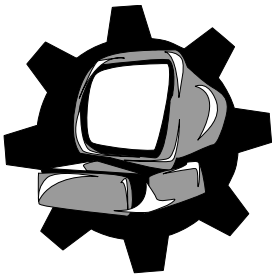


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Кафедра "ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН"

ДМ-Кпр-03

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З ДЕТАЛЕЙ МАШИН
Розділ 3
"ПРОЕКТУВАННЯ ВАЛІВ ТА ЇХ ОПОР НА ПІДШИПНИКАХ
КОЧЕННЯ"
для студентів напрямків
"Інженерна механіка" та "Машинобудування"

2011

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З ДЕТАЛЕЙ МАШИН
Розділ 3
"ПРОЕКТУВАННЯ ВАЛІВ ТА ЇХ ОПОР НА ПІДШИПНИКАХ
КОЧЕННЯ"
для студентів напрямків
"Інженерна механіка" та "Машинобудування"

Розглянуто на засіданні кафедри
"Основи проектування машин"
Протокол № 10 від 8.02. 2011 р.

Затверджено на засіданні Навчально-
методичної ради ДонНТУ
Протокол № 3 від 5.05. 2011 р.

2011

УДК 621.01 (071)

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 3. Проектування валів та їх опор на підшипниках кочення (для студентів напрямку "Інженерна механіка)/ Автори: В. П. Оніщенко, В. Г. Нечепасєв, В. П. Блескун, П. М. Матеко, .О. М. Гнисько, – Донецьк: ДонНТУ, 2011. - 106 с.

Наведено рекомендації, методики розрахунку, основні довідкові дані, які необхідні для проектування валів та їх опор на підшипниках кочення при виконанні розрахунково-графічних, самостійних робіт і курсового проекту по дисципліні "Деталі машин".

Автори:

В. П. Оніщенко, проф., д.т.н.

В. Г. Нечепасєв, проф., д.т.н.

В. П. Блескун, доц., к.т.н.

П. М. Матеко, доц.

О. М. Гнисько, доц., к.т.н.

Відповідальний за випуск

В.Г. Нечепасєв, д.т.н., проф., зав.
каф. "Основи проектування
машин"

© Донецький національний технічний університет, 2011 р.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП | 5 |
| 1. ОРІЄНТОВНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ВАЛІВ ТА ЕСКІЗНА КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА. | 6 |
| 1.1. Загальні зауваження. | 6 |
| 1.2. Орієнтовне визначення діаметрів посадкових повер- хонь валів | 7 |
| 1.3. Визначення лінійних розмірів вала і ескізне компо- нування редуктора | 8 |
| 1.4. Розробка розрахункової схеми вала редуктора. | 9 |
| 2. УТОЧНЕННЯ ДІАМЕТРА ВАЛА ТА ЙОГО КОНСТРУЮВАННЯ | 19 |
| 2.1. Визначення навантажень, що діють на вал | 19 |
| 2.2. Визначення напрямку дії сил | 23 |
| 2.3. Визначення внутрішнього крутного і внутрішнього згинального моментів у перерізах вала | 23 |
| 2.4. Вибір матеріалу для виготовлення валів | 26 |
| 2.5. Уточнення орієнтовно визначеного діаметра вала | 35 |
| 2.6. Конструювання валів | 36 |
| 2.7. Розрахунок шпонкових і шліцьових з'єднань | 43 |
| 3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА НА МІЦНІСТЬ. | 45 |
| 3.1 Розрахунок вала на опір втомі | 45 |
| 3.2 Розрахунок вала на статичну міцність | 51 |
| 3.3. Приклад перевірного розрахунку вала | 52 |
| 4. ОСТАТОЧНИЙ ВИБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ | 57 |
| 4.1 Розрахунок довговічності підшипника кочення | 57 |
| 4.2 Зведене навантаження на підшипник при постійному і змінному у часі зовнішньому навантаженню | 58 |
| 4.3. Визначення осьового навантаження на підшипники | 60 |
| 4.4. Приклад розрахунку підшипників кочення | 63 |
| 4.5. Змащення підшипників кочення | 65 |
| 4.6. Рекомендації до вибору ущільнювальних пристроїв | 67 |

| | |
|--|-----|
| 5. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ, ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ, ШПОНКОВИХ ТА ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ | 70 |
| 5.1. Розрахунок валів | 71 |
| 5.2. Розрахунок підшипників кочення | 73 |
| 5.3. Розрахунок шпонкових та зубчастих (шліцьових) . . . з'єднань | 75 |
| ВИСНОВКИ | 77 |
| ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ | 77 |
| Додаток А. Способи осьової фіксації і регулювання по- ложення підшипника в корпусі | 80 |
| Додаток Б1. Характеристики підшипників кулькових ра- діальних однорядкових, ДСТ 8338-75. | 81 |
| Додаток Б2. Характеристики підшипників роликкових ра- діальних сферичних дворядкових, ДСТ 5720-75 | 83 |
| Додаток Б3. Характеристики підшипників роликкових ра- діально-упорних конічних, ГОСТ 27365-87 | 84 |
| Додаток Б4. Характеристики підшипників радіальних з короткими циліндричними роликами, ДСТ 8328-75 | 87 |
| Додаток Б5. Характеристики підшипників кулькових ра- діально-упорних однорядкових, ДСТ 8328-75 | 90 |
| Додаток В. Розміри шпонок призматичних і пазів для них, ДСТ 23360-78 | 91 |
| Додаток Г. Розміри прямо бічних шліцьових з'єднань, ДСТ 1139-80 | 92 |
| Додаток Д. Гумові армовані манжети для валів, ДСТ 8752-79 | 93 |
| Додаток Ж. Приклад виконання робочого креслення ва- ла-шестірні | 106 |

ВСТУП

Деталі машин, які обертаються навколо своєї осі, встановлюються на валах, або осях, що забезпечує постійне положення осі обертання цих деталей.

Вали – це деталі, на яких, в свою чергу, розташовуються деталі обертального руху – зубчасті колеса, шківни, зірочки, пів муфти і т. інше. Вали передають обертальний момент від одної деталі до другої вздовж своєї осі, а також підтримують ці деталі, забезпечуючи їх нерухомість відносно вала. На відміну від валів осі не передають обертальний момент, а тільки підтримують деталі, які на них розташовані.

Вали та осі найчастіше встановлюються у корпус редуктора на підшипниках кочення, що забезпечує можливість обертання валів відносно нерухомого корпусу редуктора, а також підвищує значення коефіцієнта корисної дії машини. При цьому вісь обертання вала зостається нерухомою відносно корпусу редуктора.

В редукторах машин найчастіше вживаються прямі вали циліндричної форми. Вали відносяться до найбільш відповідальних деталей, оскільки коли ламається вал – не тільки редуктор, але і уся машина виходить з ладу.

Основним розрахунковим навантаженням вала є обертовий момент та поперечні сили, які викликають відповідно кручення та згинання вала. Вплив стискаючих сил, або сил, що розтягують вал, дуже малий і, як правило, не враховується.

Розрахунок осей є частковим випадком розрахунку валів при нульовому значенні обертового моменту.

Розрахунок валів виконується після розробки конструкції деталей, які встановлюються на валах. Оскільки об'єктом курсового проекту по деталям машин є багатоступінчастий редуктор, то на валах монтуються такі деталі передач: колеса циліндричної і конічної зубчастих передач, колеса та черв'яки черв'ячних передач, зірочки ланцюгових передач, шківни пасових передач, деталі муфт, що з'єднують вали редуктора з двигуном або робочим органом, а також допоміжні елементи.

Вихідними даними для розрахунку є:

- номінальні обертальні моменти на валах;
- частоти обертання валів;

- ділильні діаметри зубчастих і черв'ячних коліс, що змонтовані на валах;
- сили, що виникають у зачепленнях та на хвостовиках валів;
- діаметри валів у місці посадки зубчастих коліс, що були визначені під час проектування зубчастих передач;
- довжини маточин та зубчастих вінців, що були визначені під час проектування зубчастих передач.

Послідовність розрахунку вала полягає у наступному:

- визначення орієнтовного значення діаметра вала з метою встановлення його довжини та розподілу поперечного навантаження, для чого виконується ескізна компоновка редуктора;
- проектний розрахунок вала та уточнення його конструкції;
- перевірочний розрахунок вала на втомну міцність або на статичну міцність по максимальним перевантаженням.

Конструювання валів, вибір і перевірочний розрахунок підшипників опор доцільно проводити паралельно, оскільки вихідні дані, отримані при проектуванні передач є спільними для проектування валів та опор. Слід підкреслити, що прийняті рішення по конструюванню вала та підшипникового вузла пов'язані одне з одним і використовуються, уточнюються під час проектування як вала, так і підшипникових опор.

Результатом виконання етапу є виконання складального креслення вузла - вала в зборі; робочих креслень деталей, вказаних викладачем; остаточний вибір стандартизованих деталей машин (шпонок, шліців, підшипників кочення). На підставі проведених розрахунків і розробленої компоновочної схеми редуктора виконується складальне креслення загального виду редуктора.

1. ОРІЄНТОВНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ВАЛІВ ТА ЕСКІЗНА КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

1.1. Загальні зауваження

Щоб сконструювати вал, необхідно визначити усі осьові (лінійні) розміри вала. Для цього необхідно виконати компоновку редуктора, що є обов'язковим етапом виконання курсового проекту, особливо при проектуванні двох - та трьохступінчастих редукторів.

При ескізному конструюванні редуктора вирішуються наступні питання:

- визначається відносне розташування деталей у редукторі, насамперед відстань між опорами валів і положення зубчастих коліс щодо цих опор;

- на підставі наближених розрахунків визначається конструктивна форма валів, корпуса та інших деталей без з'ясування подробиць їхньої конструкції;
- вибирається спосіб змащення передач і підшипників.

Компонування рекомендується виконувати на міліметровому папері в масштабі 1:1, 1:2, якщо це дозволяють розміри редуктора (це дозволить легше скласти уявлення про розміри редуктора).

1.2. Орієнтовне визначення діаметрів посадкових поверхонь валів

Діаметри валів у місцях посадки зубчастих і черв'ячних коліс орієнтовно визначені при розрахунку зубчастих коліс.

У випадку, коли діаметри вала під зубчастими (черв'ячними) колесами є невідомими орієнтовно їх можна визначити з розрахунку тільки на кручення. При цьому, з метою врахування деформації згинання, занижуються значення допустимих напружень на кручення

$$d_g = 3 \sqrt{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}}, \text{ мм} \quad (1.1)$$

де $T_{кр}$ – обертовий момент, що діє на валу, $H \cdot м$;

$[\tau]_{кр}$ – занижене значення допустимих дотичних напружень кручення, $МПа$. Для валів зі сталей Ст5; Ст6; 35; 40; 45 приймають: при визначенні діаметра вихідного кінця $[\tau]_{кр} = 20...25 МПа$; при визначенні діаметра проміжного вала $[\tau]_{кр} = 10...20 МПа$.

Отримане значення діаметра вала приймається рівним найближчому більшому значенню з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Нормальні лінійні розміри (ДСТ 6636-69)

| |
|---|
| 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100 |
| Наведений ряд розмірів можна розширити, застосовуючи множники 0,1 і 10 |

Діаметри шипів валів можна приймати

$$d_{ш} = (0,8...0,95) \cdot d_g,$$

де d_g - діаметр вала під зубчастим або черв'ячним колесами.

Отриманий розмір діаметра шипа округляють у відповідності зі стандартизованим діаметром внутрішнього кільця підшипника ко-

чення: 10, 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 130...мм.

Діаметри вхідних кінців швидкохідного d_{MB} і тихохідного d_{MT} валів призначають

$$d_M = (0,85..0,95)d_{ш}, \quad (1.2)$$

з наступним округленням отриманих діаметрів до стандартного значення за ГОСТ 6636-69. Діаметр вихідного кінця швидкохідного вала d_{MB} погоджують з діаметром вала електродвигуна d_9

$$d_{MB} = (0,8...1,2)d_9. \quad (1.3)$$

При великій різниці діаметрів вихідного кінця швидкохідного вала та електродвигуна важко підібрати муфту. Тому доцільно діаметр вхідного вала редуктора збільшити у порівнянні з розрахунковим значенням у 1,3...1,5 рази.

При наявності між електродвигуном і редуктором пасової чи ланцюгової передачі, враховується вплив сили з боку цих передач шляхом збільшення діаметра хвостовика вала на 15...20%. Після цього коригують діаметри шипа і вала під шестірнею та остаточно приймають конструкцію вала (вала-шестірні).

1.3. Визначення лінійних розмірів вала і ескізне компоновання редуктора

Для виконання компоновки також необхідно знати розміри окремих елементів корпусу редуктора, зазори між окремими деталями, розміри деяких стандартних деталей.

Товщина стінки корпусу редуктора (мм):

- одноступеневого (не менш 7 мм) $\delta = 0,025 \cdot a_w + 1$;
- двоступеневого (не менш 8 мм) $\delta = 0,025 \cdot a_{wm} + 3$;
- триступеневого (не менш 8 мм) $\delta = 0,025 \cdot a_{wm} + 5$,

де a_w - міжосьова відстань, мм;

a_{wm} - міжосьова відстань тихохідного ступеню, мм.

По визначеному раніше діаметру шипа $d_{ш}$ орієнтовно визначається ширина підшипника

$$b_n = (0,4...0,5)d_{ш} \quad (1.4)$$

Отримане значення b_n погоджується з табл. 1, після чого схематично зображують підшипник на листі ескізної компоновки.

Відстань від торця підшипника кочення до стінки корпусу редуктора:

- при рідкому мастилі підшипника з ванни редуктора: $c = 0,1\delta$;
- при консистентному (густому) мастилі в підшипниках: $c = (0,4...0,6)\delta$.

Зазор між внутрішніми стінками корпусу і поверхнями обертових деталей

$$a = (1,0...1,2)\delta. \quad (1.5)$$

Мінімальний зазор між поверхнями обертових деталей, що допускається

$$\Delta \geq 0,4\delta. \quad (1.6)$$

Зазор між торцевими поверхнями зубчастих та черв'ячних коліс

$$e = (0,4...0,6)\delta. \quad (1.7)$$

Ширина фланця для кріплення кришки до корпусу редуктора

$$K = (4...5)\delta. \quad (1.8)$$

Відстань між торцями валів співвісних редукторів (рис. 1.5)

$$\delta_m = (0,7...1,0)\delta. \quad (1.9)$$

Приклади ескізного компоунування представлені на рис. 1.2...1.9. Ескізне компоунування простих за компоункою редукторів обмежуються однією проекцією (рис. 1.2...1.7), для більш складних (наприклад, черв'ячно-циліндричних) компоунування містить дві проекції (рис. 1.8, 1.9), тому що тільки в цьому випадку можна визначити відстань між віссю черв'ячної та наступної зубчастої передачі.

