) l_0,$$

де  $\alpha_{\text{ст}}$  та  $\alpha_{\text{к}}$  - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів відповідно вала і корпусу ( $1/1000$ );  $\delta t_{\text{ст}}$  та  $\delta t_{\text{к}}$  - змінення температури відповідно вала і корпусу, град. С;  $l_0$  - відстань між зовнішніми торцями підшипника.

В разі коли  $\Delta$  визначити розрахунком важко, то зазор  $c$  призначають на основі досліду експлуатації для аналогічних конструкцій. За відстані між опорами до 300 мм і обмеженому нагріванні для приведеної схеми рекомендують зазор  $c = 0,2 \dots 0,5$  мм. Величину зазора регулюють за рахунок товщини металевих прокладок поміж корпусом редуктора та кришками.

Приклад I. Вибрати підшипники кочення для вала - шестірни циліндричного редуктора за схемою рис.І3, якщо  $F_1 = F_2 = 4200$  Н. Навантаження змінюється у відповідності з усередненим графіком, що наведений на рис.І4. Діаметри посадочних місць на валу  $d_{\text{ш}} = 40$  мм; частота обертання вала  $n = 320 \text{ хв}^{-1}$ . Базова сумарна довговічність підшипників  $L = 220$  млн.об. Температура підшипникового вузла не перевищує  $90^\circ\text{C}$ , коефіцієнт безпеки  $K_{\text{ш}} = 1,3$ .

Рішення. I. В якості опор вала застосуємо шарикові радіальні підшипники /рис.І3/. Оскільки навантаження на підшипники змінне, визначаємо навантаження, що діють на підшипники на кожній ступені графіка /рис.І4/.

I-а ступінь:  $F_1 = F_{\text{max}} = 4200\text{Н}$ , протягом  $L_1 = 0,2 \cdot L = 0,2 \cdot 220 = 44$  млн. обертів;

II-а ступінь:  $F_2 = 0,75 \cdot F_1 = 0,75 \cdot 4200 = 3150$  Н, протягом  
 $L_2 = 0,5 \cdot L = 0,5 \cdot 220 = 110$  млн.обертів

III-я ступінь  $F_3 = 0,2 \cdot F_1 = 0,2 \cdot 4200 = 840$  Н протягом  
 $L_3 = 0,3 \cdot L = 0,3 \cdot 220 = 66$  млн.обертів.

2. Оскільки осьове навантаження на підшипники відсутнє /  $F_a = 0$  /, то згідно з табл.4 еквівалентне динамічне навантаження для кожної ступені графіка рис.14 розраховують за спрощеною залежністю 21

$$P = F_H \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

де  $V = 1,0$  /обертається внутрішнє кільце підшипника/;

$$K_\delta = 1,3 \text{ /табл.7/, } K_T = 1,0 \text{ /табл.8/}$$

3. Визначаємо значення  $P(H)$  для кожної ступені графіка рис.14

$$P_1 = F_{H1} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 4200 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5460$$

$$P_2 = F_{H2} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 3150 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4095$$

$$P_3 = F_{H3} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 840 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1092$$

4. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження  $(H)$  за дії змінних навантажень обчислимо за залежністю 27. Воно буде однако-  
 вим для обох опор /I, II/.

$$P_{eI} = P_{eII} = \sqrt[3]{(P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3) / L} =$$

$$= \sqrt[3]{5460^3 \cdot 44 + 4095^3 \cdot 110 + 1092^3 \cdot 66} / 220 = 4052.$$

5. Розрахункову динамічну вантажопідйомність  $(H)$  визначаємо за залежністю 20 / без врахування коефіцієнтів  $a_1$  та  $a_{23}$  /

$$C = P_{eI} \cdot L^{1/3} = 4052 \cdot 220^{1/3} = 24461.$$

6. З каталога /додаток 2/ вибираємо шарикові радіальні підшипни-  
 ки 208 для діаметра вала 40 мм, для яких  $C_{кат} = 25600$  Н, ме-  
 жова частота обертання за пластичного мащення  $n = 6300$  хв<sup>-1</sup>.

Розмір підшипників, мм  $d = 40$ ;  $D = 80$ ;  $b = 18$ ;

$$D_f = 12,7; \text{ число шариків } z = 9.$$

7. Оскільки була задана частота обертання вала, за залежністю І8 можна визначити довговічність підшипників в годинах

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 220}{60 \cdot 320} = 11458$$

### 3.2. Опори ведучого вала редуктора з циліндричними косозубими колесами / $\beta \leq 9^\circ$ /

Оскільки кут нахилу зубців  $\beta \leq 9^\circ$ , використовують в якості опор вала шарикові однорядні радіальні підшипники типу 0000, що встановлюють в залежності від відстані між опорами або за "універсальною схемою", або за схемою "врозпір".

Приклад 2. Вибрати підшипники кочення вала циліндричного косозубого редуктора /  $\beta = 9^\circ$  /, якщо  $F_{H1} = 760$  Н;  $F_{H2} = 1600$ Н;  $F_a = 460$ Н. Навантаження постійне. Діаметри посадочних місць на валу  $d_f = 35$  мм. Частота обертання вала  $n = 790$  хв<sup>-1</sup>. Довговічність в годинах /необхідна/  $L_h = 12000$  год.;  $K_f = 1,3$ ;  $K_T = 1,0$ . Обертаються внутрішні кільця підшипників /  $V = 1,0$  /.

Рішення. І. Вважаємо, що відстань між опорами не перевищує /10...12/  $d_f$ , тому конструктивне рішення підшипникових вузлів не буде відрізнятись від наведеного на рис. І3,а. Схему навантаження підшипників приводимо на рис.І5. Згідно схеми навантаження осьове навантаження  $F_a$  сприймає правий підшипник. З умови рівноваги

$$F_{a2} = F_a$$

2. Орієнтовно приймаємо для обох опор вала підшипники легкої серії 207, для яких  $d = 35$  мм;  $D = 72$  мм;  $b = 17$  мм;  $D_w = 11,11$  мм;  $Z = 9$ ;  $C_o = 13900$ Н;  $C = 20100$ Н /див. додаток 2/.

3. Оскільки осьове навантаження сприймає права /ІІ/ опора, то еквівалентні динамічні навантаження, Н:

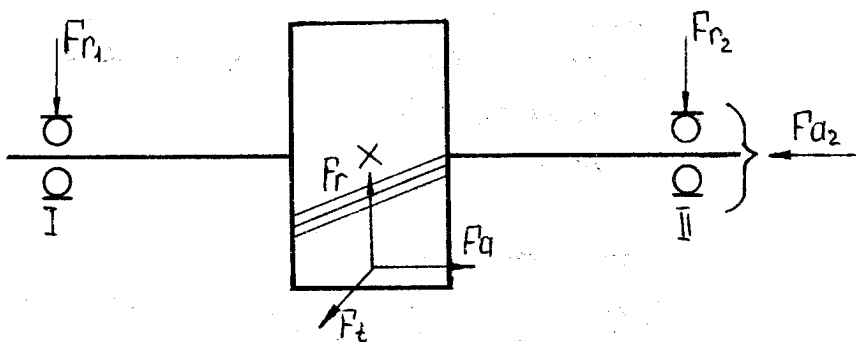


Рис.15. Схема навантаження підшипників до прикладу 2

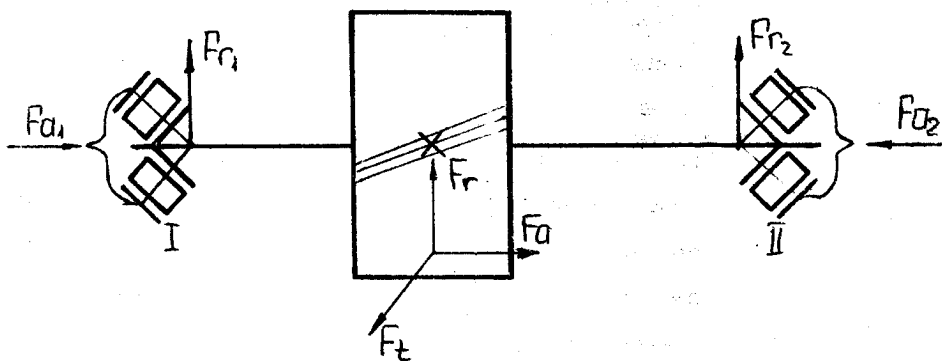


Рис.16. Схема навантаження підшипників до прикладу 3



для лівої /I/ опори

$$P_1 = F_{H_1} \cdot V \cdot K_5 \cdot K_T = 760 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 988$$

для правої /II/ опори

$$P_2 = (X V F_{H_2} + Y F_{a_2}) K_5 K_T,$$

якщо  $F_{a_2} / V F_{H_2} > e$ , або

$$P_2 = F_{H_2} V \cdot K_5 K_T,$$

якщо  $F_{a_2} / V F_{H_2} \leq e$ .

Тому, після визначення відношення

$$F_{a_2} / V F_{H_2} = 460 / 1,0 \cdot 1600 = 0,2875 > e = 0,23$$

/значення  $e = 0,23$  визначено з табл. 6 за відношенням

$F_{a_2} / C_0 = 460 / 13900 = 0,033$ , підрахуємо значення еквівалентного динамічного навантаження правої /II/ опори, Н

$$P_2 = (X V F_{H_2} + Y F_{a_2}) K_5 K_T = \\ = (0,56 \cdot 1,0 \cdot 1600 + 1,96 \cdot 460) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 2337,$$

де  $X = 0,56$ ;  $Y = 1,96$  /див.табл.6/.

4. Оскільки підшипники обох опор вибирають однаковими /за технології виготовлення корпусу редуктора/, то подальші розрахунки виконаємо за більшим еквівалентним динамічним навантаженням. Розраховуємо необхідну задану довговічність підшипників в млн. обертів /залежність I9/

$$L = 60 \cdot n \cdot L_h / 10^6 = 60 \cdot 790 \cdot 12000 = 568,8$$

5. Визначимо розрахункову базу довговічність, млн.об. за залежність I7, прийнявши коефіцієнти  $a_1 = 1$ ;  $a_{23} = 1$  /див. розділ I.9, третій варіант/.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_2} \right)^3 = \left( \frac{20100}{2337} \right)^3 = 636,2$$

Оскільки  $L_{10}$  розрахункове перевищує  $L$  задане, то вибрані підшипники підходять. Імовірність їх безвідказної роботи буде

дещо вищою 90%.

### 3.3. Опори ведучого вала редуктора з циліндричними косоозубими колесами $|\beta| > 9^\circ$

В цьому випадку в якості опор вала найчастіше застосовують радіально-упорні конічні роликові підшипники типу 7000, що встановлюють за схемою "врозпір". Конструкція такого варіанту приведена на рис.7,а.

Приклад 3. Вибрати підшипники кочення вала циліндричного косоозубого редуктора  $|\beta| > 9^\circ$ , якщо  $F_{M_1} = 2800\text{Н}$ ,  $F_{M_2} = 3200\text{Н}$ ,  $F_a = 1200\text{Н}$ . Навантаження постійне. Діаметри місць під підшипники на валу  $d_f = 40\text{ мм}$ . Частота обертання вала  $n = 640\text{ хв}^{-1}$ . Задана довговічність  $L_h = 18000\text{ год}$ . Коефіцієнт безпеки  $K_f = 1,3$ . Температура підшипникових вузлів не перевищує  $95^\circ\text{C}$  /  $K_T = 1,0$ . Обертаються внутрішні кільця підшипників /  $V = 1,0$ .

Рішення. І. Враховуючи прийняте конструктивне рішення /див. рис.7,а/, зображаємо схему навантаження підшипників /див.рис.16/.

Згідно схемі навантаження осьове навантаження  $F_a$  сприймає правий підшипник. З умови рівноваги

$$F_{a_2} = F_a + F_{a_1}$$

З умови /25/ правильного регулювання підшипників, та враховуючи умову 24, визначаємо

$$F_{a_1} \approx S_1 = 0,83 e F_{M_1},$$
$$F_{a_2} \approx S_2 = 0,83 e F_{M_2}.$$

2. Орієнтовно приймаємо підшипники 7208, для яких  $C = 42400\text{Н}$ ,  $C_0 = 32700\text{Н}$ ,  $e = 0,38$ ,  $Y = 1,56$ . Розміри підшипників, мм:  $d = 40$ ;  $D = 80$ ;  $B = 20$ ; /див. додаток 6/.

3. Визначаємо осьові складові  $S$  від радіального навантаження, Н

$$S_1 = 0,83 e F_{N1} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 2800 = 883,1$$

$$S_2 = 0,83 e F_{N2} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 3200 = 1009,3$$

Приймаємо  $F_{a1} = S_1 = 883,1$  Н, тоді з умови рівноваги

$F_{a2} = F_a + F_{a1} = 1200 + 883,1 = 2083,1 > S_2 = 1009,3$  Н і обидві умови виконані /якщо прийняти  $F_{a2} = S_2 = 1009,3$ , то з умови рівноваги  $F_{a1} = F_{a2} - F_a = 1009,3 - 1200 = -190,7$  Н  $< S_1 = 883,1$  Н і умова правильного регулювання підшипників не виконується/.

4. Розраховуємо еквівалентне динамічне навантаження в опорах, Н:  
ліва /I/ опора

$$P_1 = F_{M1} \cdot V \cdot K_S \cdot K_T = 2800 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3640,$$

оскільки  $F_{a1} / V F_{N1} = S_1 / V F_{N1} = 0,83 e F_{N1} / V F_{N1} < e$

права /II/ опора

$$P_2 = (X V F_{M2} + Y F_{a2}) K_S \cdot K_T = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 0,3200 + 1,56 \cdot 2083,1) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5888,5$$

оскільки  $F_{a2} / V F_{N2} = 2083,1 / 1,0 \cdot 0,3200 = 0,65 > e = 0,38$

При визначенні  $P_2$  приймаємо  $X = 0,4$  /див.табл.5/.

5. Визначаємо задану довговічність підшипників в млн. обертів /залежність I9/

$$L = 60 \cdot n \cdot L_9 / 10^6 = 60 \cdot 640 \cdot 18000 / 10^6 = 691,2$$

6. Базову розрахункову довговічність, млн.об., визначаємо за залежністю I7, при цьому приймаємо  $a_1 = 1,0$ ,  $a_{2,3} = 1,0$ ,

$$P_2 = 5888,5 \text{ Н /оскільки } P_2 > P_1$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_2} \right)^{10/3} = \left( \frac{42400}{5888,5} \right)^{10/3} = 720,8.$$

Оскільки розрахункова довговічність  $L_{10} = 720$  млн.об. більша заданої  $L = 691,2$  млн. об., то вибрані підшипники підходять.

Імовірність їх безвідказної роботи буде дещо вищою 90%.

### 3.4. Опори ведучого вала кінцевого зубчастого редуктора /схема установки підшипників - "врозпір"/

Ведучий вал кінцевого зубчастого редуктора при середніх потужностях та швидкостях влаштовують на радіально-упорних кінцевих підшипниках типу 7000 /рис. І7, а/. Внутрішні кільця підшипників закріплюють на валу нерухомо. Зовнішнє кільце лівого підшипника впирається в буртик стакану, а зовнішнє кільце правого підшипника підтиснуто кришкою.

Спочатку регулюють осьову гру підшипників за рахунок товщини металевих прокладок між кришкою підшипника і стаканом. В умовах експлуатації зазор в підшипниках теоретично має дорівнювати нулю. Потім регулюють правильність /точність/ зачеплення кінцевої зубчастої пари за рахунок товщини металевих прокладок між стаканом і корпусом редуктора.

Схема навантаження підшипників для цього випадку зображена на рис. І7, б.

При визначенні осьових реакцій необхідно врахувати:

1/ умову рівноваги

$$F_a + F_{a_1} = F_{a_2}$$

2/ умову правильного регулювання

$$F_{a_2} \geq S_1 = 0,83 e F_{r_1},$$
$$F_{a_1} \geq S_2 = 0,83 e F_{r_2}.$$

Задача статично невизначена і за одною умовою рівноваги не рішення.

Якщо прийняти  $F_{a_1} = S_1$ , то  $F_{a_2} = F_a + S_1 \geq S_2$ ,  
що відповідає випадку

$$F_a \geq S_2 - S_1.$$

Якщо ж прийняти  $F_{a_2} = S_2$ , то  $F_{a_1} = S_2 - F_a \geq S_1$ ,

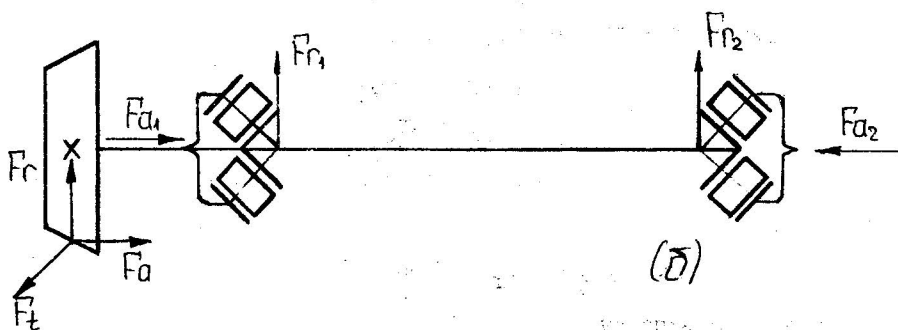
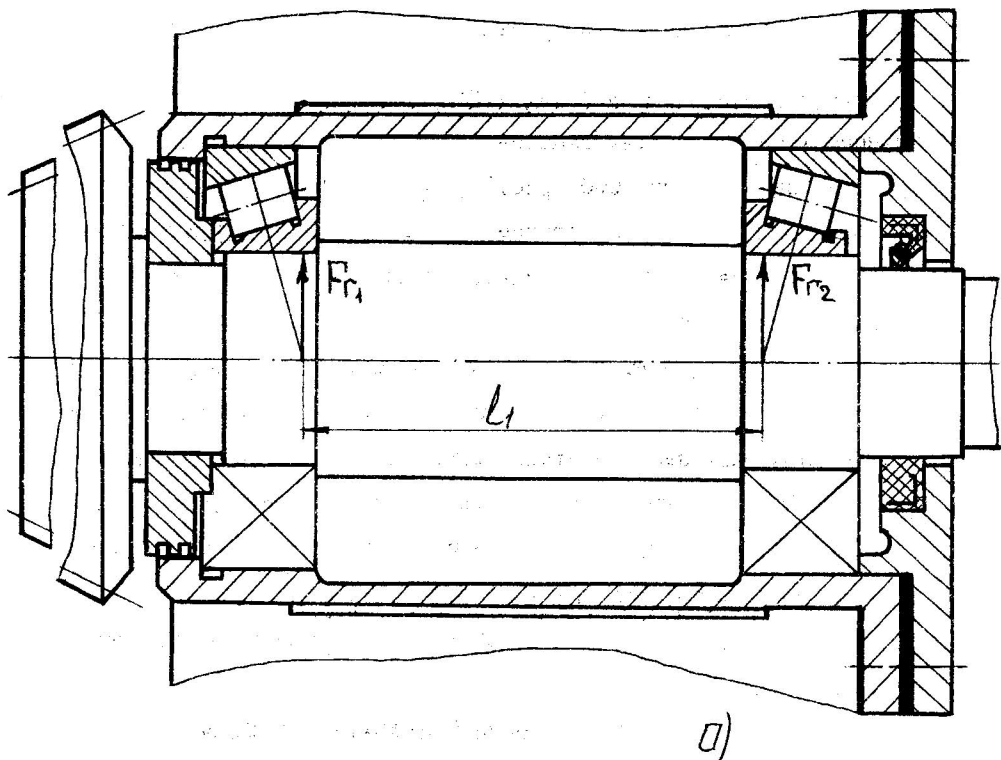


Рис. 17. Установка вала конічної шестірни на конічних роликових підшипниках за схемою „вразпів” (а) та розрахункова схема (б)

що відповідає випадку

$$F_a \leq S_2 - S_1$$

Для схеми на рис.17 звичайно  $F_{H1} > F_{H2}$  і  $S_1 > S_2$ , тоді

$F_{a1} = S_1$  і  $F_{a2} = F_a + S_1 \geq S_2$ , що відповідає випадку  $F_a \geq S_2 - S_1$ , і обидві умови виконуються.

Еквівалентні динамічні навантаження, Н:

опори I

$$P_1 = F_{H1} V K_\delta K_T, \text{ оскільки } F_{a1} = S_1 \text{ і } F_{a1} / \sqrt{F_{H1}} = S_1 / \sqrt{F_{H1}} = 0,83 e F_{H1} / 1,0 F_{H1} < e$$

опори II

$$P_2 = (X \sqrt{F_{H2}} + Y F_{a2}) K_\delta K_T, \text{ якщо } F_{a2} / \sqrt{F_{H2}} > e, \\ \text{ або } P_2 = F_{H2} V K_\delta K_T, \text{ якщо } F_{a2} / \sqrt{F_{H2}} \leq e.$$

Приклад 4. Для вала конічної шестірні /рис.17/ вибрати підшипники, якщо

$F_{H1} = 4400$  Н;  $F_{H2} = 1700$  Н;  $F_a = 900$  Н;

$K_\delta = 1,3$ ; частота обертання вала  $n = 960$  хв<sup>-1</sup>. Задана довговічність  $L_h = 12000$  годин. Діаметр вала під підшипники

$d = 40$  мм. Температура підшипникового вузла не перевищує 90°C /  $K_T = 1,0$  /  $V = 1,0$ . Навантаження постійне.

Рішення. I. Орієнтовно приймаємо підшипники 7208, для яких

$C = 42400$  Н,  $C_0 = 32700$  Н;  $e = 0,38$ ;  $Y = 1,56$ . Розміри підшипників, мм:  $d = 40$ ;  $D = 80$ ;  $B = 20$  /див. додаток 6/.

2. Визначаємо осьові складові від радіального навантаження, Н

$$S_1 = 0,83 e F_{H1} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 4400 = 1388,$$

$$S_2 = 0,83 e F_{H2} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 1700 = 445,$$

Оскільки  $F_{H1} > F_{H2}$  і  $S_1 > S_2$  приймаємо

$$F_{a1} = S_1 = 1388 \text{ Н, тоді } F_{a2} = F_a + F_{a1} = 900 + 1388 = \\ = 2288 > S_2 = 445 \text{ і обидві умови виконані.}$$

3. Підрахуємо значення еквівалентних динамічних навантажень /H/ для обох опор

Ліва /I/ опора

$$P_1 = F_n \sqrt{K_\delta - K_T} = 4400 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5720,$$

оскільки  $F_{a1} / \sqrt{F_{n1}} = S_1 / \sqrt{F_{n1}} = 0,83 e F_n / 1,0 F_n < e$

Права /II/ опора

$$P_2 = (X \sqrt{F_{n2}} + Y F_{a2}) K_\delta K_T = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 1700 + 1,56 \cdot 2288) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5524,$$

оскільки  $F_{a2} / \sqrt{F_{n2}} = 2288 / 1,0 \cdot 1700 = 1,35 > e = 0,38$ ,

При визначенні  $P_2$  значення  $X = 0,4$  прийняте з табл.5.

4. Визначаємо задану довговічність підшипників в млн.обертів /залежність I9/

$$L = 60 \cdot n \cdot L_n / 10^6 = 60 \cdot 960 \cdot 12000 / 10^6 = 691,2.$$

5. Розрахункову базову довговічність, млн.об., визначаємо за залежністю I7, при цьому приймаємо  $a_1 = 1,0$ ;  $a_{23} = 1,0$ ;

$$P_1 = 5720 \text{ /оскільки } P_1 > P_2 \text{ /}$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_1} \right)^{10/3} = \left( \frac{42400}{5720} \right)^{10/3} = 794.$$

Оскільки розрахункова довговічність  $L_{10} = 794$  млн.об. більше заданої  $L = 691,2$  млн.об., то вибрані підшипники підходять. Імовірність їх безвідказної роботи буде дещо вищою 90%.

3.5. Опори ведучого вала конічного зубчатого редуктора /схема установки підшипників - "врозтяжку"/

Ведучий вал конічного зубчастого редуктора встановлений в двох конічних роликових підшипниках типу 7000. Внутрішні торці зовнішніх кілець впираються в буртики стакана, а зовнішні торці внутрішніх кілець впираються в торці деталей, що закріплені на валу. Кришка підшипникового вузла не навантажена /рис.7,б/.

Регулювання "осьової гри" і зазорів в підшипниках здійснюється прижимною гайкою. Точність зачеплення конічної зубчастої пари регулюється за рахунок товщини металевої прокладки між стаканом і корпусом редуктора. Температурне розширення вала не веде до заклинювання тіл кочення. Така конструкція забезпечує більш жорстку установку вала в порівнянні із конструкцією на рис. 17, а/ за рахунок збільшення розміру  $l_1$  між точками прикладання до вала радіальних навантажень. Така конструкція поширена в сучасних редукторах з високою твердістю поверхонь зубців.

Головним недоліком конструкції є значна технологічна складність забезпечення співвісності отворів в стакані, що розділені виступом.

Схема навантаження підшипників для цього випадку зображена на рис. 18.

При визначенні осьових реакцій необхідно враховувати умови роботи підшипників:

1/ правильного регулювання, коли

$$F_{a2} \geq S_1 = 0,83 e F_{r1}; F_{a2} \geq S_2 = 0,83 e F_{r2};$$

2/ рівноваги, коли

$$F_a + F_{a2} = F_{a1}.$$

Якщо прийняти  $S_1 > S_2$  і  $F_a \geq S_1 - S_2$ ,

то  $F_{a2} = S_2$  і  $F_{a1} = F_a + S_2 \geq S_1$ ,

що відповідає  $F_a \geq S_1 - S_2$ .