1.4. Розробка розрахункової схеми вала редуктора

При складанні розрахункової схеми вал розглядається як балка, що лежить на шарнірних опорах і піддана згину і крученню від дії зовнішніх навантажень. Використовують три основних типи опор: шарнірно-нерухома, шарнірно-рухома, жорстка (защемлення). Жорстка опора зустрічається іноді в опорах нерухомих осей. Для обертових осей і валів защемлення не допускається.

Розрахункові навантаження, визначені по довжині зубів зубчастих коліс, пальців пружних муфт, уздовж шпонок, зубців шліцьових валів замінюють зосередженими силами, прикладеними посередині довжини елементів, що передають сили, моменти.

Після виконання ескізного компоновання визначаються розрахункові довжини окремих ділянок вала. Ці довжини можуть бути визначені:

- безпосереднім виміром відповідних розмірів (з урахуванням масштабу зображення);
 - розрахунком по складових елементах розрахункових довжин.
- Відстань між опорами вала черв'яка (рис.1.8, рис.1.9)

$$l_1 = (0,8...1,0) d_{a2}, \quad (1.10)$$

де d_{a2} – діаметр кола виступів черв'ячного колеса.

Відстань між опорами швидкохідного вхідного вала кінчної передачі (рис.1.2, рис.1.4) можна визначити по діаметру цього вала

$$l_1 = (2,5...3,0) d_{e1}. \quad (1.11)$$

Для визначення довжин хвостовиків валів (вхідного і вихідного) можна попередньо вибрати стандартизовані муфти, узявши із довідників параметр l_m – довжину посадкової поверхні пів муфти.

На схемах приводів, у яких на хвостовиках встановлено шків пасової передачі або зірочка ланцюгової передачі, довжину хвостовика визначається попередньо

$$l_{xв} = (1,2...1,8) d_{xв}. \quad (1.12)$$

Для проміжного вала на рис. 1.1 відстані між площинами дії поперечних сил дорівнюють

$$\begin{aligned} L_1 &= 0,5b_{n2} + c + a + 0,5b_3; \\ L_2 &= 0,5(b_3 + l_{cm2}) + e; \\ L_3 &= 0,5b_{n2} + a + c + 0,5l_{cm2}. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Приклад розрахункової схеми вала представлено на рис. 1.1.