Еквівалентні динамічні навантаження:

опори I

$$P_1 = (XV F_{r1} + Y F_{a1}) K_S K_T \text{ якщо } F_{a1} / V F_{r1} > e;$$

$$P_1 = F_{r1} V K_S K_T \text{ якщо } F_{a1} / V F_{r1} \leq e.$$



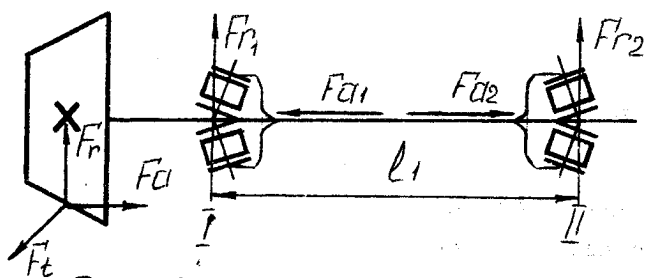


Рис. 18 Розрахункова схема до прикладу 5.

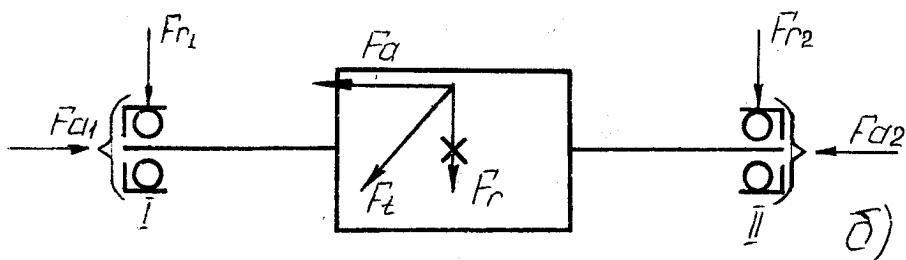
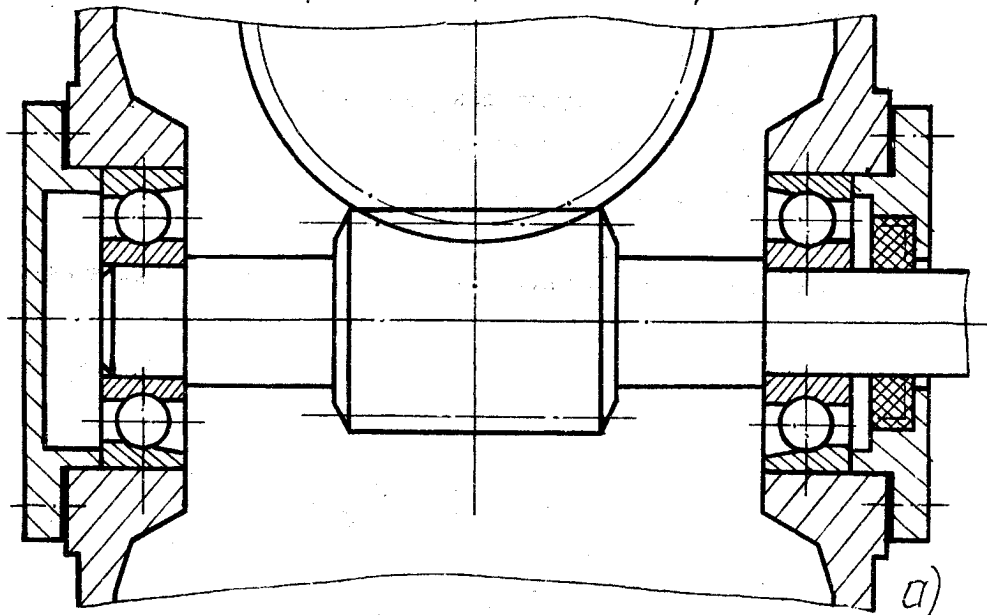


Рис. 19. Влаштування вала-черв'яка на радіально-упорних шарикових підшипниках (а) та розрахункова схема (б).

опори II

$$P_2 = F_{M_2} \sqrt{K_5 K_7}, \text{ оскільки } F_{a_2} / \sqrt{F_{M_2}} = S_2 / \sqrt{F_{M_2}} = 0,83 \in F_{M_2} / 1,0 F_{M_2} < \epsilon.$$

Приклад 5. Для вала конічної шестірні /рис. 7,8/ вибрати підшипники, якщо  $F_{M_1} = 2400\text{H}$ ;  $F_{M_2} = 1800\text{H}$ ;  $F_a = 650\text{H}$ ;  $K_5 = 1,3$ .

Частота обертання вала  $n = 2800 \text{ хв}^{-1}$ . Задана довговічність

$L_H = 10000$  годин. Діаметр вала під підшипники  $d_f = 35 \text{ мм}$ .

Температура підшипникового вузла не перевищує  $90^\circ\text{C}$  /  $K_7 = 1,0$ .

$V = 1,0$ . Навантаження постійне.

Рішення. I. Орієнтовно приймаємо підшипники 7207, для яких

$C = 35200\text{H}$ ;  $C_0 = 26300\text{H}$ ;  $\epsilon = 0,37$ ;  $Y = 1,62$ . Розміри підшипників, мм:  $d = 35$ ;  $D = 72$ ;  $B = 17$ , діаметр ролика  $D_p = 9,2$ , кількість роликів  $Z = 14$  /див. додаток 6/. Межова частота обертання  $n_M = 5000 \text{ хв}^{-1}$ .

2. Обчислюємо осьові складові від радіального навантаження, H

$$S_1 = 0,83 \in F_{M_1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2400 = 737,$$

$$S_2 = 0,83 \in F_{M_2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1800 = 553.$$

Приймаємо  $F_{a_2} = S_2 = 553\text{H}$ , тоді з умови рівноваги

$$F_{a_1} = F_a + F_{a_2} = 650 + 553 = 1203\text{H} > S_1 = 737\text{H} \text{ і обидві умови}$$

виконано.

3. Визначаємо значення еквівалентних динамічних навантажень /H/ для опор

Ліва /I/ опора

$$P_1 = (X \sqrt{F_{M_1}} + Y F_{a_1}) K_5 K_7 = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 2400 + 1,62 \cdot 1203) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3781,5,$$

оскільки  $F_{a_1} / \sqrt{F_{M_1}} = 1203 / 1,0 \cdot 2400 = 0,5 > \epsilon = 0,37$

Значення  $X = 0,4$  прийняте з табл. 5

Права /II/ опора

$$P_2 = F_{H_2} \cdot V_{K_5} \cdot K_T = 1800 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 2340,$$

оскільки

$$F_{a_2} / V F_{H_2} = S_2 / V F_{H_2} = 0,83 e F_{H_2} / 1,0 \cdot F_{H_2} < e.$$

4. Визначаємо задану довговічність підшипників в млн.обертів /залежність I9/

$$L = 60 \cdot n \cdot L_n / 10^6 = 60 \cdot 2800 \cdot 10000 / 10^6 = 1680.$$

5. Розрахункову базову довговічність, млн.об., обчислюємо за залежністю I7, при цьому приймаємо  $a_1 = 1,0$ ;  $a_{23} = 1,0$ ;

$P_1 = 3781,5$ Н оскільки  $P_1 > P_2$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_1} \right)^{10/3} = \left( \frac{35200}{3781,5} \right)^{10/3} = 1694,5.$$

Оскільки розрахункова довговічність  $L_{10} = 1694,5$  млн.об. більше заданої  $L = 1680$  млн.об., то вибрані підшипники підходять. Імовірність їх безвідказної роботи буде дещо вищою 90%.

3.6. Опори вала-черв'яка при відстані між опорами

$$L \leq 250 \text{ мм}$$

Вал-черв'як владштований на двох радіально-упорних шарикових підшипниках. Зачеплення регулюють валом колеса. В зв'язку з тим, що підшипники серій 46000 та 66000 /з кутом контакту  $26^\circ$  і  $36^\circ$ / чутливі до внутрішніх зазорів в підшипнику, їх звичайно встановлюють тільки в парі. За значних відстаней між підшипниками [більше  $2 \dots 3 / d$ ] їх встановлювати не рекомендують. Тому для схеми /рис. I9, а, б/ можуть підійти тільки підшипники з кутом контакту до  $18^\circ$  /типу 6000 або 36000 з кутом контакту  $12^\circ$  за ГОСТ 831-75/. Підшипники типу 6000 /роз'ємні/ можуть сприймати радіально-не і осьове навантаження в одному напрямку до 30% невикористаного допустимого радіального навантаження. Підшипники типу 36000

-/нероз'ємні/ сприймають радіальне і осьове навантаження в один бік до 70% невикористаного допустимого радіального навантаження. Радіально-упорні шарикові підшипники рекомендують встановлювати за схемою рис.19 в разі незначної відстані між опорами /не більше 200... 250 мм/.

Для нормальної роботи в вузлі підшипники повинні бути відрегульовані. Їх регулювання виконують за допомогою набору металевих прокладок, що встановлюють між корпусом редуктора та кришкою підшипників. З метою компенсації температурних деформацій між торцями кришок і кільцями підшипників залишають зазор. Якщо за розрахунками динамічна вантажопідйомність або базова довговічність радіально-упорних шарикових підшипників виявляться недостатніми, то в цій схемі треба застосувати конічні роликові радіально-упорні підшипники типу 7000.

Умови нормальної роботи підшипників:

1/ правильного регулювання, коли

$$F_{a1} \geq S_1 = e F_{r1}; F_{a2} \geq S_2 = e F_{r2},$$

$$\text{де } e = f(F_r/c_0; \alpha);$$

2/ рівноваги, коли  $F_{a1} = F_a + F_{a2}$ .

Якщо  $F_{r1} > F_{r2}$ , то  $S_1 > S_2$  і треба прийняти

$$F_{a2} = S_2 \text{ і } F_{a1} = F_a + F_{a2}.$$

Еквівалентні динамічні навантаження:

опори I

$$P_1 = (X \sqrt{F_{r1}} + Y F_{a1}) K_S K_T, \text{ якщо } F_{a1} / \sqrt{F_{r1}} > e,$$

$$P_1 = F_{r1} \sqrt{K_S K_T}, \text{ якщо } F_{a1} / \sqrt{F_{r1}} \leq e.$$

опори II

$$P_2 = F_{r2} \sqrt{K_S K_T}, \text{ тому що } F_{a2} / \sqrt{F_{r2}} = e.$$

Приклад 6. Вибрати підшипники вала-черв'яка за схемою рис.19, якщо  $F_{r1} = 1400\text{Н}$ ;  $F_{r2} = 1200\text{Н}$ ,  $F_a = 2800\text{Н}$ . Частота обер-

таня вала-черв'яка  $n = 360 \text{ хв}^{-1}$ , довговічність підшипників  
 $L_h = 7000 \text{ год.}$ , діаметр вала  $d_f = 40 \text{ мм}$ ;  $V = 1,0$ ;  $K_f = 1,3$ ;  
 $K_T = 1,0$ . Навантаження постійне.

Рішення. I. Орієнтовно приймаємо підшипники легкої серії 36208,  
у яких  $C = 30600 \text{ Н}$ ,  $C_0 = 23700 \text{ Н}$ , межа частота обертання  
 $n = 8000 \text{ хв}^{-1}$ . Розміри підшипників, мм:  $d = 40$ ,  $D = 80$ ,  
 $B = 18$ ,  $D_f = 12,7$ ,  $Z = 12$  шариків /див.додаток 5/.

2. Обчислюємо осьові складові  $|H|$  від радіальних навантажень.  
При  $F_{H1}/C_0 = 1400/23700 = 0,05907$  згідно графіку рис. 3[1]  
визначаємо  $e = 0,31$  і  $S_1 = e F_{H1} = 0,31 \cdot 1400 = 434 \text{ Н}$ . За

$F_{H2}/C_0 = 1200/23700 = 0,051$  за графіком /рис. 3[1]/ виз-  
начаємо  $e = 0,30$  і  $S_2 = e F_{H2} = 0,30 \cdot 1200 = 360 \text{ Н}$ .

Оскільки  $S_1 > S_2$  приймаємо

$$F_{a2} = S_2 = 360 \text{ Н}; \quad F_{a1} = F_a + F_{a2} =$$

$$= 2800 + 360 = 3160 > S_1 = 434 \text{ Н і обидві}$$

умови виконані.

3. Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження для більш  
навантаженого підшипника опори I

$$F_{a1}/C_0 = 3160/23700 = 0,133$$

З табл.6 інтерполяванням визначимо  $e = 0,465$ .