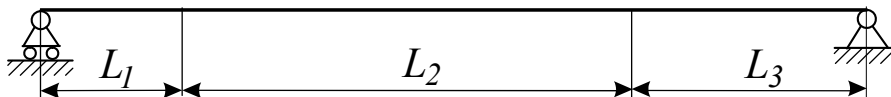


Рисунок 1.1 – Приклад розрахункової схеми вала

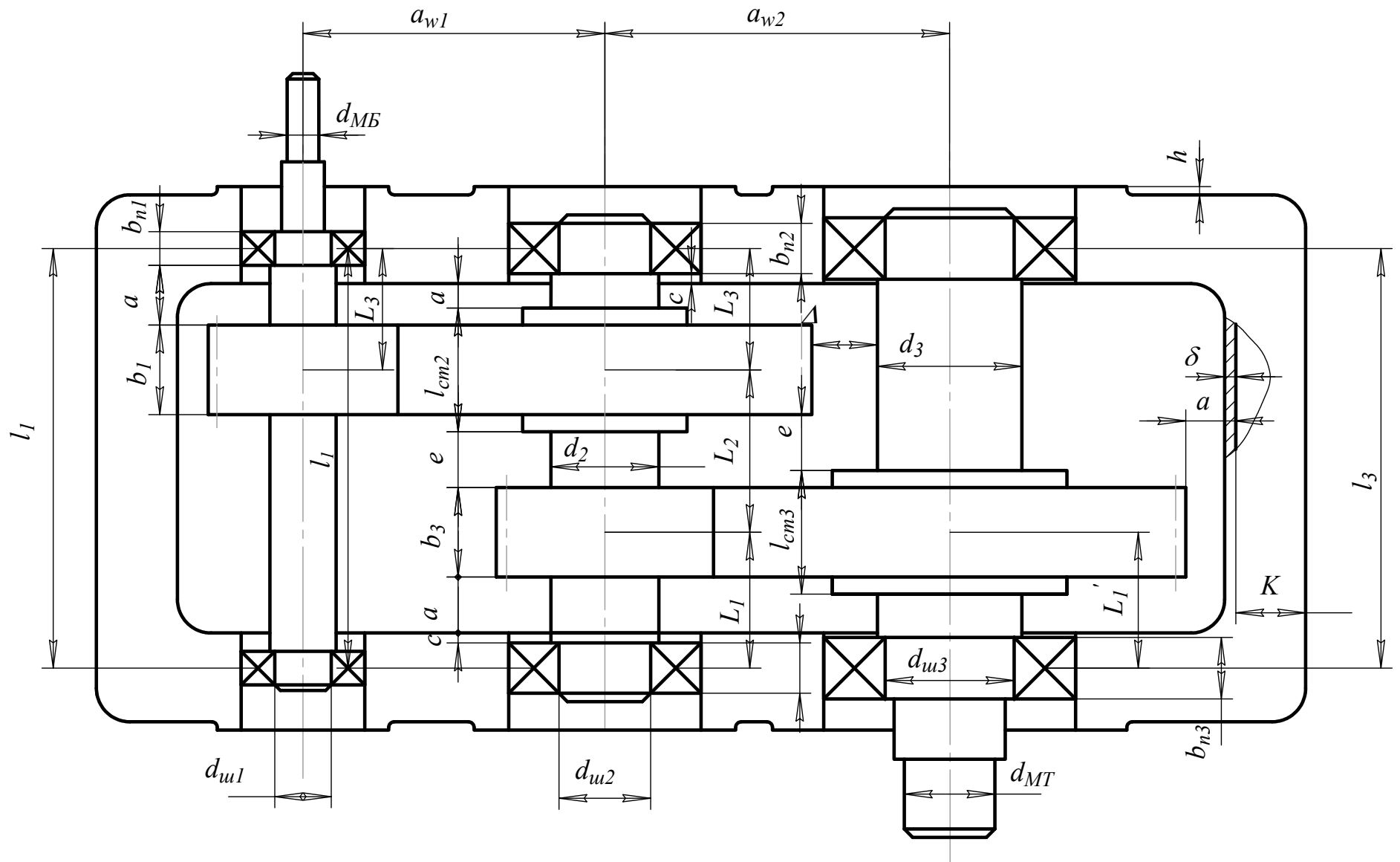


Рисунок 1.2 Ескізне компонування двоступеневого циліндричного редуктора

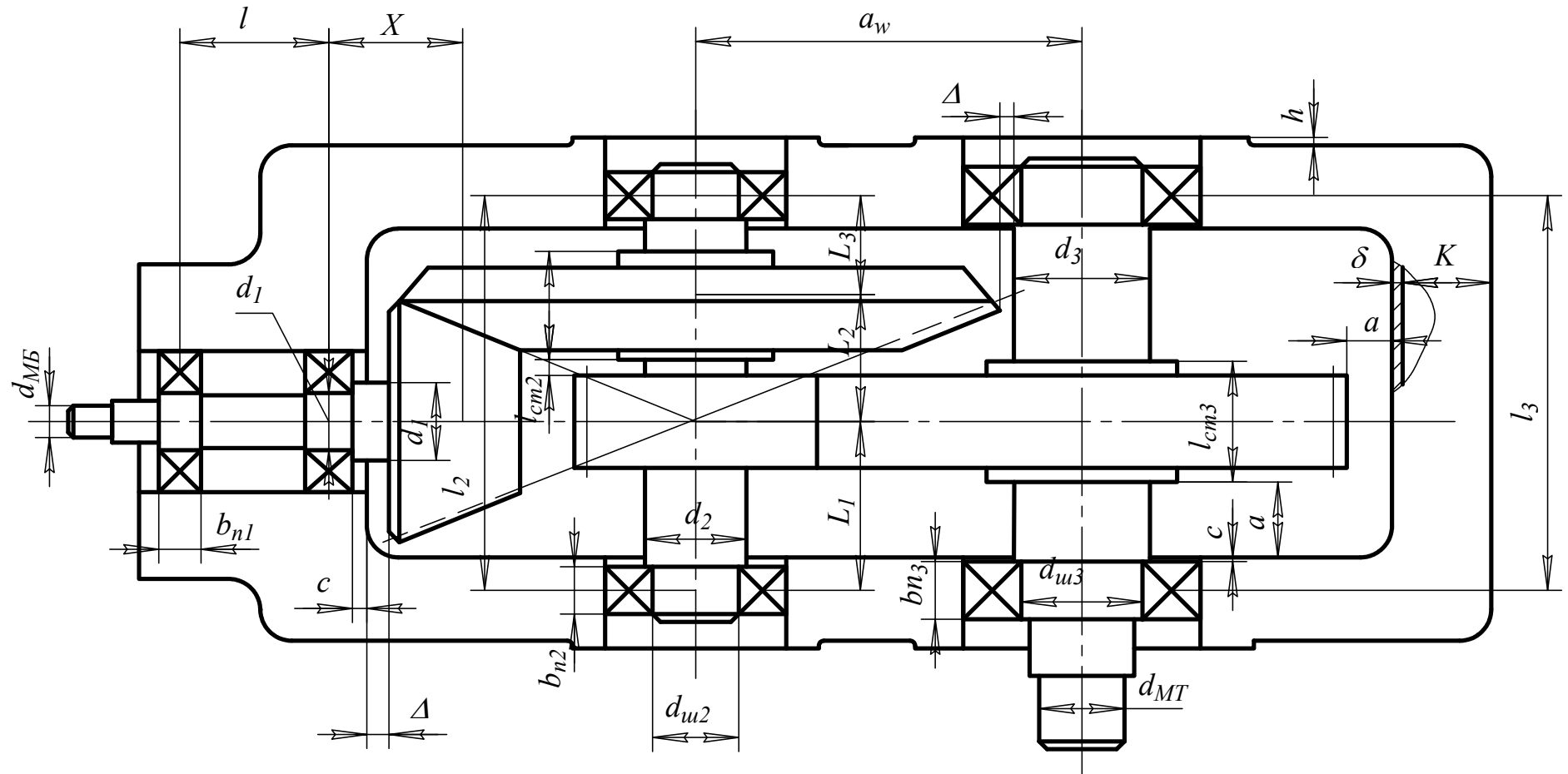


Рисунок 1.3 Ескізне компоунвання двохступеневого конічно-циліндричного редуктора

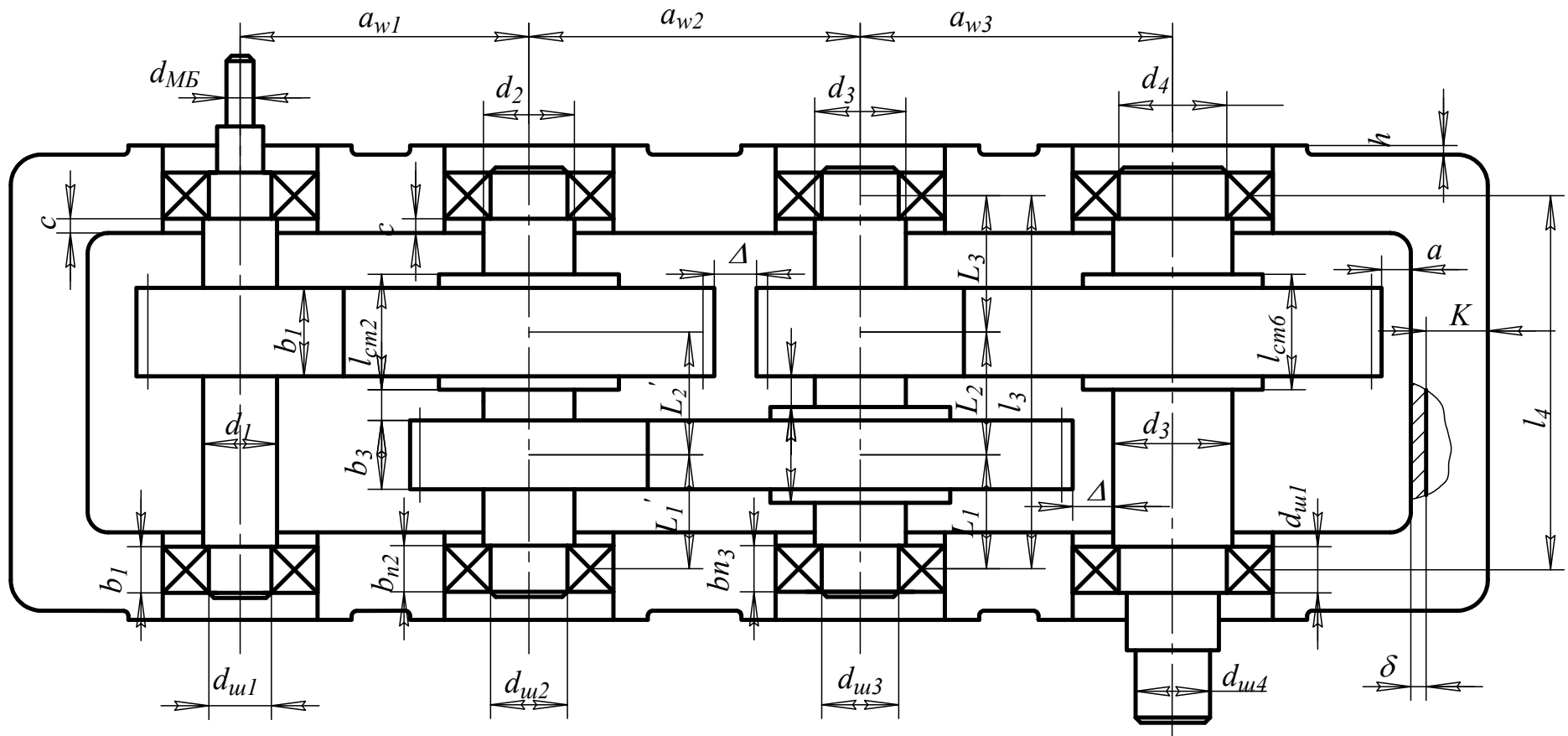


Рисунок 1.4 Ескізне компоунвання трьохступеневого циліндричного редуктора

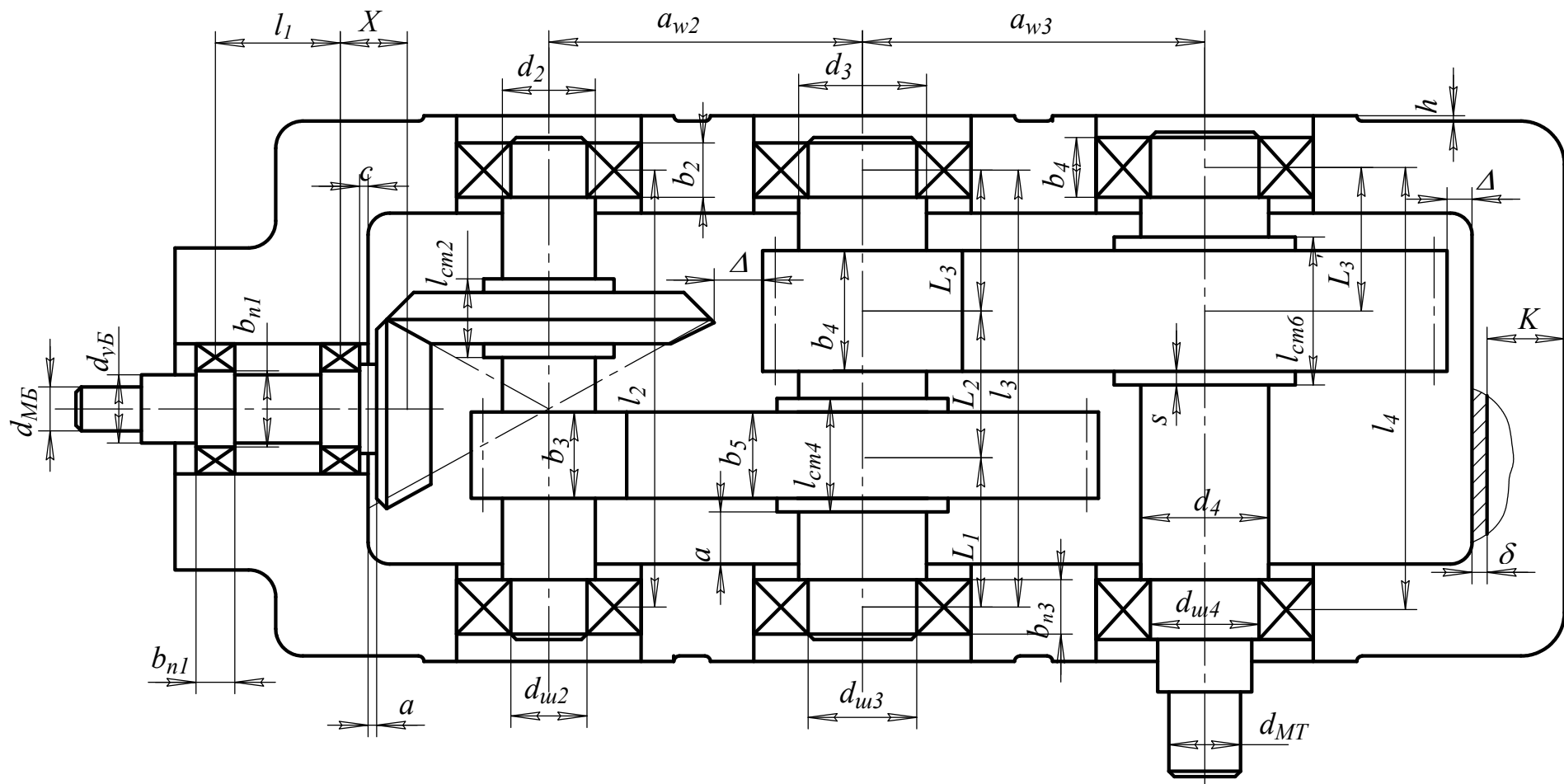


Рисунок 1.5 Ескізне компонування триступеневого конічно-циліндричного редуктора

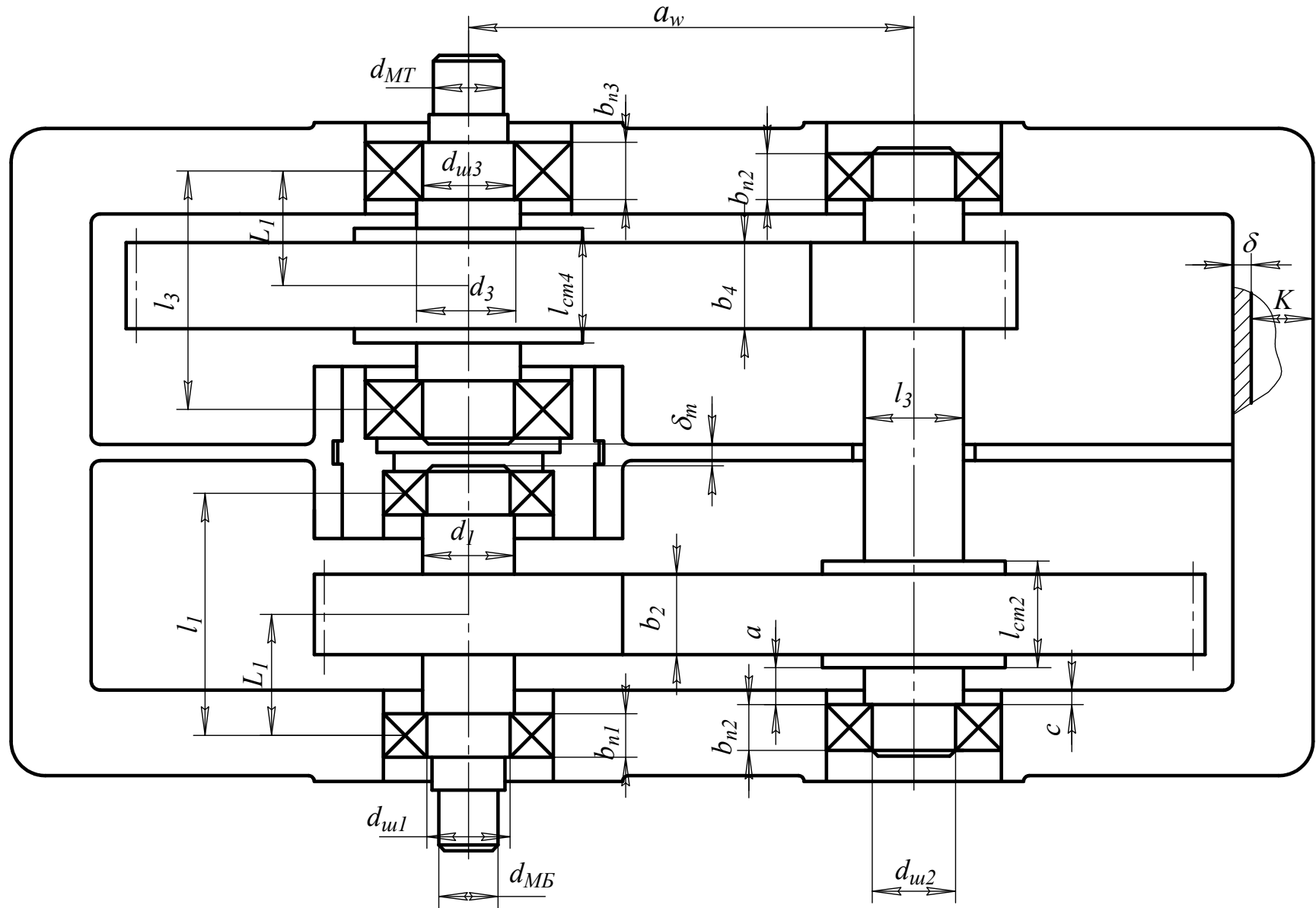


Рисунок 1.6 Ескізне компонування двоступеневого циліндричного редуктора з вісьми вхідного та вихідного валів, що співпадають

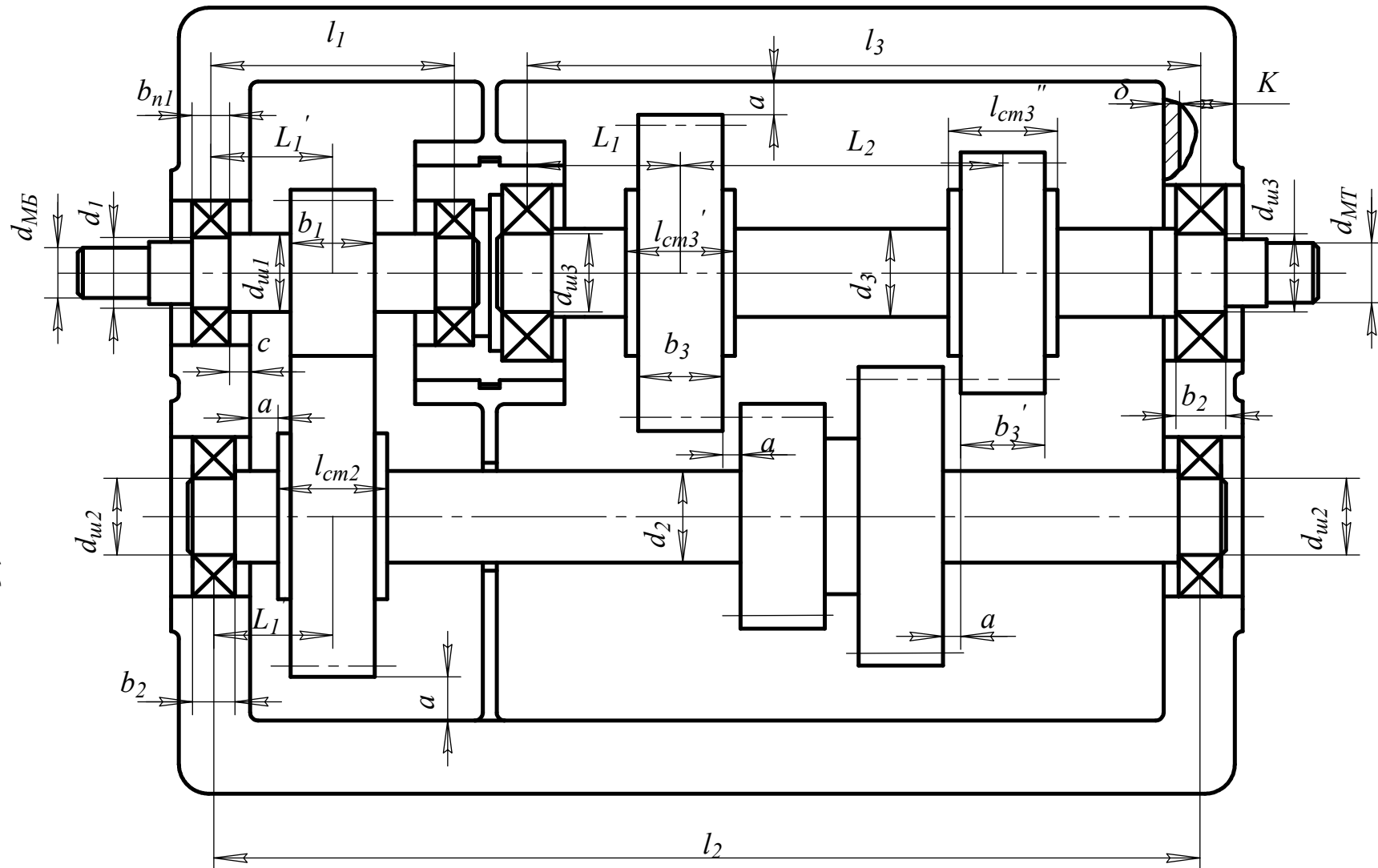


Рисунок 1.7 Ескізне компонування двохшвидкісної коробки швидкостей

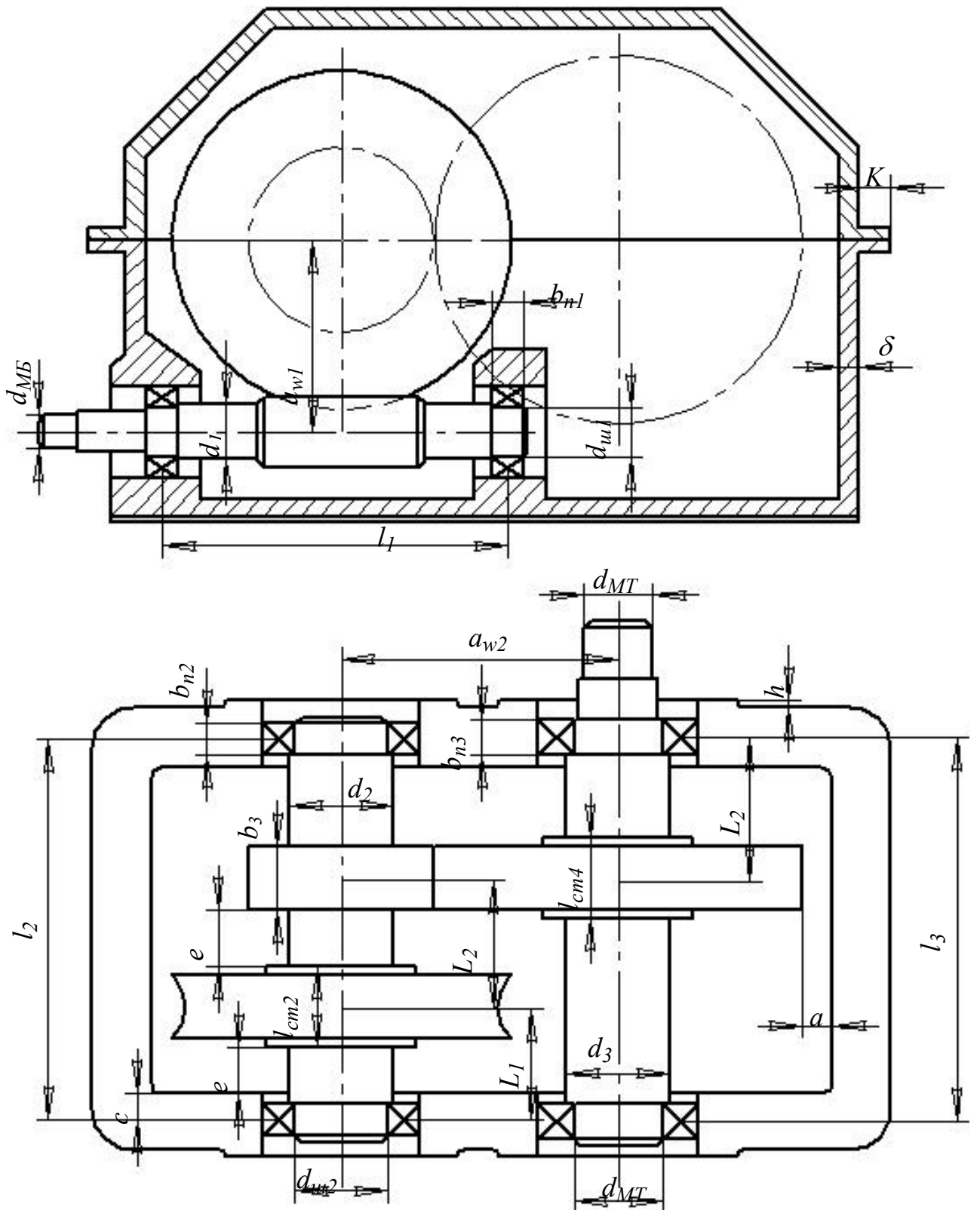


Рисунок 1.8 Ескізне компоновання черв'ячно-циліндричного двоступеневого редуктора з нижнім розташуванням черв'яка

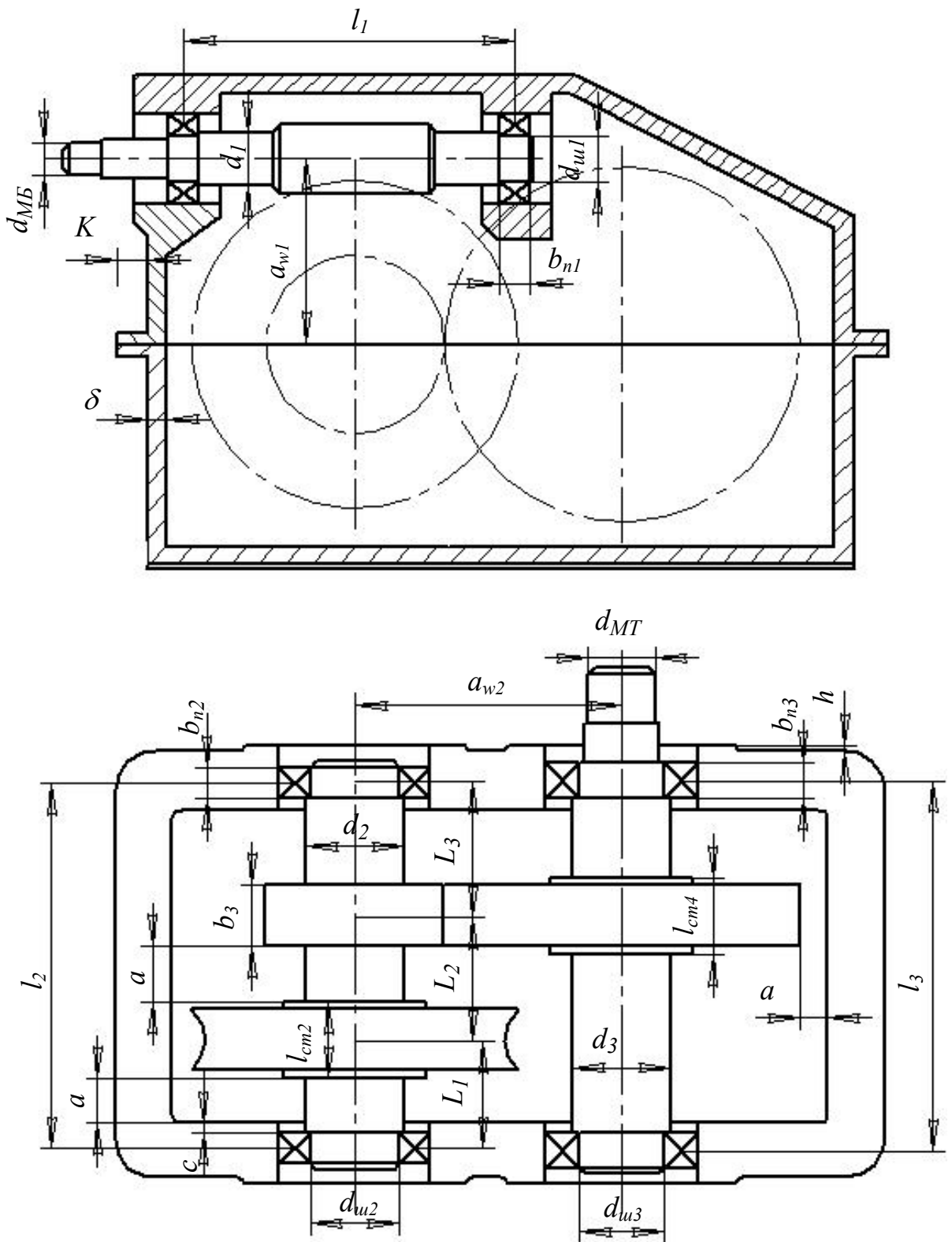


Рисунок 1.9 Ескізне компонування черв'ячно-циліндричного двоступеневого редуктора з верхнім розташуванням черв'яка

2. УТОЧНЕННЯ ДІАМЕТРА ВАЛА ТА ЙОГО КОНСТРУЮВАННЯ

Для проектного розрахунку вала необхідно до розробленої розрахункової схеми додати поперечні сили (моменти), визначити внутрішні силові фактори у вигляді епюр внутрішніх згинальних та крутних моментів.

2.1. Визначення навантажень, що діють на вал

Основними навантаженнями, що діють на вали редукторів, є зусилля в зубчастих і черв'ячних зачепленнях, натяги гілок паса або ланцюга відповідних передач, а також обертові моменти. Власну вагу вала і закріплених на ньому деталей у більшості випадків не враховують.

Прямозуба зубчаста передача (рис. 2.1).

Колова сила

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{T_1}{0,5 d_{w1}} 10^3 \text{ [H]}, \quad (2.1)$$

де T_1 – обертовий момент на шестірні, $H \cdot м$;
 d_{w1} – діаметр ділительного кола шестірні, $мм$.

Радіальна сила

$$F_r = F_t \tan \alpha \text{ [H]}, \quad (2.2)$$

де α - кут зачеплення (для передач без зміщення вихідного контуру $\alpha = 20^\circ$).

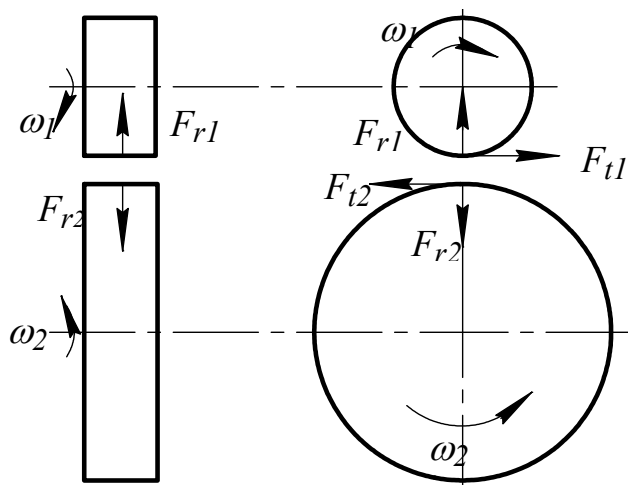


Рисунок 2.1 Сили у циліндричній прямозубій передачі

Косозуба і шевронна циліндричні передачі (рис. 2.2).

Колова сила

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}}$$

Радіальна сила

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta},$$

Осьова сила

$$F_a = F_t \tan \beta,$$

де β - кут нахилу зубців.

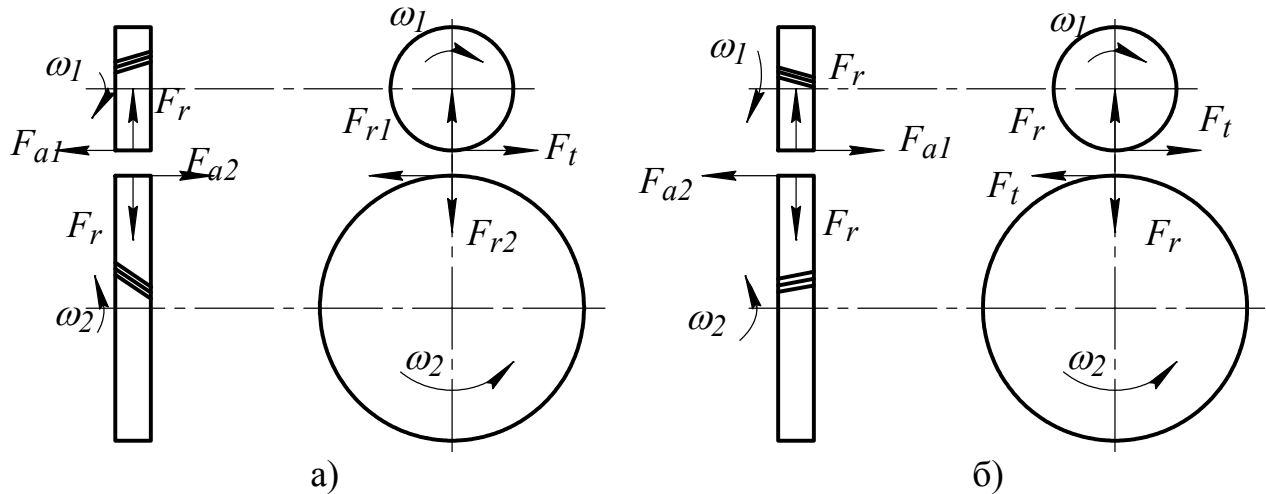


Рисунок 2.2 Сили у циліндричній косозубій передачі при правому а) та лівому б) напрямку зубців

У звичайних шевронних передачах осьові сили напівшевронів взаємно компенсуються і у розрахунок не вводяться.

Шевронна передача з рознесеними напівшевронами розглядається як дві паралельно працюючі косозубі передачі, при цьому для розрахунку діючих у кожному напівшевроні сил приймається половина переданого даним валом обертового моменту (при наявності "плаваючого" вала).

Конічна прямозуба передача (рис. 2.3)

Колова сила

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{m1}},$$

де d_{m1} – середній діаметр ділильного кола шестірні, мм.

Радіальна сила, що діє на шестірню $F_{r1} = F_t \tan \alpha \cos \delta_1,$

де: δ_1 – кут ділильного конусу шестірні: $\delta_1 = \arctan(u)$, u – передачне число конічної передачі.

Радіальна сила, що діє на колесо

$$F_{r2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_2$$

де: δ_2 – кут ділильного конусу колеса: $\delta_2 = \arctan(u) = 90^\circ - \delta_1$.

Осьові сили:

на шестірні: $F_{a1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_2 = F_t \tan \alpha \sin \delta_1$

на колесі: $F_{a2} = F_{r1} = F_t \tan \alpha \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha \sin \delta_2$

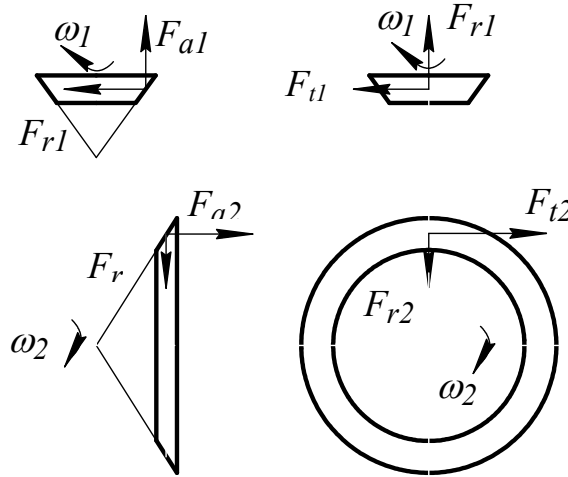


Рисунок 2.3 Сили у конічній передачі

Черв'ячна передача (рис. 2.4).

Колова сила, що діє на черв'як $F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}}$.

Колова сила, що діє на колесо $F_{t2} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}}$.

Радіальна сила на черв'яку і колесі $F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_s$,

де α_s – кут зачеплення у торцевому перерізі зубців без зсуву вихідного контуру передачі.

Осьова сила на черв'яку $F_{a1} = F_{t2}$.

Осьова сила на колесі $F_{a2} = F_{t1}$.

Муфти. При розрахунку валів необхідно враховувати дію сил, що виникають у сполучних муфтах унаслідок перекосу або не співвісності валів, а також при нерівномірному розподілі обертового моменту між пальцями втулково-пальцевої чи зубцями зубчастої муфти. Експериментальні дослідження довели, що для розповсюджених конструкцій компенсуючих муфт, при звичайних значеннях

не співвісності і похибках виготовлення приблизне значення радіальної сили F_{rM} визначається за формулами

$$F_{rM} = (0,2 \dots 0,4) P_{tM}$$

$$P_{tM} = \frac{T \cdot 10^3}{0,5 d_M}, \quad (2.3)$$

де d_M – діаметр ділительного кола зубчастої муфти або кола розташування центрів пальців пружної втулково-пальцевої муфти, мм;

T – обертовий момент на валу муфти, Нм;

P_t – колова сила на муфті.

Орієнтовно, до вибору муфти колову силу можна визначити, прийнявши ділительний діаметр як подвійний діаметр хвостовика під зубчасту пів муфту $d_M = 2 d_{xв}$.

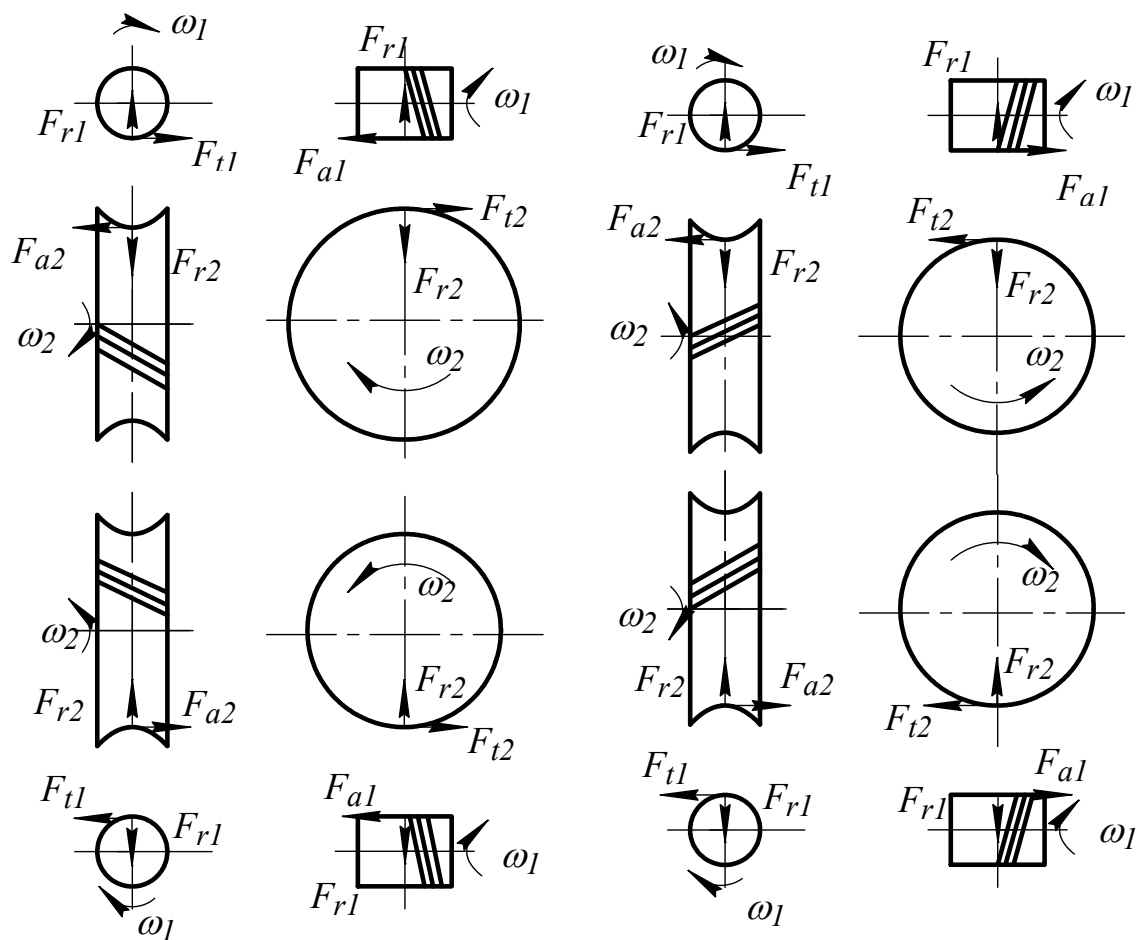


Рисунок 2.4 Сили в черв'ячній передачі

2.2 Визначення напрямку дії сил

Колова сила лежить на дотичній до ділильного кола і спрямована протилежно до напрямку обертання на ведучому елементі передачі (шестірні, черв'яку), а на веденому елементі (колесі) – по обертанню. *Радіальна* сила завжди спрямована від місця прикладення до осі вала по радіусу.