Розраховуємо співвідношення

$$F_{a1}/V F_{H1} = 3160/1,0 \cdot 1400 = 2,26 > e = 0,465$$

Тоді

$$P_I = (X V F_{H1} + Y F_{a1}) K_f K_T = (0,45 \cdot 1,0 \cdot 1400 +$$

$$+ 1,19 \cdot 3160) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5707,5 \text{ Н},$$

де  $X = 0,45$ ;  $Y = 1,19$  /див.табл.6/.

Еквівалентне динамічне навантаження опори II

$$P_2 = F_{r2} \cdot V K_s K_r = 1200 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1560 \text{ Н}$$

4. Визначаємо задану довговічність підшипників, млн.обертів  
 √залежність I9/

$$L = 60 \cdot n \cdot L_h / 10^6 = 60 \cdot 360 \cdot 7000 / 10^6 = 151,2$$

5. Розрахункову базову довговічність, млн.об., обчислюємо за залежністю I7, при цьому приймаємо  $a_1 = 1,0$ ;  $a_{2,3} = 1,0$ ;  $P_1 =$   
 $= 5707,5 \text{ Н}$ , оскільки  $P_1 > P_2$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{30600}{5707,5} \right)^3 = 154,1$$

Оскільки розрахункова базова довговічність  $L_{10} = 154,1$  млн.об.  
 більше заданої  $L = 151,2$  млн.об., вибрані підшипники підходять. Імовірність їх безвідказної роботи буде дещо вищою 90%.

### 3.7. Опори вала-черв'яка за будь-якої відстані між опорами

Опора I фіксована і містить два радіально-упорних конічних роликотпідшипника типу 7000 /рис.6,б/. Внутрішні кільця цих підшипників закріплені на валу, зовнішні - в стакані. Для регулювання підшипників використовують комплект металевих прокладок, що встановлюють між кришкою підшипника і стаканом. Установка в одній опорі двох підшипників збільшує осьову жорсткість вала. Опора II "плаваюча", допускає вільне осьове переміщення вала в обох напрямках. Для неї використаний радіальний однорядний шариковий підшипник типу 0000, внутрішнє кільце якого закріплене на валу нерухомо, а зовнішнє може переміщуватись. Таку схему влаштування підшипників звать "універсальною" і застосовують за будь-яких відстаней між опорами, осьових навантажень змінного напрямку і реверсивній роботі редуктора.

Така конструкція являє статично невизначену систему, оскільки

ки закон розподілення навантаження між підшипниками опори I невідомий. Тому для такої схеми існує тільки приблизне рішення. Умовно можна прийняти, що все радіальне і осьове навантаження сприймає один /лівий/ конічний роликовий підшипник опори I.

Схема навантаження підшипників для цього випадку зображена на рис.20.

Умови нормальної роботи підшипників:

1/ правильного регулювання, коли

$$F_{a1} \geq S_1; F_{a2} = 0; S_1 = 0,83 e F_{r1}$$

2/ рівноваги, коли

$$F_{a1} = F_a$$

Еквівалентні динамічні навантаження:

опори I

$$P_1 = (XV F_{r1} + Y F_{a1}) K_8 K_7 \text{ якщо } F_{a1} / V F_{r1} > e;$$

$$P_1 = F_{r1} V K_8 K_7 \text{ якщо } F_{a1} / V F_{r1} \leq e;$$

опори II

$$P_2 = F_{r2} V K_8 K_7.$$

Приклад 7. Вибрати підшипники вала-черв'яка за схемою рис.

6, 6;20, якщо  $F_{r1} = 2100\text{Н}$ ,  $F_{r2} = 1700\text{Н}$ ,  $F_a = 3700\text{Н}$ . Частота обертання  $n = 960 \text{ хв}^{-1}$ , довговічність підшипників

$L_h = 10000$  год., діаметр вала в місці посадки підшипників

$d_f = 45 \text{ мм}$ ,  $V = 1,0$ ;  $K_8 = 1,3$ ;  $K_7 = 1,0$ . Навантаження постійне.

Рішення. I. Попередньо приймаємо для опори I підшипники легкої серії 7209, у яких  $C = 42700\text{Н}$ ,  $C_0 = 33400\text{Н}$ ; межа частота обертання  $n_m = 4000 \text{ хв}^{-1}$ . Розміри підшипників, мм:

$d = 45$ ;  $D = 85$ ;  $B = 19$ ;  $D_w = 9,9$ ;  $Z = 16$ ;  $e = 0,41$ ;  $Y = 1,45$  /див.додаток 6/.

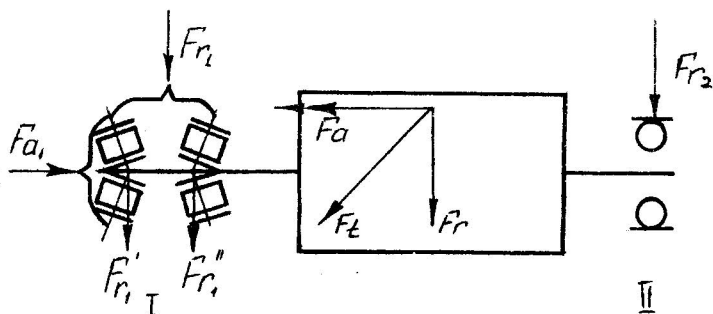


Рис. 20 Схема навантаження підшипників  
до прикладу 7.

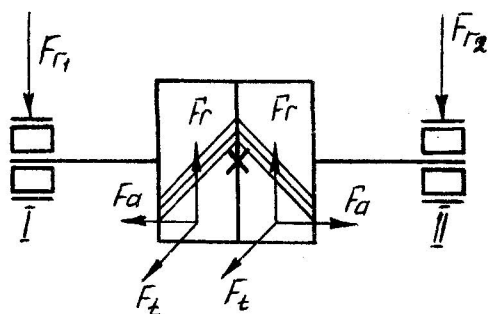


Рис. 21. Схема навантаження підшипників  
до прикладу 8.

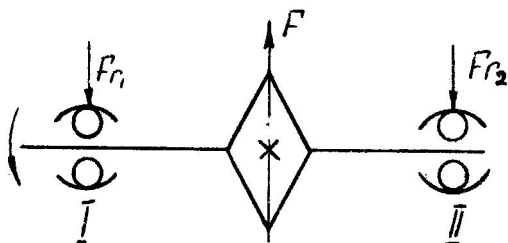


Рис. 22 Схема навантаження підшипників  
до прикладу 9.



2. Визначаємо осьову складову  $|H|$  від радіального навантаження в опорі I

$$S_1 = 0,83 e F_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 2100 = 714,6$$

Приймаємо  $F_{a1} = F_a = 3700 \text{ Н} > S_1 = 714,6 \text{ Н}$ .

3. Оскільки  $F_{a1}/\nu F_{r1} = 3700/1,0 \cdot 2100 = 1,76 > e = 0,41$ , то еквівалентне динамічне навантаження  $|H|$  для опори I підраховуємо в припущенні, що все навантаження сприймає її лівий підшипник

$$P_1 = (X \nu F_{r1} + Y F_{a1}) K_s K_T = \\ = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 2100 + 1,45 \cdot 3700) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 8066,5$$

Значення  $X = 0,4$  /див. табл. 6/.

4. Визначаємо задану довговічність підшипників, млн.обертів /залежність I9/

$$L = 60 \cdot n \cdot L_{10} / 10^6 = 60 \cdot 960 \cdot 10000 / 10^6 = 576.$$

5. Розрахункову базову довговічність, млн.об. обчислюємо за залежністю I7, при цьому приймаємо  $a_1 = 1,0$ ;  $a_{23} = 1,0$ ;

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_1} \right)^{10/3} = \left( \frac{42700}{8066,5} \right)^{10/3} = 258,5.$$

В зв'язку з тим, що розрахункова базова довговічність

$L_{10} = 258,5$  млн.об. менша заданої  $L = 576$  млн.об., вибрані підшипники не підходять, імовірність їх безвідказної роботи буде значно нижчою 90%.

6. Вибираємо для опори I підшипники середньої серії 7309, у яких

$C = 76100 \text{ Н}$ ;  $C_0 = 59300 \text{ Н}$ ; межа частота обертання  $n_M = 4000 \text{ хв}^{-1}$ . Розміри підшипників, мм:  $d = 45$ ;  $D = 100$ ;  $B = 26$ ;  $D_w = 14,3$ ;  $Z = 13$ ;  $e = 0,29$ ;  $Y = 2,09$  /див. додаток 6/.

7. Визначаємо

$$S_2 = 0,83 e F_{r2} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 2100 = 505,5 \text{ Н}$$

Приймаємо  $F_{a1} = F_a = 3700 \text{ Н} > S_1 = 505,5 \text{ Н}$ .

8. Оскільки

$$F_{a1} / \sqrt{F_{H1}} = 3700 / 1,0 \cdot 2100 = 1,76 > e = 0,29,$$

то

$$P_1 = (X \sqrt{F_{H1}} + Y F_{a1}) K_\delta K_T = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 2100 + 2,09 \cdot 3700) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 11145 \text{ Н},$$

де  $X = 0,4$  /див.табл.6/

9. Розрахункова базова довговічність, млн.об.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_1} \right)^{10/3} = \left( \frac{76100}{11145} \right)^{10/3} = 603,9.$$

Оскільки розрахункова базова довговічність  $L_{10} = 603,9$  млн. об. більше заданої  $L = 576$  млн.об /визначена раніше, див.п.4/, вибрані підшипники підходять. Імовірність їх безвідказної роботи буде дещо вищою 90%.

10. Для підшипника правої опори II еквівалентне динамічне навантаження, Н

$$P_2 = F_{H2} \sqrt{K_\delta K_T} = 1700 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 2210$$

11. Динамічна вантажопідйомність /Н/ правого підшипника

$$C_2 = L^{1/3} \cdot P_2 = 576^{1/3} \cdot 2210 = 17472$$

12. За каталогом /див.додаток 2/ для  $d = 45$  мм приймаємо підшипник легкої серії 209, для якого  $C = 25700 \text{ Н}$ ,  $C_0 = 18100 \text{ Н}$ ,  $n_m = 6300 \text{ хв}^{-1}$  при пластичному змащенні;  $d = 45$  мм  $D = 85$  мм  $B = 19$  мм.

Імовірність безвідказної роботи вибраного підшипника буде дещо вищою 90%.

13. Розрахункова базова довговічність, млн.об., цього підшипника

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_2} \right)^3 = \left( \frac{25700}{2210} \right)^3 = 1572,6 > L = 576.$$

14. Розрахункова базова довговічність вибраного підшипника майже втричі перевищує задану, тому слід прийняти або підшипник більш легкої серії, або зменшити діаметр вала під підшипник. Оскільки підшипники надлегкої серії в редукторах не застосовують, то зменшимо діаметр вала /прийmemo  $d_f = 35$  мм/ і виберемо підшипник 207 у якого  $C = 20100H$ ;  $C_0 = 13900H$ ;  $d = 35$  мм;  $D = 72$  мм;  $B = 17$  мм і  $P_w = 11,11$  мм;  $Z = 9$ .

За технології виготовлення редуктора з метою підвищення співвісності отворів в корпусі редуктора для підшипників вала черв'яка, вони повинні мати однакові діаметри для лівої і правої опори /оброблюються з одної установки інструмента/. Тому вибраний підшипник в правій опорі теж слід влаштувати в стакан /на рис.6,6 стакан в правій опорі не показаний/.

15. Розрахункова базова довговічність, млн.об.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_2} \right)^3 = \left( \frac{20100}{2210} \right)^3 = 752,3 > L = 576$$

Вибрані підшипники підходять. Імовірність їх безвідказної роботи буде дещо вищою 90%.

### 3.8. Опори ведучого вала шевронного редуктора

В редукторах з шевронними колесами /або з роздвоєною швидкохідною ступінню/, звичайно швидкохідний вал влаштовують на двох плаваючих опорах /рис.8/. Осьова фіксація цього вала здійснюється зубцями коліс. Останні фіксують відносно корпусу редуктора в осьовому напрямку. Звичайно їх установлюють за схемою врозпір /рис.7,а/.

В схемі /рис.8/ застосовані роликові підшипники типу 2000. Зовнішні кільця підшипників закріплені в корпусі між кришками та пружними кільцями, а в осьовому напрямленні вал може рухатись

разом з внутрішніми кільцями і роликami відносно зовнішніх кілець.

Схема навантаження підшипників для цього випадку приведе- на на рис.21.