Осьова сила в косозубій циліндричній передачі діє паралельно осі вала у напрямку, що залежить від напрямку обертання і напрямку нахилу лінії зубців. На рис. 4.2 показані схеми сил у косозубій передачі при лівому (а) і правому (б) напрямку зубців шестірні. *Осьова* сила в прямозубій конічній передачі діє паралельно осі вала в напрямку підстави конуса шестірні або колеса.

На рис. 4.4 показані схеми сил черв'ячної передачі при верхньому (а і б) і нижньому (в и г) розташуванні черв'яка, а також при правому (а і в) і лівому (б и г) напрямку витків черв'яка.

Напрямок радіальної сили в сполучній муфті залежить від причини, що її обумовила: при не співвісності або перекосі валів ця сила має постійний напрямок, а при нерівномірному розподілі обертового моменту між зубцями або пальцями муфти ця сила обертається разом з муфтою. Визначити напрямок і величину радіальної сили в муфті можна експериментальним шляхом, що не завжди легко. Тому в розрахунках враховують такий напрямок цієї сили, який у сполученні з іншими навантаженнями створює найбільш несприятливі умови роботи вала або підшипника.

2.3. Визначення внутрішнього крутного і внутрішнього згинального моментів у перерізах вала

Відповідно до розрахункової схеми вала необхідно його навантажити у двох взаємно перпендикулярних площинах (найчастіше в горизонтальній і вертикальній). Типові випадки навантаження валів приведено на рисунках 2.6а – 2.11а.

Визначення реакцій в опорах. Вал замінюється розрахунковою схемою у вигляді балки на двох шарнірних опорах (наприклад А и В), що є статично визначеною, оскільки кількість реакцій (R_A та R_B) не перевищує кількість рівнянь рівноваги статички (два).

Відповідно до розрахункової схеми складаються два рівняння статичної рівноваги, що дозволяють визначити реакції у вертикальній V і горизонтальній H площинах. Доцільно визначати реакції

опор з рівнянь рівноваги у формі суми моментів сил щодо точок розташування реакцій. У цьому випадку обидва отриманих рівняння незалежні

$$\begin{aligned}\sum M_A(F_i) = 0 &\Rightarrow R_{BH}, R_{BV}, \\ \sum M_B(F_i) = 0 &\Rightarrow R_{AH}, R_{AV}.\end{aligned}\quad (2.4)$$

Перевірка коректності визначення реакцій опор **обов'язкова** і виконується по складених рівняннях рівноваги балки у формі проєкцій сил на вертикальну та горизонтальну вісі

$$\begin{aligned}\sum F_{Vi} &= 0, \\ \sum F_{Hi} &= 0.\end{aligned}\quad (2.5)$$

Для контролю отриманих значень реакцій можна використати формули, наведені у табл. 2.1.

Визначення внутрішнього згинального моменту M_{32} . Момент M_{32} визначається за допомогою методу поперечних перерізів. Визначення моменту M_{32} слушно розглянути на прикладі розрахункової схеми вала, навантаженого, для спрощення задачі, однією силою (рис. 2.5). Послідовність визначення M_{32} є наступною.

1) Балка розподіляється на окремі частини, в границях яких зовнішнє навантаження не змінюється. На рис. 2.5 таких частин дві – одна довжиною L_1 , а друга довжиною L_2 .

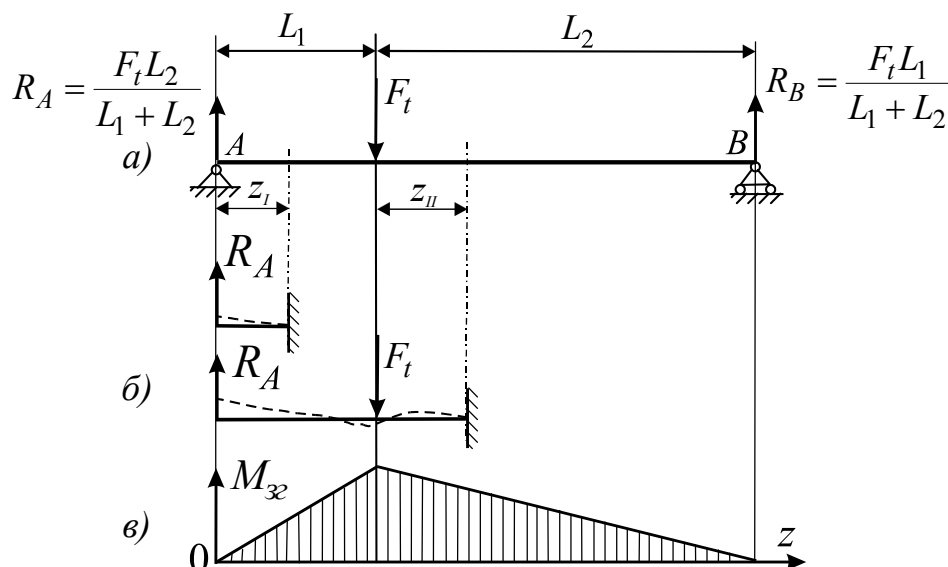


Рисунок 2.5 – Приклад визначення внутрішнього згинального моменту M_{32} : а) розрахункова схема вала; б) схема визначення M_{32} ; в) епюра M_{32}

2) Від балки відрізається відповідна частина довжиною $0 \leq z_I \leq L_1$ і умовно фіксується (рис. 2.5б), після чого записується умова рівноваги відрізаної частини балки. Звідки витікає, що внутрішній згинальний момент дорівнює сумі моментів зовнішніх навантажень (сил або моментів) відносно зафіксованого перерізу

$$M_{z_I} = \Sigma M_i. \quad (2.6)$$

Момент M_i є позитивним, коли зовнішнє навантаження вигинає балку опуклістю униз, у протилежному випадку цей момент є від'ємним. В границях першої частини балки рівняння згинального моменту має вигляд

$$M_{z_I} = R_A z_I,$$

що відповідає рівнянню прямої лінії. За результатами підставлення у це рівняння границь першої частини балки ($0 \leq z_I \leq L_1$) будується епюра згинального моменту – графічне зображення рівняння моменту M_{z_I} (рис. 2.5в).

3) По закінченню аналізу першої частини балки відрізнена частина повертається на своє місце і балка знову стає цілою, після чого балка знову розрізається в границях другої частини ($0 \leq z_{II} \leq L_2$) і відрізнена частина своїм перерізом фіксується. В границях другої частини балки рівняння згинального моменту має вигляд

$$M_{z_{II}} = R_A(L_1 + z_{II}) - F_t z_{II},$$

що також відповідає рівнянню прямої лінії. За результатами підставлення у це рівняння границь другої частини балки ($0 \leq z_{II} \leq L_2$) будується епюра згинального моменту $M_{z_{II}}$ (рис. 2.5в).

В той самий спосіб будуються епюри внутрішніх згинальних моментів для навантаження вала у вертикальній $M_{z_2}^V$ і горизонтальній $M_{z_2}^H$ площинах (рис. 2.6б,в ... 2.11б,в).

З метою врахування одночасного впливу на міцність вала моментів $M_{z_2}^V$ і $M_{z_2}^H$ визначається результуючий згинальний момент, значення якого умовно відображається на відповідній епюрі в одній площині

$$M_{z_2} = \sqrt{\left(M_{z_2}^V\right)^2 + \left(M_{z_2}^H\right)^2}. \quad (2.6)$$

На рис. 4.6г ... 4.11г наведені приклади епюр внутрішнього результуючого згинального моменту для різних схем навантаження вала.

Визначення внутрішнього крутного моменту $M_{кр}$. Момент $M_{кр}$ також визначається за допомогою методу поперечних перерізів – від балки (вала) відрізується частина і умовно фіксується. Тоді внутрішній крутний момент буде дорівнювати сумі зовнішніх обертових моментів

$$M_{кр} = \Sigma T_l. \quad (2.7)$$

Слід відмітити, що найчастіше на відрізану частину вала діє тільки один обертовий момент, тобто $M_{кр} = T$ (рис. 2.6д, 2.7д, 2.8д, 2.10д). Винятком є вали шевронних передач з розподіленим ступенем (рис. 2.9, 2.11д).

Визначення зведеного внутрішнього згинального моменту $M_{зв}$. Момент $M_{зв}$ є умовним згинаючим моментом, який замінює одночасну дію моментів $M_{зг}$ і $M_{кр}$

$$M_{зв} = \sqrt{M_{зг}^2 + (0,75M_{кр})^2} \quad (2.8)$$

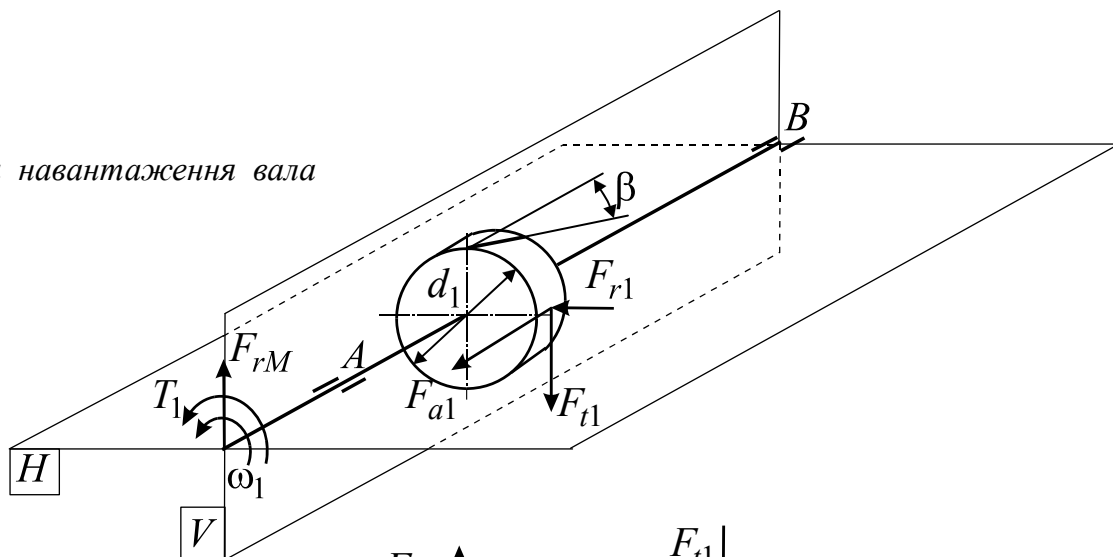
На рис. 2.6е ... 2.11е наведені приклади епюр внутрішнього результуючого згинального моменту для різних схем навантаження вала.

2.4. Вибір матеріалу для виготовлення валів

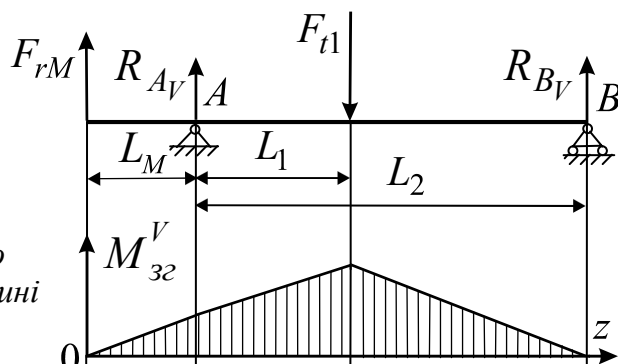
Для виготовлення валів і осей використовуються найчастіше вуглецеві і леговані сталі, головним чином у вигляді прокату і поковок. З вуглецевих сталей застосовують переважно сталі якісні марок 35, 40, 45 і 50 (ДСТ 1050-88); частіше їх піддають поліпшенню.

Леговані сталі використовуються при необхідності обмежувати вагу і габарити редуктора або підвищити зносостійкість шліцьових з'єднань; їхнє застосування може бути виправдане також конструкційними особливостями (міцність зубців шестірні, що нарізані безпосередньо на валу, особливі вимоги до якості поверхневого шару на окремих ділянках вала). Характеристики інших сталей, до яких застосовано методи поверхневого зміцнення, наведені в [11].

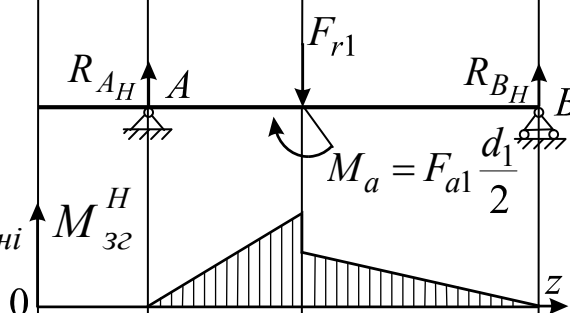
а) Схема навантаження вала



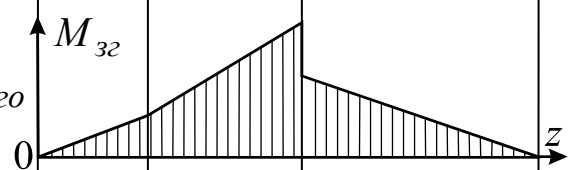
б) Епюра внутрішнього згинального моменту у вертикальній площині



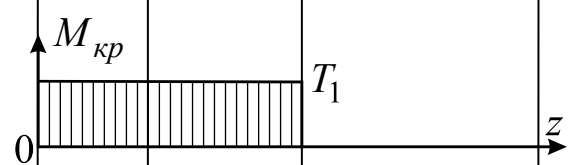
в) Епюра внутрішнього згинального моменту у горизонтальній площині



г) Епюра внутрішнього результуючого згинального моменту



д) Епюра внутрішнього крутного моменту



е) Епюра зведеного розрахункового моменту

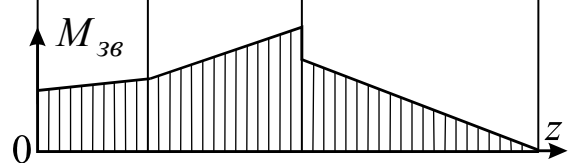


Рисунок 2.6 – Визначення внутрішніх силових факторів, які діють у поперечних перерізах першого вала циліндричного редуктора