Оскільки осьові складові навантажень  $F_a$ , що виникають на напівшевронах рівні за величиною, направлені в протилежні боки і взаємно врівноважуються, еквівалентні динамічні навантаження, Н:

$$\text{для опори I} \quad P_1 = F_{r1} V K_s K_T,$$

$$\text{для опори II} \quad P_2 = F_{r2} V K_s K_T.$$

Приклад 8. Вибрати підшипники кочення швидкохідного вала шевронного редуктора, якщо  $F_{r1} = F_{r2} = 4600$  Н. Навантаження постійне. Діаметри посадочних місць на валу  $d_g = 40$ . Частота обертання вала  $n = 980$  хв<sup>-1</sup>,  $L_h = 10000$  год. - задана довговічність  $V = 1,0$ ;  $K_s = 1,3$ ;  $K_T = 1,0$ .

Рішення. 1. Визначаємо еквівалентні динамічні навантаження, Н, в опорах I, II

$$P_1 = P_2 = F_{r1} V K_s K_T = 4600 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5980$$

2. Задана довговічність підшипників в млн. об.

$$L = 60 n L_h / 10^6 = 60 \cdot 980 \cdot 10000 / 10^6 = 588.$$

3. Обчислюємо необхідну динамічну вантажопідйомність підшипників, Н

$$C_{розр} = P_1 L^{3/10} = 5980 \cdot 588^{3/10} = 40505,5$$

4. Вибираємо підшипники 2308, для яких  $C = 41000$  Н;

$C_0 = 28500$ Н;  $n_{мех} = 6300$  хв<sup>-1</sup> - за пластичного мащення. Розміри підшипників:  $d = 40$  мм;  $\mathcal{D} = 90$  мм;  $B = 23$  мм;  $P_n = 12$ ;  $\epsilon_{рол.} = 12,5$ . Кількість роликів  $Z = 12$  /див. додаток 3/. Оскільки динамічна вантажопідйомність підшипника

за каталогом  $C = 41000$  більше необхідної розрахункової

$C_{розр} = 40505,5$ , то вибрані підшипники підходять. Імовірність їх безвідказної роботи буде дещо вищою 90%

5. Базова довговічність вибраних підшипників, млн.об.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_2} \right)^{10/3} = \left( \frac{41000}{5980} \right)^{10/3} = 612,2 > L = 588 \text{ млн. об.}$$

### 3.9. Опори ведучого вала конвейєра

Ведучий вал конвейєра влаштований в двох радіальних дворядних сферичних /самоустановних/ шарикових підшипниках типу 1000 /рис.6,а/. Схема навантаження підшипників для цього випадку приведена на рис.22. В опорі I підшипник зафіксований в осьовому напрямку, в опорі II підшипник "плаваючий". Звичайно, переміщення правого підшипника в опорі II проходить при дії на нього навантаження  $F_{r2}$ , що веде до зношування поверхні отвору в корпусі опори. З метою зменшення зносу цієї поверхні в якості "плаваючої" опори вибирають менш навантажену.

Регулювання підшипників в розглянутій схемі не потрібне. Влаштувати два підшипника в одній опорі не слід, оскільки в цьому випадку втрачається властивість самоустановлення.

За умови, що  $F_{r1} = F_{r2} = F/2$  /коли зірочка симетрична відносно опор/, еквівалентне динамічне навантаження на опори I, II

$$P_1 = P_2 = F_{r1} \cdot V \cdot K_s \cdot K_T$$

Приклад 9. Підібрати підшипники для вала, який встановлений за схемою рис.22, якщо  $F_{r1} = F_{r2} = 5300$  н;  $V = 1,0$ ;  $K_s = 1,4$ ;  $K_T = 1,0$ . Частота обертання вала  $n = 28,3$  хв<sup>-1</sup> діаметри посадочних місць під підшипники  $d_p = 75$  мм; необхідна довговічність  $L_h = 36000$  год. Навантаження постійне.

Рішення. I. Визначаємо еквівалентні динамічні навантаження, Н, в опорах I, II

$$P_1 = P_2 = F_n \cdot V \cdot K_s \cdot K_T = 5300 \cdot 1,0 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 7420$$

2. Обчислюємо необхідну /задану/ довговічність підшипників в млн. обертів

$$L = 60 n L_h / 10^6 = 60 \cdot 28,3 \cdot 36000 / 10^6 = 61,13$$

3. Підраховуємо динамічну вантажопідйомність підшипників, Н

$$C_2 = C_2 = L^{1/3} P_1 = 61,13^{1/3} \cdot 7420 = 3,94 \cdot 7420 = 29235$$

4. З каталога /див.додаток 4/ вибираємо для  $d_f = 75$  мм та

$C_{розр} = 29235$  Н підшипники легкої серії I2I5, для яких  $C = 30500$  Н;  $C_0 = 21800$  Н;  $n_{mez.} = 4000$  хв<sup>-1</sup> /за пластичного мащення/. Розміри підшипників, мм:  $d = 75$ ;  $D = 130$ ;  $B = 28$ ; шарики:  $d_{ш} = 12,7$ ;  $Z = 20$  штук в одному ряду.

Імовірність безвідказної роботи підшипників буде дещо вищою 90%, тому вони придатні для заданих умов експлуатації.

5. Розрахункова базова довговічність, млн. об., цих підшипників

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_1} \right)^3 = \left( \frac{30500}{7420} \right)^3 = 69,45 > L = 61,13.$$

#### 4. БАЗОВІ ПОНЯТТЯ ТА КОРОТКИЙ ОСНОВНИЙ ФІЗИЧНИЙ ЗМІСТ ПОСІБНИКА У ВИГЛЯДІ ВИСНОВКІВ

4.1. БАЗОВІ ПОНЯТТЯ /в послідовності викладення матеріалу посібника/

КОНСТРУКЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РІЗНОВИДИ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ,  
СИСТЕМА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ; КЛАСИ ТОЧНОСТІ;  
ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ; РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ТІЛА-

МИ КОЧЕННЯ; КІНЕМАТИКА; КОНТАКТНІ НАПРУГИ; КРИТЕРІЇ ВИБОРУ; СТАТИЧНА ВАНТАЖОПІДІОМНІСТЬ; ЕКВІВАЛЕНТНЕ СТАТИЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ; ДИНАМІЧНА ВАНТАЖОПІДІОМНІСТЬ /РОЗРАХУНКОВА, КАТАЛОЖНА/; БАЗОВА ДОВГОВІЧНІСТЬ, СКОРРЕКТОВАНА РОЗРАХУНКОВА ДОВГОВІЧНІСТЬ; АЛГОРИТМИ ВИБОРУ; СХЕМИ УСТАНОВКИ ПІДШИПНИКІВ В ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛАХ; ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ; МАЩЕННЯ; УЩІЛЬНЮЮЧІ ПРИБОРИ; ПІДШИПНИКОВІ ПОСАДКИ.

#### 4.2. КОРОТКИЙ ОСНОВНИЙ ФІЗИЧНИЙ ЗМІСТ ПОСІБНИКА У ВИГЛЯДІ ВИСНОВКІВ

- 4.2.1. Підшипники кочення є основними видами опор в машино та приладобудуванні. Це сталося завдяки їх перевагам перед підшипниками ковзання, головні з яких: зменшення коефіцієнта тертя, обертаючого та пускового моменту, витрат мастила, зменшення габаритів в осьовому напрямку тощо.
- 4.2.2. Підшипники кочення виготовляють на спеціалізованих заводах з спеціальних легованих сталей, ШХ15, І8Х1Т, що містять хром, нікель та інші легуючі елементи. Твердість поверхонь деталей підшипників та тіл кочення висока /60...65 HRC/.
- 4.2.3. Існує значна кількість конструктивних різновидів підшипників кочення, що класифікують в залежності від направлення навантаження, виду тіл кочення, числа рядів тіл кочення, точності виготовлення тощо. Існує система умовних позначень підшипників згідно ГОСТ 3189-89. Кожний підшипник маркується на заводі виробнику у відповідності з ГОСТ 3189-89.
- 4.2.4. Основні параметри та характеристики підшипників, що випускає промисловість нашої країни, відомі та досліджені. Вони наводяться в каталогах та довідниках /див. матеріал цього посібника та [ 2, 3, 4 ]/.
- 4.2.5. Найбільше поширення мають підшипники шарикові радіальні

однорядні типу 0000 /  $\approx 40\%$  випуску/ та конічні роликові радіально-упорні типу 7000 /  $\approx 25\%$  випуску/.

- 4.2.6. Кожний тип підшипників кочення має власну експлуатаційну характеристику, знання якої допоможе зробити правильний вибір типу підшипників для заданих умов роботи вузла.
- 4.2.7. Тіла кочення в радіальних та радіально-упорних підшипниках навантажені нерівномірно. У сприйнятті навантаження беруть участь лише тіла кочення розташовані на дузі, що не перевищує  $180^\circ$  /в навантаженій зоні/. Найбільше навантаження сприймає шарик чи ролик, розташований за напрямком дії сили на підшипник.
- 4.2.8. З кінематичної точки зору підшипник кочення являє планетарний механізм. Так в шарикових радіальних підшипниках /типу 0000/ середніх розмірів, з внутрішнім кільцем, що обертається, мим зовнішнім кільцем, сепаратор обертається приблизно в 2 рази повільніше ніж внутрішнє кільце в бік обертання останнього, а шарики навколо своєї осі приблизно в 2,5 рази швидше внутрішнього кільця.
- 4.2.9. В шарикових підшипниках поряд з тертям кочення відбувається тертя ковзання, що веде до інтенсифікації процесів зношування спряжених деталей. В роликових підшипниках відбувається чисте кочення роликів по доріжках кілець, що веде до зменшення втрат та зношування в роликових підшипниках в порівнянні з шариковими.
- 4.2.10. В будь-якій точці поверхні контакту кілець чи шариків контактні напруги змінюються за віднульовим циклом.
- 4.2.11. Кожен шарик чи ролик підшипника притиснутий до нерухомого кільця відцентровою силою, вплив якої зростає у швидкохідних підшипниках. Крім відцентрових сил на шарики упорних підшипників діє гіроскопічний момент, пов'язаний із зміною



направлення осі обертання шарика у просторі.

- 4.2.12. Основними причинами виходу підшипників кочення з ладу є : викришування від втоми, виникнення зам'ятин на робочих поверхнях /бринелювання/, роздавлення кілець та тіл кочення, зношування кілець та тіл кочення, руйнування сепараторів.
- 4.2.13. При проектуванні вузлів машин підшипники кочення не конструюють і не розраховують, а вибирають з числа стандартних за статичною або динамічною вантажопідйомністю.
- 4.2.14. Вибір підшипників, що сприймають зовнішнє навантаження в нерухомому стані, або обертаються з частотою не більше  $1 \text{ хв}^{-1}$ , виконують за статичною вантажопідйомністю згідно ГОСТ 18854-82, з метою упередження появи зам'ятин на робочих поверхнях деталей підшипників.
- 4.2.15. Підшипники кочення є першою групою деталей, для яких був введений розрахунок на довговічність. За частоти обертання будь-якого кільця підшипника більше  $1 \text{ хв}^{-1}$  вибір підшипників кочення виконують за динамічною вантажопідйомністю у відповідності з ГОСТ 18855-82, з метою упередження викришування від втоми поверхневих шарів спряжених деталей підшипників.
- 4.2.16. Існує специфіка вибору радіально-упорних підшипників кочення, та підшипників, що працюють під дією змінних навантажень.
- 4.2.17. Найбільш поширеними схемами установки підшипників кочення у підшипникових вузлах є: універсальна, врозпір, врозтяжку та з обома "плаваючими" опорами.
- 4.2.18. Існують основні принципи конструювання підшипникових вузлів, знання яких дозволить правильно спроектувати підшипникові вузли машин та приладів.

- 4.2.19. При проектуванні підшипникових вузлів значну увагу слід приділяти мащенню підшипників та застосуванню ущільнюючих пристроїв, вибір конструктивного різновиду яких в основному залежить від колової швидкості на поверхні спряження ущільнення з валом.
- 4.2.20. Радіальні та радіально-упорні підшипники класу точності 0 найчастіше встановлюють на вали за посадкою  $L 0/k6$ , а в корпус редуктора, чи коробки швидкостей за посадкою  $H7/l0$ .

#### Питання для самоперевірки

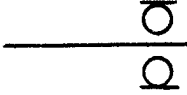
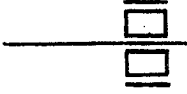
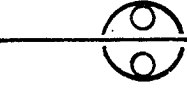

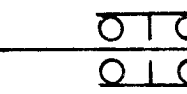


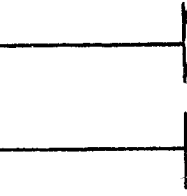
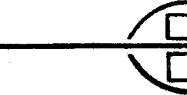


1. В яких випадках застосовують підшипники кочення?
2. Які переваги та недоліки підшипників кочення?
3. Які типи підшипників кочення Вам відомі?
4. За якими класами точності виготовляють підшипники кочення?
5. Розшифруйте, що позначають цифри 25, 1000094, 5-72II, 83II, 5-32205, 20071/II75 викарбовані на кільцях підшипників.
6. Дайте характеристику підшипників типів: 0000; 2000; 7000; 6000; 1000; 8000.
7. Як розподілюється радіальне навантаження поміж тілами кочення в підшипнику типу 0000?
8. Поясніть кінематику підшипників кочення.
9. Як впливають на довговічність підшипника контактні напруги та динаміка його роботи?
10. Які критерії працездатності підшипників кочення Вам відомі?
11. Як вибирають підшипники кочення за статичною вантажопідіймністю?
12. Як вибирають підшипники кочення за динамічною вантажопідіймністю?