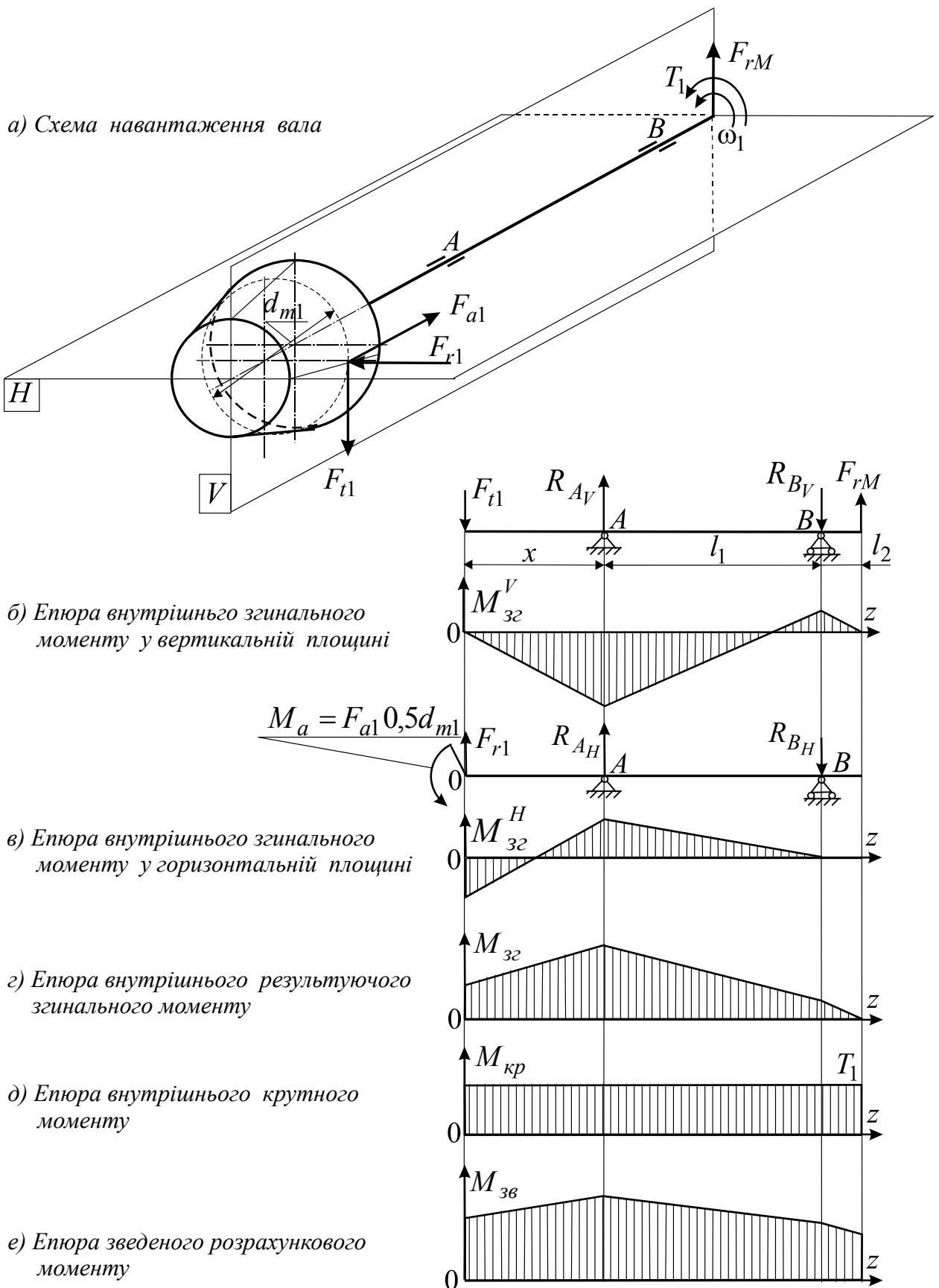
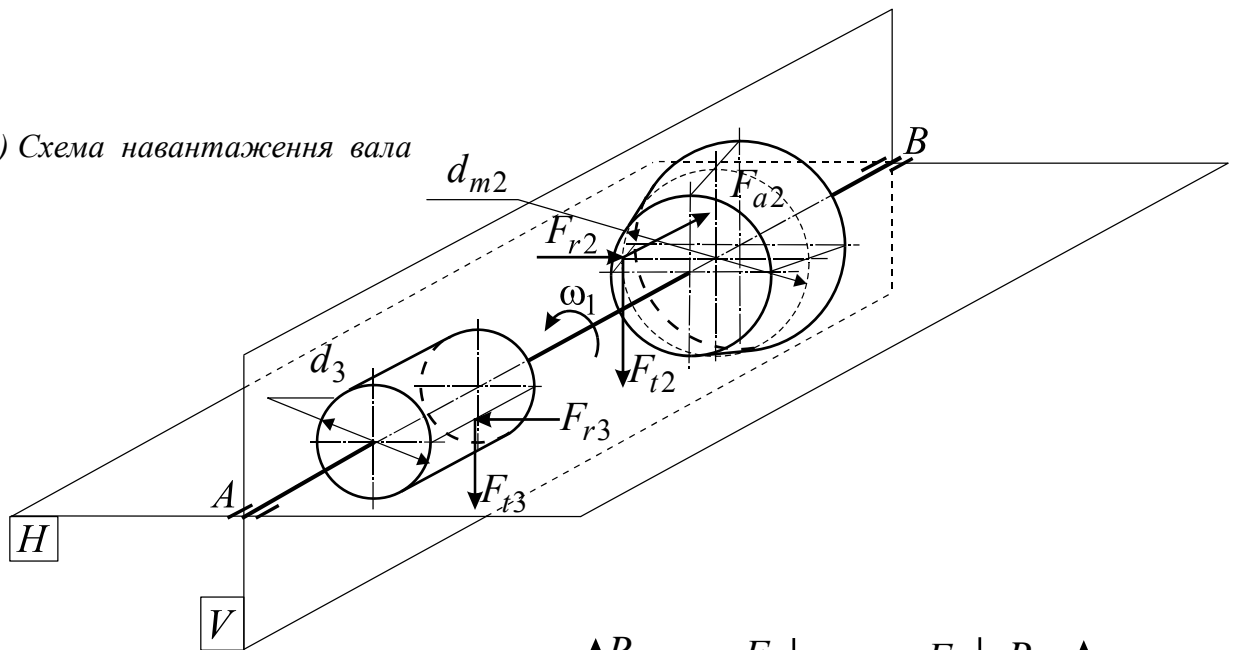
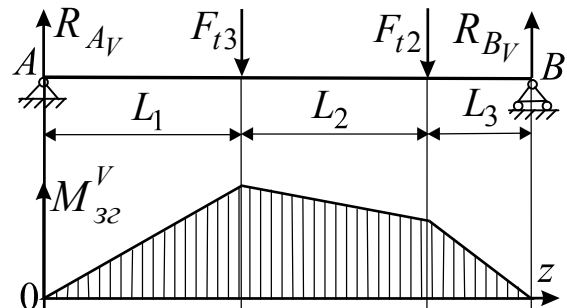


Рисунок 2.7 – Визначення внутрішніх силових факторів, які діють у поперечних перерізах першого вала конічно-циліндричного редуктора

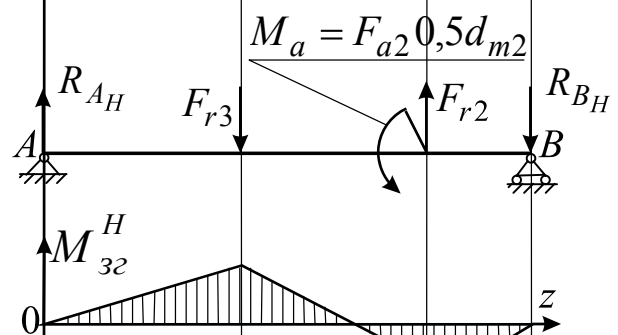
а) Схема навантаження вала



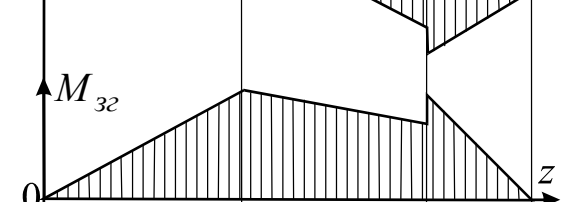
б) Епюра внутрішнього згинального моменту у вертикальній площині



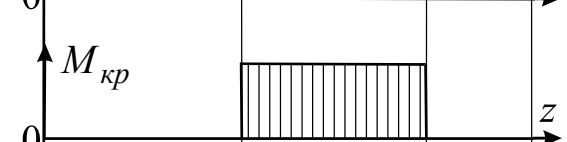
в) Епюра внутрішнього згинального моменту у горизонтальній площині



г) Епюра внутрішнього результуючого згинального моменту



д) Епюра внутрішнього крутного моменту



е) Епюра зведеного розрахункового моменту

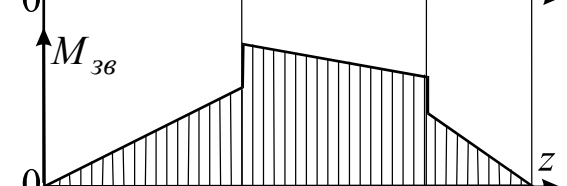
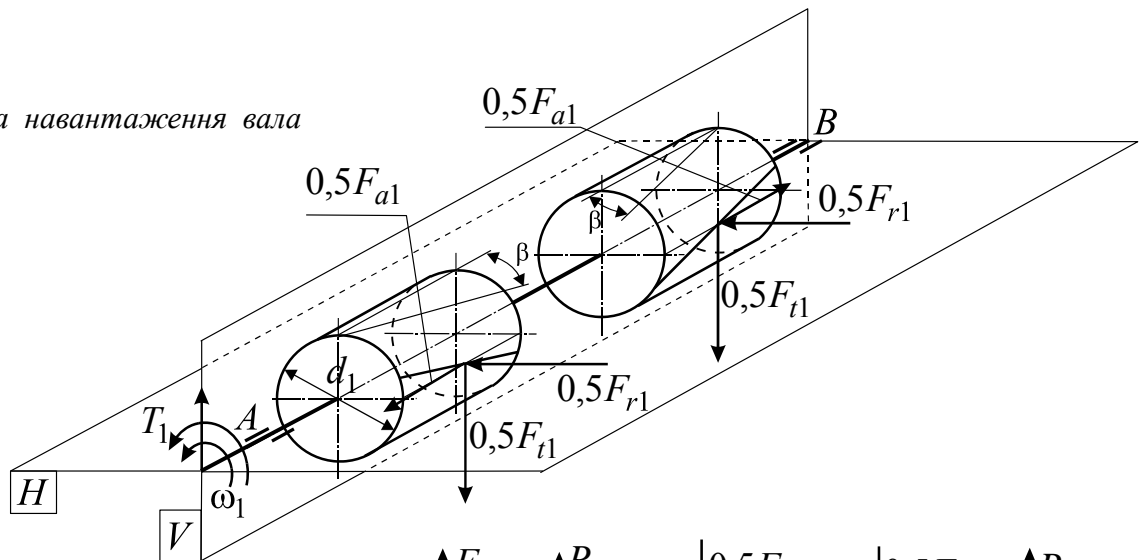
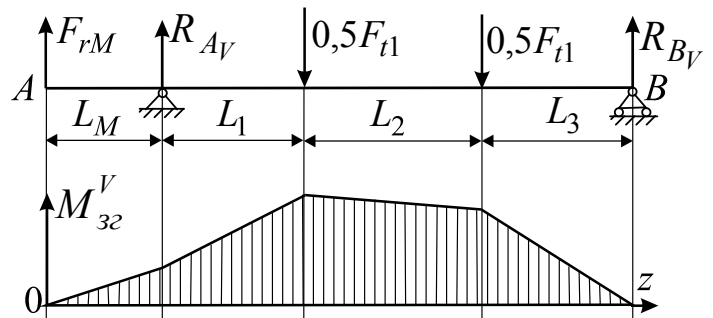


Рисунок 2.8 – Визначення внутрішніх силових факторів, які діють у поперечних перерізах проміжного вала конічно-циліндричного редуктора

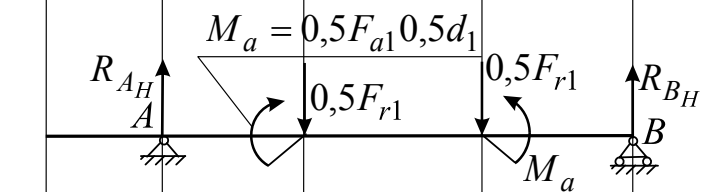
а) Схема навантаження вала



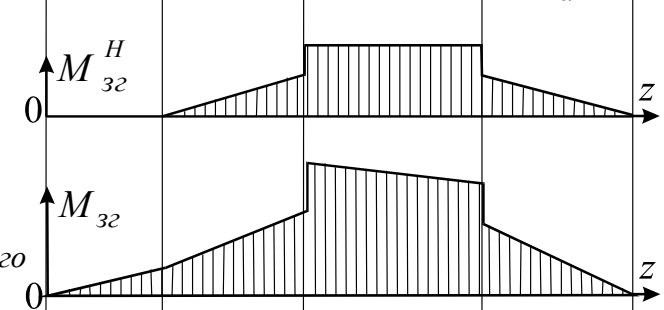
б) Епюра внутрішнього згинального моменту у вертикальній площині



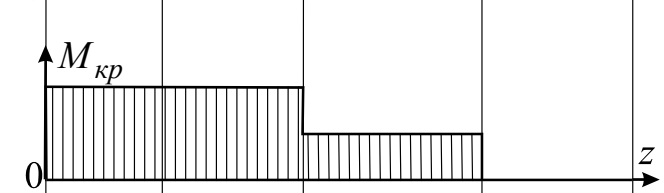
в) Епюра внутрішнього згинального моменту у горизонтальній площині