13. Які особливості вибору радіально-упорних підшипників кочення?
14. Яка послідовність вибору підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю?
15. Які схеми установки підшипників в підшипникових вузлах Вам відомі?
16. Як закріплюють зовнішні кільця підшипників в корпусах, а внутрішні на валах?
17. Які способи мащення підшипників кочення Вам відомі?
18. Які ущільнення підшипникових вузлів Вам відомі?
19. Що таке статична і динамічна вантажопідйомність підшипників кочення?
20. Що таке еквівалентне динамічне навантаження?
21. Які посадки підшипників на вали та в корпуси найчастіше застосовують в практиці?
22. Що таке кут контакту  $\alpha$  в радіально-упорних підшипниках?
23. Чому при роботі упорних шарикових підшипників колову швидкість обмежують?
24. Підшипники якого класу точності найбільш часто застосовують в загальному машинобудуванні?
25. Як впливає клас точності підшипника кочення на його вартість?
26. Що розуміють під статичним навантаженням та статичною вантажопідйомністю підшипників кочення?
27. Що розуміють під еквівалентним статичним навантаженням і як його визначають?
28. Який зв'язок між довговічністю підшипників, що виражена в млн. обертів та годинах?
29. При виборі підшипників, як враховують їх режим роботи та температуру підшипникового вузла?
30. Як визначають еквівалентне динамічне навантаження за дії

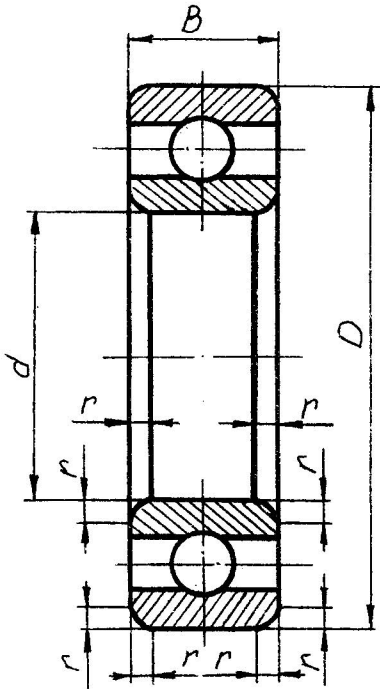
на підшипники змінних навантажень?

ДОДАТКИ

Додаток І. Умовні графічні позначення підшипників кочення в часах /ГОСТ 2.770-68/

Найменування	Позначення
Радіальний /загальне позначення/	
Радіальний роликовий	
Радіальний, що сам установлюється	
Радіально-упорний односторонній	
Радіально-упорний двосторонній	
Радіально-упорний роликовий односторонній	
Радіально-упорний роликовий двосторонній	
Упорний односторонній	
Радіальний роликовий, що сам установлюється	
Упорний двосторонній	
Упорний роликовий односторонній	

Додаток 2. Підшипники шарикові радіальні однорядні типу 000



Позначення підшипників	За ГОСТ 8338-76				Діаметр шарика $D_2$ , мм	Кількість шариків $Z$	Динамічна вантажопідйомність $C_H$ , Н	Статична вантажопідйомність $C_0$ , Н	Межова частота обертання за пластичного мастила, $X_B$
	Розмір, мм								
	$d$	$D$	$B$	$r$					
	1	2	3	4					

Легка серія діаметрів 2, вузька серія ширин 0									
202	15	35	11	1,0	5,95	8	5970	3540	16000
203	17	40	12		7,14		7	7520	
204	20	47	14	1,5	7,94	8	10000	6300	12500
205	25	52	15				11000	7090	
206	30	62	16		9,53		15300	10200	10000
207	35	72	17	11,11	9	20100	13900	8000	

Продовження додатку 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
208	40	80	18	2,0	12,70		25600	18100	6300	
209	45	85	19				25700			
210	50	90	20				27500	20200		
211	55	100	21	2,5	14,29	10	34000	25600	5000	
212	60	110	22		15,88		41100	31500		
213	65	120	23		16,67		44900	34700		
214	70	125	24		17,46		48800	38100	4000	
215	75	130	25		11		51900	41900		
216	80	140	26	3,0	19,05	10	57000	45400		
217	85	150	28		19,84	11	65400	54100		
218	90	160	30		22,23		75300	61700		
219 <sup>x</sup>	95	170	32	3,5	23,81	10	85300	70900	3150	
220	100	180	34		25,40		95800	80600		
221 <sup>x</sup>	105	190	35		26,99		104000	91000		
222	110	200	38		29,58		113000	102000	2500	
224	120	215	40		30,16		122000	114000		
226	130	230	40	4,0	28,58	11	120000	112000	2500	
228	140	250	42				126000	122000	2000	
230	150	270	45				33,34	149000	153000	
232	160	290	48				34,92	158000	168000	1600

Середня серія діаметрів 3, вузька серія ширин 0

302	15	42	13	1,5	7,94	7	8900	5510	16000
303	17	47	14		9,53	6	10900	6800	12500
304	20	52	15	2,0	2,0	7	12500	7940	12500
305	25	62	17	11,51			17600	11600	10000
306	30	72	19	12,30			22000	15100	8000
307	35	80	21	14,29			26200	17900	8000
308	40	90	23	2,5			15,08	31900	22700

## Продовження додатку 2

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
309	45	100	26		17,46	8	37800	26700	6300
310	50	110	27	3,0	19,05		48,500	36300	5000
311	55	120	29		20,64		56000	42600	
312	60	130	31		22,23		64100	49400	4000
313	65	140	33		23,81		72700	56700	
314	70	150	35	3,5	25,4		81700	64500	3150
315	75	160	37		26,99		89000	72800	
316	80	170	39		28,5		96500	81700	2500
317	85	180	41		30,16		104000	91000	
318	90	190	43		31,75		112000	101000	2000
319 <sup>X</sup>	95	200	45	4,0	33,34		120000	111000	
320	100	215	47		3651		136000	133000	1600
321 <sup>X</sup>	105	225	49		38,10		144000	145000	
322	110	240	50		41,28		161000	170000	5000
324	120	260	55		42,86		170000	184000	
326	130	280	58	5,0	44,45		180000	198000	2000
380	150	320	65		50,80	217000	258000	1600	

Важка серія діаметрів 4 , вузька серія ширин 0

403	17	62	17	2,0	12,7	6	17000	12100	10000
405	25	80	21		16,67		29200	20800	8000
406	30	90	23	2,5	19,05		37200	27200	6300
407	35	100	25		20,64		43600	31900	
408	40	110	27		22,23		50300	37000	5000
409	45	120	29	3,0	23,02		60400	46400	
410	50	130	31			25,40	68500	53000	4000
411	55	140	33	3,5	26,99	78700	63700		
412	50	150	35			28,58	85600	71400	3150
413	65	160	37		30,16	92600	79600		



Продовження додатку 2

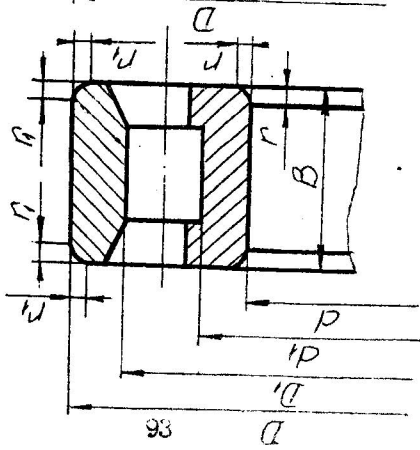
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4I4	70	180	42	4,0	34,93		113000	107000	
4I6	80	200	48		38,10		128000	127000	2500
4I7	85	210	52	5,0	39,69		136000	138000	

x Виготовляти за погодженням з споживачем

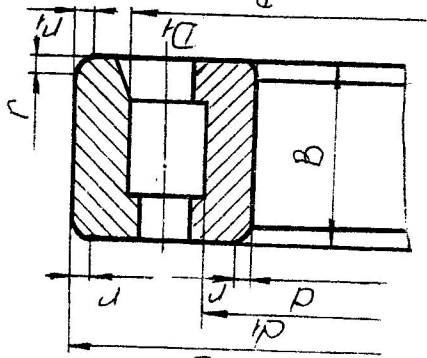
Примітка. За рідкого мастила межа частота обертання кілець підшипників на 25% вища.

Додаток 3. Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами

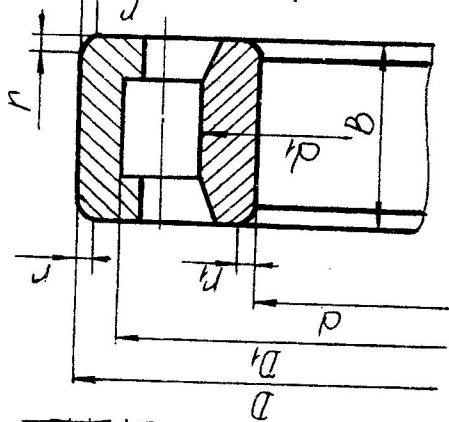
Тул 2000



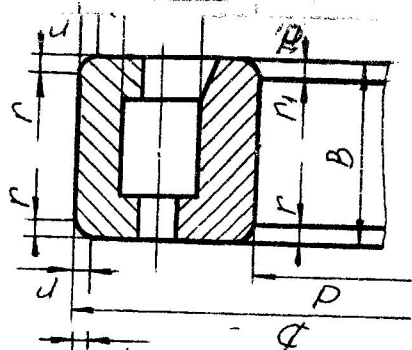
Тул 12000



Тул 32000



Тул 42000



Продовження додатку 3

Позначення підшипників типів	Розміри, мм																
	За ГОСТ 8328-75																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2000	12000	32000	42000		d	D	B	M	M	d <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	Діаметр по- ліній	Довжина ролика ліній	Кількість ро- ликів	Линійна ван- тажопідіймість	Статична ванта- жопідіймість	Межова частота обертання за пластичного мас- тила, хв <sup>-1</sup>
2204	12204	32204	42204	20	47	14				27,0	40,0	6,5	6,5	11	11900	7380	12500
2205	12205	32205	42205	25	52	15	1,5	1,0		32,0	45,0				13400	8610	10000
2206	12206	32206	42206	30	62	16				38,5	53,5	7,5	7,5	13	17300	11400	
2207	12207	32207	42207	35	72	17				43,8	61,8	9,0	9,0		25600	17500	
2208	12208	32208	42208	40	80	18	2,0			50,0	70,0			14	33700	24000	8000
2209	12209	32209	42209	45	85	19			2,0	55,0	75,0	10,0	10,0	15	35300	25700	
2210	12210	32210	42210	50	90	20				60,4	80,4			17	38700	29200	6300
2211	12211	32211	42211	55	100	21				66,5	88,5	11,0	11,0		43700	32900	
2212	12212	32212	42212	60	110	22				73,5	97,5	12,0	12,0	18	54800	42800	5000
2213	12213	32213	42213	65	120	23		2,5		79,6	105,5	13,0	13,0	17	62100	48600	
2214	12214	32214	42214	70	125	24				84,5	110,5				61800		

Легка серія діаметрів 2, вузька серія ширин 0

Продовження додатку 3

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2215	12215	32215	42215	75	130	25			88,5	116,5	14	14		75100	61400	4000
2216	12216	32216	42216	80	140	26			95,3	125,3	15	15	18	79500	63400	
2217	12217	32217	42217	85	150	28	3,0	3,0	101,8	133,8	16	16		99000	82400	
2218	12218	32218	42218	90	160	30			107,0	143,0	18	18	17	121000	101000	3150
-	-	32219 <sup>x</sup>	42219 <sup>x</sup>	95	170	32	3,5	3,5	113,5	151,5	19	19	18	132000	111000	
2220	12220	32220	42220	100	180	34			120,0	160,0	20	20	16	135000		2500
Середня серія діаметрів 3, вузька серія ширин 0																
2305	12305	32305	42305	25	62	17		2,0	35,0	53,0	9	9	11	22600	14800	8000
2306	12306	32306	42306	30	72	19	2,0		42,0	62,0	10	10		30200	20600	
2307	12307	32307	42307	35	80	21			46,2	68,2	11	11		34100	23200	
2308	12308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	53,5	77,0	12	12	12	41000	28500	6300
2309	12309	32309	42309	45	100	25			58,5	86,5	14	14		56500	40700	
2310	12310	32310	42310	50	110	27		3,0	65,0	95,0	15	15		65200	46500	5000
2311	12311	32311	42311	55	120	29			70,5	104,5	17	17		84000	62800	
2312	12312	32312	42312	60	130	31			77,0	113,0	18	18	13	100000	77200	
2313	12313	32313	42313	65	144	33			88,5	121,5	19	19	14	105000	80400	4000
2314	12314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	95,5	130,0	20	20		123000	97300	
2315	12315	32315	42315	75	160	37			95,5	139,5			13	142000	112000	

Продовження додатку 3

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2316	I2316	32316	42316	80	I70	39			103,0	147,0	22	22		150000	I21000	3150
2317	I2317	32317	42317	85	I80	41			108,0	156,0	24	24		179000	I46000	
2318	I2318	32318	42318	90	I90	43	4,0	4,0	115,0	165,0	25	25	I4	194000	I60000	2500
2319*	-	32319 <sup>x</sup>	42319 <sup>x</sup>	95	I200	45			121,5	173,5	26	26		210000	I75000	
2320	I2320	32320	42320	100	I215	47			129,5	185,5	28	28		243000	205000	
Середня серія діаметрів, широка серія ширин 0																
2605	I2605	32605	42605	25	I62	24	2,0		35,0	53,0	9	14	II	37400	28300	8000
2606	I2606	32606	42606	30	I72	27		2,0	42,0	62,0	10			41600	31200	
2607	I2607	32607	42607	35	I80	31			46,2	68,2	11	15		46700	34800	
2608	I2608	32608	42608	40	I90	33	2,5	2,5	53,5	77,5	12	18	I2	61000	47500	6300
2609	I2609	32609	42609	45	I100	36			58,5	86,5	14	20		79300	62800	
2610	I2610	32610	42610	50	I110	40	3,0	3,0	65,0	95,0	15	25		104000	87100	5000
2611	I2611	32611	42611	55	I120	43			70,5	104,5	17	24		115000	94200	
2612	I2612	32612	42612	60	I130	46			77,0	113,0	18	26	I3	140000	118000	4000
2613	I2613	32613	42613	65	I140	48			83,5	121,5	19	28		152000	129000	
2614	I2614	32614	42614	70	I150	51	3,5	3,5	90,0	130,0	20	30	I4	181000	159000	
2615	I2615	32615	42615	75	I160	55			95,5	139,5			I3	212000	187000	

Продовження додатку 3

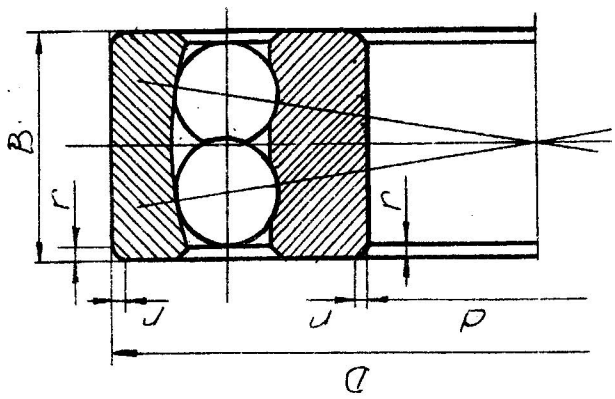
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2616	12616	32616	42616	80	170	58	3,5	3,5	103,0	147,0	22	34	14	224000	202000	3150

Х Вигоовляти за погодженням з споживачем

Примітка. За рідкого мастила межава частота обертання кілець на 25% вища.

Додаток 4. Підшипники шарикові радіальні сферичні дворядні

Тип 1000



Продовження додатку 4

Позначення	За ГОСТ 5720-75		Розмір, мм		Діаметр шарика		Кількість шариків в ряду		Лінійна вантажопідійомність		Статична вантажопідійомність		Межова час-това оберта-нна за час		Фактори еквівалентного навантаження	
	d	D	B	M	d	D	l	z	l	z	l	z	l	z	$\frac{F_0}{V F_0}$	$\frac{F_0}{V F_0}$
I 204	20	47	14	1,5	6,35	12	7720	3240	12500	0,27	2,31	13,57	12,4			
I 205	25	52	15	1,5	7,14	14	9440	4100	10000	0,24	2,32	3,60	2,4			
I 206	30	62	16		7,94	16	12300	5920	8000	0,23	2,58	3,99	2,7			
I 207	35	72	17		8,73	17	15100	6780		0,22	2,74	4,24	2,8			
I 208	40	80	18	2,0	9,53	18	17000	8720	6300	0,21	2,87	4,44	3,0			
I 209	45	85	19		10,32	16	17000	9070		0,20	2,97	4,00	3,1			
I 210	50	90	20		11,00	18	17700	11000		0,20	3,13	4,35	3,2			
I 211	55	100	21		11,00	19	21000	13600	5000	0,19	3,20	5,00	3,3			
I 212	60	110	22	2,5	11,90	21	23800	15800	5000	0,17	3,40	5,27	3,4			
I 213	65	120	23		12,70	21	24400	17500		0,18	3,70	6,73	3,5			
I 214	70	125	24			20	27000	19100	4000		3,50	5,43	3,6			
I 215	75	130	25				30500	21800			3,60	5,57	3,7			

Легка серія діаметрів 2

Позначення	За ГОСТ 5720-75		Розмір, мм		Діаметр шарика		Кількість шариків в ряду		Лінійна вантажопідійомність		Статична вантажопідійомність		Межова час-това оберта-нна за час		Фактори еквівалентного навантаження	
	d	D	B	M	d	D	l	z	l	z	l	z	l	z	$\frac{F_0}{V F_0}$	$\frac{F_0}{V F_0}$
I 204	20	47	14	1,5	6,35	12	7720	3240	12500	0,27	2,31	13,57	12,4			
I 205	25	52	15	1,5	7,14	14	9440	4100	10000	0,24	2,32	3,60	2,4			
I 206	30	62	16		7,94	16	12300	5920	8000	0,23	2,58	3,99	2,7			
I 207	35	72	17		8,73	17	15100	6780		0,22	2,74	4,24	2,8			
I 208	40	80	18	2,0	9,53	18	17000	8720	6300	0,21	2,87	4,44	3,0			
I 209	45	85	19		10,32	16	17000	9070		0,20	2,97	4,00	3,1			
I 210	50	90	20		11,00	18	17700	11000		0,20	3,13	4,35	3,2			
I 211	55	100	21		11,00	19	21000	13600	5000	0,19	3,20	5,00	3,3			
I 212	60	110	22	2,5	11,90	21	23800	15800	5000	0,17	3,40	5,27	3,4			
I 213	65	120	23		12,70	21	24400	17500		0,18	3,70	6,73	3,5			
I 214	70	125	24			20	27000	19100	4000		3,50	5,43	3,6			
I 215	75	130	25				30500	21800			3,60	5,57	3,7			



Продовження додатку 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1216	80	140	26			22	31400	24000		0,16		3,90		5,57	4,13
1217	85	150	28	3,0	14,29	21	38700	29000				3,69		5,71	3,57
1218	90	160	30		15,86	19	44700	32400	3150	0,17	1,0	3,76	0,65	5,82	3,94
1220	100	180	34	3,5	17,46	20	54400	41200				3,63		5,63	3,81
1221	105	190	36		18,26		58700	45000	2500	0,18		3,59		5,06	3,76

Середня серія діаметрів 3

1304	20	52	15	7,14	12	9760	4050	10000	0,29	2,17	3,35	2,27
1305	25	62	17	2,0	8,73	14100	6120	8000	0,28	2,28	3,49	2,36
1306	30	72	19		9,53	16800	7900		0,26	2,46	3,80	2,58
1307	35	80	21		10,32	20000	10000	6300	0,25	2,57	3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	11,11	23300	12400		0,24	2,61	4,05	2,74
1309	45	100	25		12,70	30000	16200	5000	0,25	2,54	3,93	2,66
1310	50	110	27		14,29	34100	17800		0,24	2,68	4,14	2,80
1311	55	120	29	3,0	15,08	40600	22900			1,0	4,17	2,82
1312	60	130	31		15,88	45800	27100	4000	0,23	2,80	4,33	2,93
1313	65	140	33		16,67	49200	29900			2,79	4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	18,26	58600	35900			2,81	4,35	2,95
1315	75	160	37		19,05	62400	39100	3150	0,22	2,84	4,39	2,97

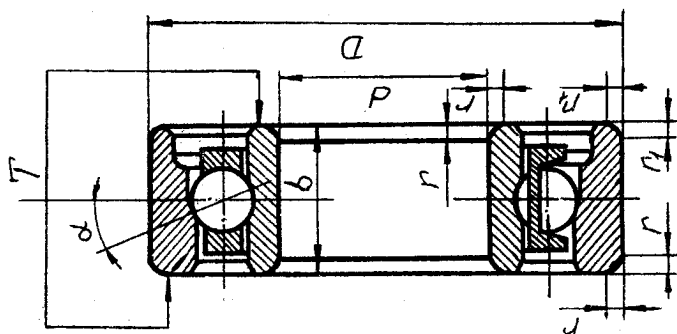
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
I316	80	170	39		20,64	15	69900	430000				2,84	4,39	2,97	
I317	85	180	41		21,43	16	77200	49500		0,22	1,0	2,90	0,65	4,49	3,04
I318	90	190	43	4,0	23,81	15	91800	57200	2500			2,82		4,36	2,95
I320	100	215	47		26,99		113000	73400		0,24		2,67		4,14	2,80
Середня ширина серія діаметрів б															
I605	25	62	24		10,32		18900	7600	8000	0,47		1,34		2,07	1,40
I606	30	72	27	2,0	11,91	11	24400	10200		0,44		1,43		2,22	1,50
I607	35	80	31		13,49		30500	13000	6300	0,46		1,36		2,11	1,43
I608	40	90	33	2,5	14,29		34900	16000		0,43		1,46		2,25	1,52
I609	45	100	36		15,88		42300	19800	5000	0,42		1,51		2,33	1,58
I610	50	110	40	3,0	17,46	12	50000	23900		0,43		1,48		2,29	1,55
I611	55	120	43		19,05		58600	28600			1,0	1,52	0,65	2,36	1,60
I612	60	130	46		20,64		67700	33600	4000	0,41		1,56		2,41	1,63
I613	65	140	48	3,5	21,43		75300	39300	3150	0,38		1,65		2,55	1,73
I614	70	150	51		23,02	13	85700	45400				1,68		2,59	1,76
I616	80	170	58		20,99		107000	58800	2500	0,37		1,68		2,61	1,76

Примітка. За рідкого мастила межова частота обертання кілець підвищених на 25% вища.

Додаток 5. Підшипники шарикові радіально-упорні однорядні

Типи 360000, 460000, 660000

Тип 360000 -  $\alpha = 12^\circ$   
Тип 460000 -  $\alpha = 26^\circ$   
Тип 660000 -  $\alpha = 36^\circ$



Позначення підшипника	За ГОСТ 831-75		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Розмір, мм	Розмір, мм										
$d$	$D$	$b = T$	$M$	$N$	$P$	$r$	$r_1$	Діаметр шарка $D_f$ , мм	Кількість шариків	Динамічна грузопідіймальність $C_1$ , Н	Статична грузопідіймальність $C_0$ , Н	Межова частота обертання за пластичного навантаження, хв-1

Обшліволегка серія діаметрів I, нормальна серія ширин 0

46106	30	55	13					7,14	18	11200	8030	10000
46108	40	68	15	1,5	0,5			7,94	16	14600	11300	8000
46100	45	75	16					8,31		17300	13700	
46111	55	90	18					10,30	18	25200	21500	6300
46112	60	95						11,11		28800	25000	
46114	70	110	20	2,0	1,0			12,30	19	36600	32500	5000
46115	75	115							20	35300		
46116	80	125	22					13,49	21	43200	40900	
46117	85	130								44300	43000	4000
46118	90	140	24	2,5	1,2			14,29	22	47400	45900	
46120	100	150						15,08		50200	48500	

Легка серія діаметрів 2, вузька серія ширин 0

36204	20	47	14	1,5	0,5			7,94	11	12300	8470	16000
-------	----	----	----	-----	-----	--	--	------	----	-------	------	-------

Продовження додатку 5

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
36205	25	52	15	1,5	0,5	7,94		13100	9240	12500
36206	30	62	16			9,53		18200	13300	10000
36207	35	72	17			11,11	12	24000	18100	
36208	40	80	18	2,0	1,0		13	30600	23700	8000
36209	45	85	19			12,70		32300	25600	
36210	50	90	20				14	33900	27600	6300
36211	55	100	21			14,29		41900	34900	
36212	60	110	22	2,5	1,2	15,88		48200	40100	5000
36214	70	125	24			17,46		63000	55900	
36216	80	140	26			19,05	15	73500	40100	4000
36217	85	150	28	3,0	1,5	19,84		79000	72200	
36218	90	160	30			22,23	14	92800	84600	
36219 <sup>x</sup>	95	170	32			23,81	15	110000	104000	3150
36220	100	180	34	3,5	2,0	25,44		124000	118000	
46204	20	47	14			7,94	11	11600	7790	12500
46205	25	52	15	1,5	0,5	7,94	12	12400	8500	10000

<sup>x</sup> Виготовляти за замовленням споживача.