г) Епюра внутрішнього результуючого згинального моменту



д) Епюра внутрішнього крутного моменту



е) Епюра зведеного розрахункового моменту

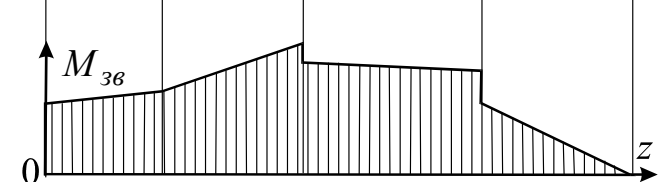
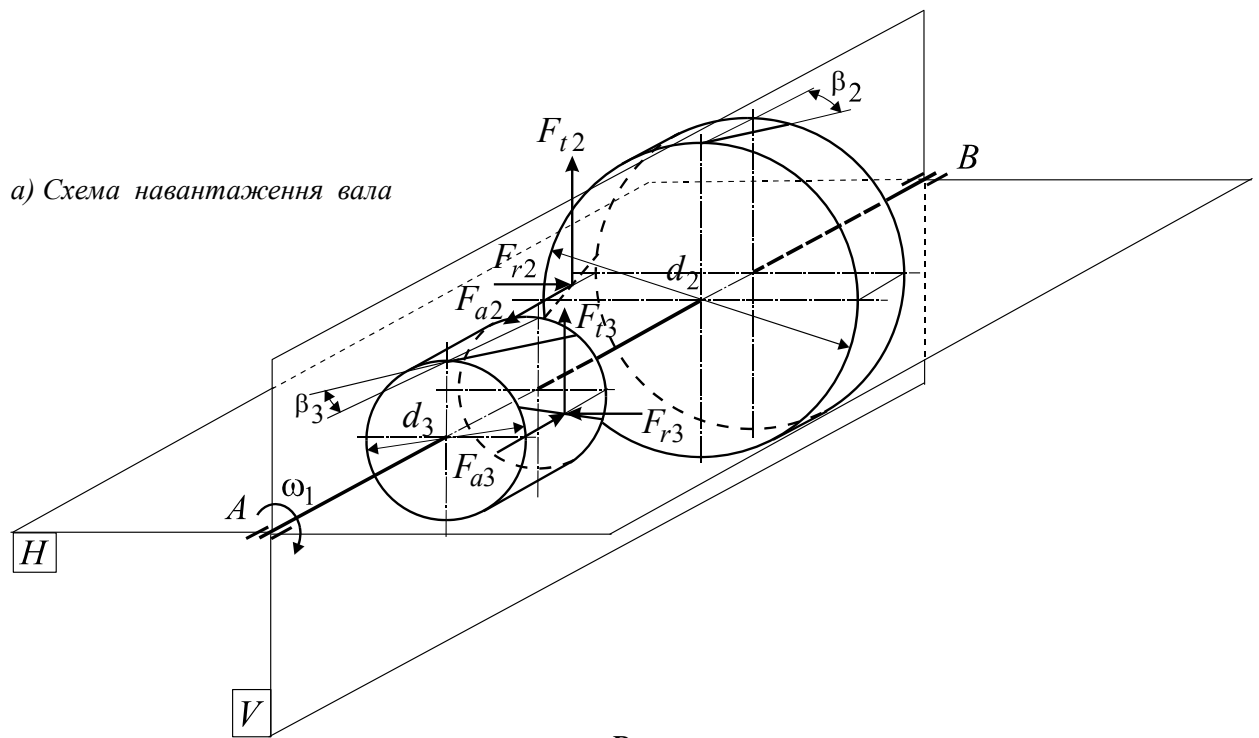
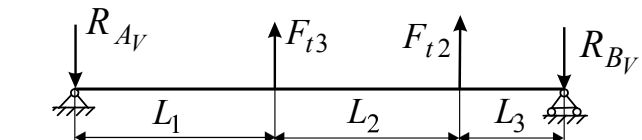


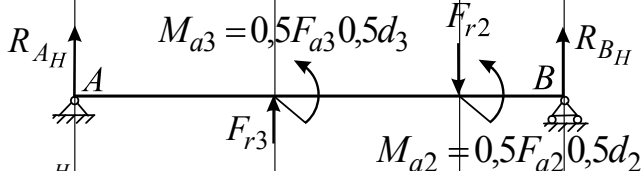
Рисунок 2.9 – Визначення внутрішніх силових факторів, які діють у поперечних перерізах першого вала циліндричного редуктора з розподілим шевронним ступенем



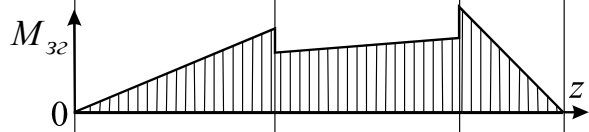
б) Епюра внутрішнього згинального моменту у вертикальній площині



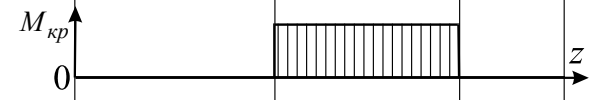
в) Епюра внутрішнього згинального моменту у горизонтальній площині



г) Епюра внутрішнього результуючого згинального моменту



д) Епюра внутрішнього крутного моменту



е) Епюра зведеного розрахункового моменту

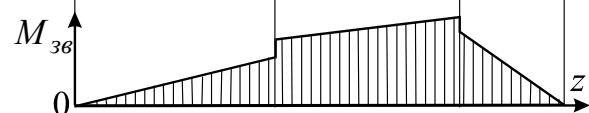


Рисунок 2.10 – Визначення внутрішніх силових факторів, які діють у поперечних перерізах проміжного вала циліндричного редуктора, який виконано по розгорнутій схемі (Рис. 1.1 та 1.3)

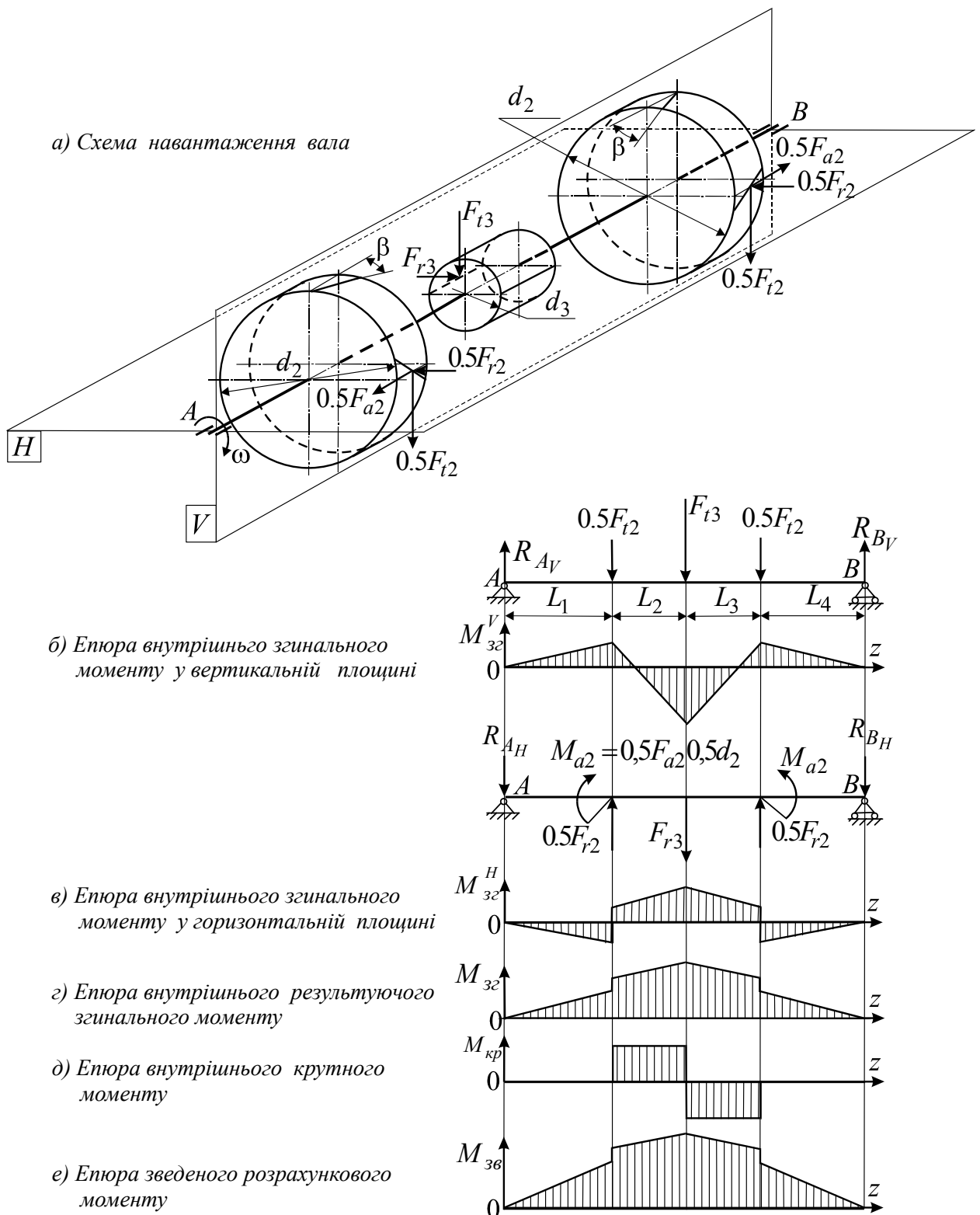


Рисунок 2.11 – Визначення внутрішніх силових факторів, які діють у поперечних перерізах проміжного вала двохступеневого шевронного редуктора з розподіленим швидкохідним ступенем

Результати визначення опорних реакцій для розрахункових схем
на рис. 2.6 ... 2.8

| Схема балки | Реакції на опорах |
|-------------|---|
| Рис. 2.6 | $R_{AV} = \frac{F_{t1}(L_2 - L_1) - F_{rM}(L_M + L_2)}{L_2};$ $R_{BV} = \frac{F_{rM}L_M + F_{t1}L_1}{L_2};$ $R_{AH} = \frac{F_{r1}(L_2 - L_2) - M_a}{L_2};$ $R_{BH} = \frac{F_{r1}L_1 + M_a}{L_2};$ |
| Рис. 2.7 | $R_{AV} = \frac{F_{t1}(x + l_1) + F_{rM}l_2}{l_1};$ $R_{BV} = \frac{F_{t1}x + F_{rM}(l_1 + l_2)}{l_1};$ $R_{AH} = \frac{-F_{r1}(x + l_1) + M_a}{l_1};$ $R_{BH} = \frac{-F_{r1}x + M_a}{l_1};$ |
| Рис. 2.8 | $R_{AV} = \frac{F_{t3}(L_2 + L_3) + F_{t2}L_2}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BV} = \frac{F_{t3}L_1 + F_{t2}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{AH} = \frac{F_{r3}(L_2 + L_3) + M_a - F_{r2}L_2}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BH} = \frac{F_{r3}L_1 - F_{r2}(L_1 + L_2) - M_a}{L_1 + L_2 + L_3};$ |

Таблиця 2.1 (продовження)

Результати визначення опорних реакцій для розрахункових схем
на рис. 2.9 ... 2.11

| Схема балки | Реакції на опорах <i>A</i> і <i>B</i> |
|-------------|--|
| Рис. 2.9 | $R_{AV} = \frac{-F_{rM}(L_M + L_1 + L_2 + L_3) + 0,5F_{t1}(L_2 + L_3) + 0,5F_{t1}L_3}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BV} = \frac{F_{rM}L_M + 0,5F_{t1}L_1 + 0,5F_{t1}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{AH} = \frac{0,5F_{r1}(L_2 + L_3) + 0,5F_{r1}L_3}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BH} = \frac{0,5F_{r1}L_1 + 0,5F_{r1}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$ |
| Рис. 2.10 | $R_{AV} = \frac{F_{t3}(L_2 + L_3) + F_{t2}L_3}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BV} = \frac{F_{t3}L_1 + F_{t2}(L_2 + L_3)}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{AH} = \frac{M_{a2} + M_{a3} - F_{r3}(L_2 + L_3) + F_{r2}L_2}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BH} = \frac{-F_{r3}L_1 - M_{a2} - M_{a3} + F_{r2}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$ |
| Рис. 2.11 | $R_{AV} = \frac{F_{t2} + F_{t3}}{2}$ $R_{BV} = \frac{F_{t2} + F_{t3}}{2}$ $R_{AH} = \frac{F_{r2} - F_{r3}}{2}$ $R_{BH} = \frac{F_{r2} - F_{r3}}{2}$ |
| Примітка | Якщо чисельне значення опорної реакції буде від'ємним, напрямок цієї реакції слід змінити на протилежний. |

Таблиця 4.2

Механічні характеристики сталей деяких марок, що використовуються для виготовлення валів.

| Сталь | Діаметр заготовки не більше, мм | Твердість НВ _{мін} | σ_b , МПа | σ_{-1} , МПа | τ_{-1} , МПа | Термообробка |
|---------|------------------------------------|--------------------------------|---------------------|------------------------|----------------------|--------------|
| Ст5 | Будь-який | 190 | 520 | 220 | 130 | Нормалізація |
| 40 | 40 | 280 | 860 | 400 | 230 | Поліпшення |
| | 80 | 240 | 720 | 340 | 200 | |
| | 120 | 217 | 680 | 320 | 185 | |
| 45 | 80 | 270 | 900 | 380 | 230 | Поліпшення |
| | 120 | 240 | 800 | 350 | 210 | |
| | Будь-який | 200 | 560 | 250 | 150 | |
| 50 | 40 | 280 | 1010 | 460 | 270 | Поліпшення |
| | 120 | 217 | 780 | 360 | 210 | |
| 40X | 120 | 270 | 900 | 410 | 240 | Поліпшення |
| | 200 | 240 | 800 | 360 | 210 | |
| | Будь-який | 200 | 730 | 320 | 200 | |
| 20 | 60 | 145 | 400 | 170 | 100 | Нормалізація |
| 20X | 120 | 197 | 650 | 300 | 60 | |
| 12ХН3А | 120 | 260 | 950 | 420 | 210 | Поліпшення |
| 12Х2Н4А | 120 | 300 | 1100 | 500 | 250 | |
| 18ХГТ | 60 | 330 | 1150 | 520 | 280 | |

2.5. Уточнення орієнтовно визначеного діаметра вала

Діаметр, на базі якого була розроблена розрахункова схема вала, визначався дуже орієнтовно, оскільки розрахунок виконувався тільки на кручення (напруження при згині вала враховувалось дуже приблизно). Після визначення навантаження на вал у вигляді епюр внутрішніх моментів орієнтовне значення діаметра вала треба уточнити.

В основу розрахунку покладена умова міцності вала по еквівалентним напруженням $\sigma_{екв}$, які враховують одночасну дію напружень при згинанні та крученні вала згідно з енергетичною теорією міцності

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{зг}}{W_x} \leq [\sigma]_{зг}, \quad (2.9)$$

де $M_{3\sigma}$ - зведений внутрішній момент, $H \cdot мм$;

$W_x = 0,1d^3$ - осьовий момент опору перерізу вала діаметром d , $мм^3$;

$[\sigma]_{3\sigma}$ - допустимі напруження матеріалу вала.

Допустимі значення напружень $[\sigma]_{3\sigma}$ визначаються по межі витривалості матеріалу валу при згині з симетричним циклом зміни напружень σ_{-1} (табл.. 2.2) та приблизним урахуванням концентрації напружень K_σ

$$[\sigma]_{3\sigma} = \frac{\varepsilon\sigma_{-1}}{SK_\sigma}, \quad (2.10)$$

де $\varepsilon = 0,5 \dots 0,6$ - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів вала;

$S = 2,5 \dots 3,0$ - значення запасу міцності;

$K_\sigma = 2,0 \dots 2,5$ - коефіцієнт концентрації напружень.

Після нескладних перетворень умови (4.9) значення діаметра вала визначається за формулою

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{M_{3\sigma}}{0,1[\sigma]_{3\sigma}}} \quad мм. \quad (2.11)$$

На підставі отриманого значення діаметра вала виконується корекція діаметрів вала (п. 1.2 – замість d_g використовується визначений за формулою 2.11 діаметр d). Довжина вала змінюється тільки в тому випадку, коли діаметр d відрізняється від діаметра d_g більше ніж 20%.