Продовження додатку 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
46206	30	62	16	1		9,53		17200	12200	
46207	35	72	17			11,11	12	22700	16600	8000
46208	40	80	18	2,0	1,0	12,70	13	28900	27100	
46209	45	85	19					30400	23600	6300
46210	50	90	20					31800	25400	
46211	55	100	21			14,29	14	39400	32100	
46212	60	110	22			15,88		45400	36600	5000
46213	65	120	23	2,5	1,2	16,67	15	54400	46800	
46214	70	125	24			17,46	16	59100	51400	
46215	75	130	25					61500	54800	4000
46216	80	140	26	3,0	1,5	19,05	15	68900	51400	
46217	85	150	28			19,84		74000	66400	3150
46218	90	160	30	3,0	1,5	22,23	14	8710	7770	
46220	100	180	34	3,5	2	25,44	15	11600	10900	3150
46304	20	52	15			9,53	9	14000	9170	12500
46305	25	62	17	2,0	1,0	11,51	10	21100	14900	8000

Середня серія діаметрів 3, вузька серія ширин 0

Продовження додатку 5

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
46306	30	72	19	2,0	1,0	12,3	II	25600	18700	8000
46307	35	80	21			14,29		33400	25200	6300
46308	40	90	23	2,5	1,2	15,08	I2	39200	30700	
46309	45	100	25			17,46		48100	32700	
46310	50	110	27	3,0	1,5	19,09	II	56300	44800	5000
46311	55	120	29			20,64		68900	57400	
46312	60	130	31			22,23		78800	66600	
46313	65	140	33	3,5	2,0	23,81	I2	89000	76400	4000
46314	70	150	35			25,40		100000	87000	3150
46318	90	190	43	4,0		31,75		129000	125000	2500
46320	100	215	47			36,51		167000	130000	

Важка серія діаметрів 4, вузька серія ширин 0

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
66406	30	90	23			10,67		38400	28100	5000
66407	35	100	25			18,26		45400	33700	
66408	40	110	27	3,0	1,5	20,64	I0	52700	38800	4000
66409	45	120	29			23,02		64000	48200	
66410	50	130	31	3,5	2,0	24,61		77600	61200	2500

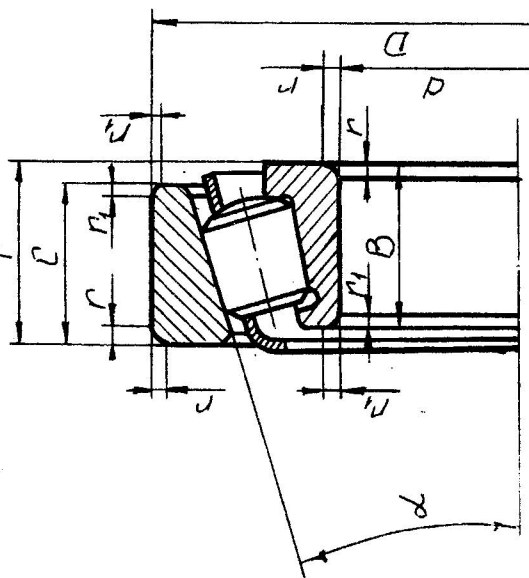
Продовження додатку Б

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
66412	60	150	35	3,5	2,0	26,99	11	98000	81000	2000
66414	70	180	42	4,0		36,51	10	119000	111000	1250
66418	90	225	54	5,0	2,5	41,28		163000	172000	1000

Примітка. За рідкого мастила межова частота обертання кілець підвищилася на 25% вище.



Підшипники роликові конічні (типу 7000, 2700)





I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
7216	80	140	26	22	28,25					20	106000	95200		0,42	1,43	0,78
7217	85	150	28	24	30,25	3,0	1,0	16,7	17,0	17	109000	91400	2000	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	30	26	32,50			17,5	20,0		141000	125000		0,38	1,56	0,86
7219	95	170	32	27	34,50			18,7		18	145000	131000	1600	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	34	29	37,00	3,5	1,2		22,7	19	162000	146000		0,40	1,49	0,82

Легка серія діаметрів 2/5/, серія ширин /0/

Кут  $\alpha = 12...16^\circ$

7506	30	62	20,0	17	21,25	1,5	0,5	7,9	13,0	14	34900	27500	6300	0,37	1,65	0,98
7507	35	72		20	24,25						50200	40300	5000	0,35	1,73	0,95
7508	40	80						9,7	14,7		53900	44800		0,38	1,58	0,87
7509	45	85	23,0	19	24,75	2,0	0,8			16	51600	42600	4000	0,42	1,44	0,80
7510	50	90						8,9	16,7	19	59800	54500			1,43	0,78
7511	55	100	25,0	21	26,75			11,5	17,4	16	72200	61600	3150	0,36	1,67	0,92
7512	60	110	28,0	24	29,75			11,6	18,6	18	84000	75600		0,39	1,53	0,84
7513	65	120				2,5				17	109000	98900		0,37	1,62	0,89
7514	70	125	31,0	27	33,25			13,4	22,0	18	110000	101000	2500	0,39	1,55	0,85
7515	75	130									115000	108000		0,41	1,48	0,81
7516	80	140	33,0	28	35,25	3,0	1,0	14,7	23,4	19	133000	126000	2000	0,40	1,49	0,82

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
7517	85	150	16,0	30	33,50	3,0	1,0	15,5	25,7	19	151000	141000	2000			
7518	90	160	40,0	34	42,50			17,3	27,8	18	179000	171000		0,39	1,56	0,85
7519	95	170	43,0	37	45,50						225000	225000	1600	0,38	1,57	0,86
7520	100	180	46,0	39	49,0	3,5	1,2	18,4	33,4	19	232000	236000		0,40	1,49	0,82

Середня серія діаметрів 3, серія ширин 0

Кут  $\alpha = 10...14^\circ$

7304	20	52	15	13	16,25			8,0	10,2	11	25000	17700	8000	0,30	2,03	1,11	
7305	25	62	17	15	18,25	2,0		9,5	10,0	13	29600	20900	6300	0,36	1,66	0,92	
7306	30	72	19	17	20,75		0,8	9,9	12,7		40000	29900	5000	0,34	1,78	0,98	
7307	35	80	21	18	22,75			11,7	14,8	12	48100	35300		0,32	1,88	1,03	
7308	40	90	23	20	25,25	2,5		13,1	14,2		61000	46000	4000	0,28	2,16	1,19	
7309	45	110	25	22	27,25			14,3	16,0	13	76100	59300		0,29	2,09	1,15	
7310	50	110	27	23	29,25				19,4	12	96600	75900	3150	0,31	1,94	1,06	
7311	55	120	29	25	31,50	3,0	1,0	16,7	19,4	13	102000	81500		0,33	1,80	0,99	
7312	60	130	31	27	33,50			17,5	20,0		118000	96300	2500	0,30	1,97	1,08	
7313	65	140	33	28	36,00			18,7	21,0	14	134000	111000		0,30			
7314	70	150	35	30	38,00			22,8	24,6	12	168000	137000	2000	0,31	1,94	1,06	
7315	75	160	37	31	40,00			22,8	24,6	13	178000	148000		0,33	1,83	1,01	

Продовження додатку 6

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
7317	85	180	41	35	44,50			23,4	27,3	15	221000	195000		0,31	1,91	1,03
7318	90	190	43	36	46,50	4,0	1,0	22,7		13	240000	201000	1000	0,32	1,88	1,03
7320	100	215	47	39	51,50			29,0	32,0	14	290000	270000		0,31		

Середня серія діаметрів 3 / 6/, серія ширин / 0/

Кут  $\alpha = 11...16^\circ$

7604	20	52	21,0	18,5	22,25			7,9	13,0	11	295000	22000	6300	0,30	2,01	1,11
7605	25	62	24,0	21,0	25,25	2,0		8,9	16,7		45500	36600	5000	0,27	2,19	1,20
7606	30	72	27,0	23,0	28,75		0,8	10,2	20,4		61300	51000		0,32	1,88	1,03
7607	35	80	31,0	27,0	32,75			10,5	22,0		71600	61500	4000	0,30	2,03	1,11
7608	40	90	33,0	28,5	32,25	2,5		12,0	23,4	13	80000	67200				
7609	45	100	36,0	31,0	36,25			13,7	24,4		104000	90500	3150	0,29	2,06	1,13
7610	50	110	40,0	34,0	42,25			14,8	28,0		122000	108000		0,30	2,03	1,11
7611	55	120	43,0	35,0	45,50	3,0	1,0			15	148000	140000	2500	0,32	1,86	1,02
7612	60	130	46,0	37,0	48,50			17,0	33,0	14	171000	157000		0,30	1,97	1,08
7613	65	140	48,0	41,0	51,00					15	178000	168000		0,32	1,83	1,01
7614	70	150	51,0	43,0	54,00	3,5	1,2	19,8	35,0	13	204000	186000	2000	0,36	1,71	0,94
7615	75	160	55,0	46,5	58,00			21,2	40,0	14	249000	235000		0,30	1,97	1,20
7616	80	170	58,0	48,0	61,5			19,4	43,2	18	294000	291000		0,32	1,89	1,04

## Продовження додатку 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
7618	90	190	64,0	50,0	67,51	4,0		25,4	49,0	14	360000	368000	1000	0,30	1,97	1,20
7620	100	215	73,0	61,5	77,5		1,5	27,5	53,0	15	451000	459000	1250	0,31	1,91	1,05
Середня серія діаметрів 3, серія ширин 0																
Кут $\alpha = 25...30^\circ$ / Розміри за ГОСТ 7260-70/																
27306	30	71	19	14	20,75	2,0		9,0	11,0	13	30000	21000	5000	0,71	0,833	0,40
27307	35	80	21	15	22,75	2,5	0,8	10,0	13,1		39400	29500	4000	0,79	0,76	0,42
27308	40	90	23	17	25,25			11,1	14,6	14	49400	37100	4000			
27310	50	110	27	19	29,25	3,0	1,0	13,7	17,2		69300	52400	3150	0,80	0,75	0,41
27311	55	120	29	21	31,50			16,0	18,5	15	72500	58900		0,81	0,74	0,50
27312	60	130	31	22	33,50				16,9	16	80500	62000	2500	0,75	0,86	0,44
27313	65	140	33	23	36,00	3,5	1,2	15,9	18,5		89000	71400	2000	0,75	0,80	0,44
27315	75	160	37	26	40,00			20,6	20,2	15	119000	95100		0,83	0,73	0,40
27317	85	180	44	30	44,40	4,0	1,5	19,8	25,2	17	145000	146000	1600	0,70	0,79	0,43
27320	100	215	51	37	56,50			25,6	30,0	16	238000	210000		0,71	0,94	0,46

Примітка. За рідкого мастила межева частота обертання кілець підшипників на 25% вища.

## Список литературы

1. Иванов М.Е., Павленко В.С. Выбор подшипников качения по статической и динамической грузоподъемности: Учеб. пособие для вузов, - Киев: Вища школа, 1980 - 80 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 543 с.
3. Перель Л.Я., Филатов Л.А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: - Справочник - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992 - 608 с.
4. Подшипники качения: Справочник - каталог /под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.
5. Спицын Н.А., Яхин Б.А., Перегудов В.Н., Забулонов И.М., Расчет и выбор подшипников качения. Справочник. - М.: Машиностроение. 1974. - 57 с.
6. ГОСТ 333-79. Подшипники роликовые конические однорядные. Основные размеры. - Введ. 01.01.80.
7. ГОСТ 8338-75. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры. - Введ. 01.07.76.
8. ГОСТ 8328-75. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры. - Введ. 01.01.76.
9. ГОСТ 5720-75. Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные. Типы и основные размеры. - Введ. 01.01.1977.
10. ГОСТ 831-75. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры. - Введ. 01.01.1977.
11. ГОСТ 18854-82. Подшипники качения. Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки. - Введ. 01.07.1982 .
12. ГОСТ 18855-82. Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечнос-

ти. - Введ. 01.01.1983.

13.ГОСТ 3189-89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений. - Введ. 01.01.1991.

14.ГОСТ 2.770-68. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики. - Введ. 01.01.71.



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ  
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Навчальне видання  
Володимир Сергійович ПАВЛЕНКО

ПІДШИТНИКИ КОЧЕННЯ

Навчальний посібник  
Вінниця ВДТУ 1996

Редактор Т.А.Ягельська

Тир. 50 екз.

---

ВДТУ, 286021, м.Вінниця, Хмельницьке шосе, 95

---