2.6. Конструювання валів

Форма вала і його лінійні розміри визначаються розподілом навантажень по довжині, тобто епюрами згинальних та крутних внутрішніх моментів, умовами сприйняття осьових навантажень, технологією виготовлення і складання складальної одиниці.

Згинальні моменти звичайно зменшуються біля опор, що розташовані на кінцях валів, а крутний момент виникає між закріпленими на валу деталями. Тому, виходячи з умови міцності, вали доцільно конструювати перемінного перерізу, з формою, що наближається до форми тіл рівного опору. Конструкція вала повинна забезпечувати:

- можливість легкого монтажу всіх деталей складальної одиниці;
- осьову фіксацію деталей;
- необхідну точність центрування деталей на валу;
- передачу обертального моменту від встановлених на валу деталей на вал та крутного моменту вздовж осі вала між закріпленими колесом та шестірнею (півмуфтою).

Діаметри посадкових поверхонь (під маточини коліс, шестірень, шківів, зірочок і інших деталей) вибирають зі стандартного ряду посадкових розмірів (п. 1.1); діаметри під підшипники кочення – зі стандартного ряду посадкових розмірів внутрішніх кілець підшипників кочення: 10,12, 15, 17, 20, 25 і далі через 5 мм при $d \leq 100$ мм, а для діаметрів понад 100 мм – через 10 мм.

Перепад діаметрів ступіней визначається: стандартними діаметрами посадкових поверхонь під маточини і підшипники, достатньою опорною поверхнею для сприйняття осьових сил при заданих радіусах заокруглень крайок і розмірів фасок, умовами складання. Необхідно прагнути виконувати перепади діаметрів мінімальними, особливо при збільшенні діаметрів ступіней, тому що це забезпечує мінімальну витрату матеріалу, скорочує припуски і час на механічну обробку.

Перехідні ділянки валів між двома ступінями різних діаметрів виконують, головним чином, двох типів: з жолобом і з проточкою.

Заокруглений галтельний перехід (рис. 4.12, табл. 4.3) при невеликій висоті уступу не викликає значних місцевих напружень. Тому такий перехід особливо бажаний у місцях, де запаси міцності не великі. Якщо для ступеню меншого діаметра передбачене шліфування, то, щоб одержати округлену галтель, необхідно попередньо закруглити заправленням крайку шліфувального кола.

Ширина плоскої частини переходу повинна забезпечувати надійну фіксацію деталей з врахуванням рівня осьової сили, якою навантажений уступ вала та абсолютних розмірів перерізу. Досить номінального значення цієї ширини від 1,5 до 2,5 мм. Для сполучення, що наведено на рис. 3.1а

$$d_1 = d + 2c_1 + (2...5) \text{ мм.}$$

Для сполучення, що наведено на рис. 4.12б необхідно виконати умови:

$$d_2 = d + 2c_2 + (2...5) \text{ мм}$$

$$d_1 = d_2 + 2c_2 + (2...5) \text{ мм}$$

$$R > c_2$$

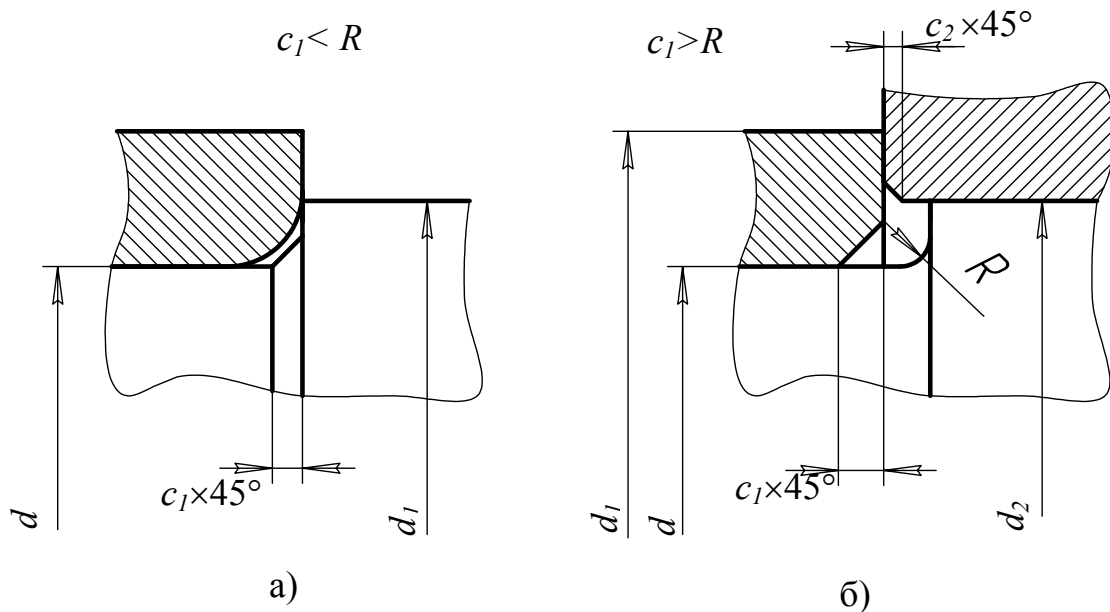


Рисунок 2.12 Варіанти виконання галтельного переходу

Таблиця 2.3

Розміри галтельних переходів

| d , мм, від...до | 12...19 | 20...28 | 30...48 | 50...75 | 80...125 | 130...180 | 190...320 |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|----------|-----------|-----------|
| r , мм | 1,0 | 1,6 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 5,0 |
| c_1 , мм | 1,6 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 |

Перехід з канавкою (табл. 2.4, рис. 2.13), що необхідна для виходу шліфувального кола та не вимагає заправлення крайки кола по радіусу, забезпечує найбільшу технологічність обробки вала. Однак унаслідок високої концентрації напруг біля канавки її можна застосовувати лише в слабонавантажених валах або на тих ділянках, розміри яких визначаються поверхневою твердістю або іншими факторами, не зв'язаними з явищем втоми.

При наявності на валу різьблення виконують проточки для виходу різця по ДСТ 8234-69.

Таблиця 2.4

Розміри канавок для виходу шліфувального кола, мм (ДСТ 8820-69)

| b | d_1 | h | r | r_1 | d |
|-----|-----------|-----|-----|-------|---------------|
| 3 | $d - 0,5$ | 0,3 | 1,0 | 0,5 | Від 10 до 50 |
| 5 | $d - 1,0$ | 0,5 | 1,6 | 0,5 | Від 50 до 100 |
| 8 | $d - 1,0$ | 0,5 | 2,0 | 1,0 | Понад 100 |
| 10 | $d - 1,0$ | 0,5 | 3,0 | 1,0 | Понад 100 |

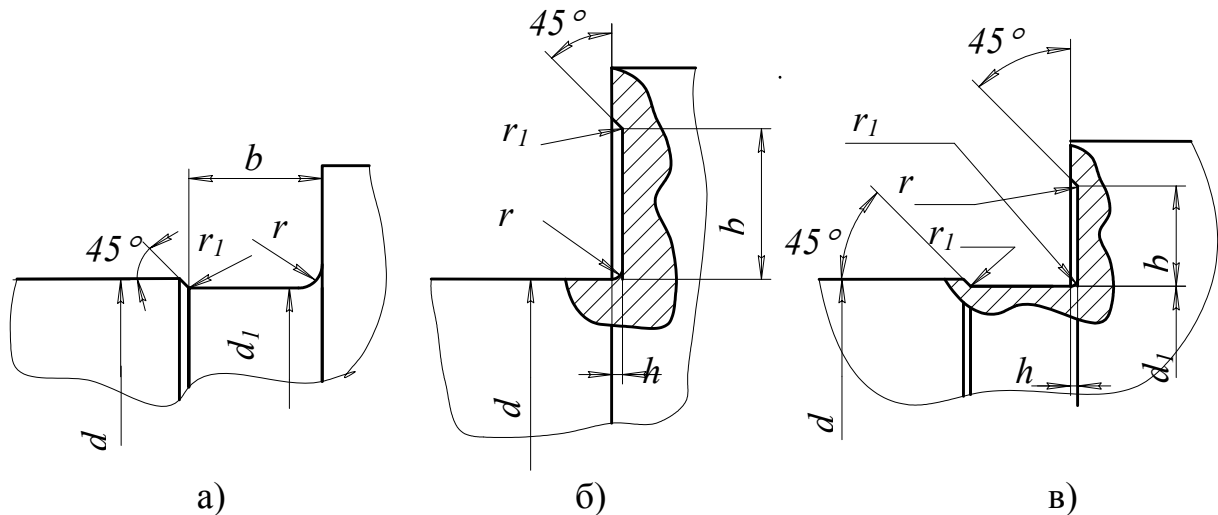


Рисунок 2.13 Варіанти виконання канавок для виходу шліфувального кола при шліфуванні: а) по циліндру; б) по торцю; в) по циліндру і торцю.

Уступ (запличік) вала, що контактує з кільцем підшипника кочення (рис. 2.14), повинен виконуватися так, щоб фаски кільця підшипника вільно розміщалися усередині галтельного переходу вала. Висота h уступу повинна забезпечити відповідне положення кільця на валу. Розмір r фаски кільця вказується в каталозі для кожного підшипника, а розміри переходу приведені в табл. 2.5.

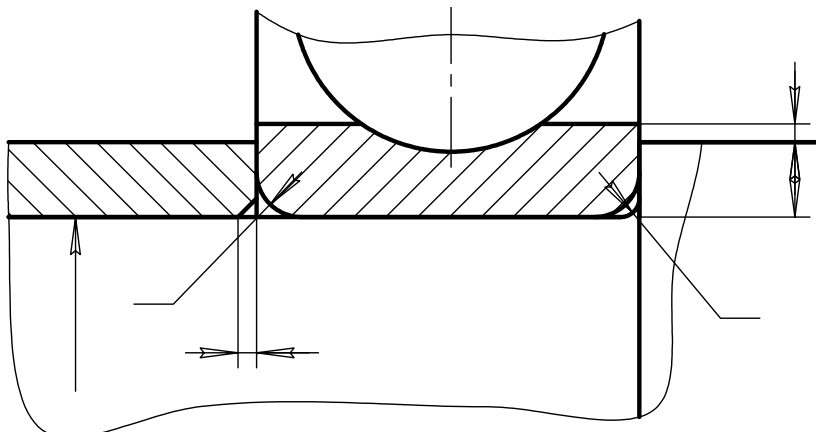


Рисунок 2.14 Уступ вала біля торця підшипника кочення

Таблиця 2.5

Розміри галтельних переходів біля посадкових місць підшипників кочення, мм

| | | | | | | | | | |
|------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| R | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 5,0 |
| $r_1 \leq$ | 0,3 | 0,6 | 1,0 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,0 | 2,5 | 3,0 |
| $h \geq$ | 1,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,5 | 5,0 | 6,0 | 7,0 | 9,0 |

Призначати висоту уступу значно більше номінальної, наведеної у табл. 2.5 не доцільно, тому що розмір t вільної частини торцевої поверхні кільця повинен забезпечити можливість захоплення кільця лапами знімача при демонтажі підшипника. Мінімальні значення t наведено в табл. 2.6.

Таблиця 2.6

Мінімальна вільна ширина кільця підшипника кочення (рис. 2.14)

| | | | | |
|----------|-------|---------|----------|-----------|
| d , мм | до 15 | 15...50 | 50...100 | понад 100 |
| t , мм | 1,0 | 2,0 | 2,5 | 3,0 |

Те ж саме значення t бажано залишати, коли торець кільця спирається не на уступ вала, а на дистанційну втулку. Висота уступу, що контактує з торцем кільця підшипника, призначається аналогічно, якщо уступ виконується з канавкою по рис. 2.12.

Сполучення зубчастих і черв'ячних коліс редукторів з валом (рис. 4.15) часто виконують з посадками, що забезпечують гарантований натяг та додатково фіксують шпонкою. При цих посадках під час монтажу зубчастих коліс на валах достатньо важко сполучити шпонковий паз колеса зі шпонкою вала.

Для поліпшення складання рекомендується виконати направляючу циліндричну ділянку вала з допуском по $d11$ довжиною l_x

$$l_x = k + (0,7...0,9)b,$$

де k – відстань від уступу вала до початку шпонкового паза, мм;

b – ширина шпонки, мм.

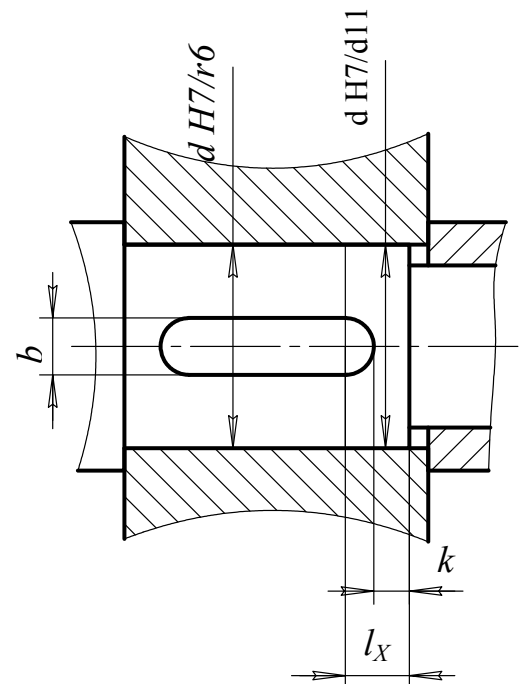


Рисунок 2.15 - Сполучення колеса с валом

Приєднувальні кінці (хвостовики) валів, призначені для монтажу деталей, що передають обертові моменти, стандартизовані: циліндричні – за ДСТ 12080-66 (табл. 2.7, рис. 2.16); конічні – за ДСТ 12081-72 (табл. 2.8, рис. 2.17).

Таблиця 2.7

Кінці валів циліндричні (по ГОСТ 12080-66), мм.

| d | | Циліндричні | | | | Циліндричні з різьбленням | | |
|-----------|----------|-------------|-----|-----|-----|---------------------------|-------|----------|
| 1-й ряд | 2-й ряд | Виконання | | r | c | l_1 | l_2 | d_1 |
| | | 1 | 2 | | | | | |
| 14 | - | 30 | 25 | 1,0 | 1,6 | 30 | 18 | M8×1 |
| 16, 18 | 19 | 40 | 28 | 1,0 | 1,6 | 40 | 28 | M10×1,25 |
| 20, 22 | 24 | 50 | 36 | 1,6 | 1,0 | 50 | 36 | M12×1,25 |
| 25, 28 | - | 60 | 42 | 1,6 | 1,0 | 60 | 42 | M16×1,5 |
| 32, 36 | 30, 35 | 80 | 58 | 2,0 | 1,6 | 80 | 58 | M20×1,5 |
| 40 | 42 | 110 | 82 | 2,0 | 1,6 | 110 | 82 | M24×2 |
| 45 | 48 | 110 | 82 | 2,0 | 1,6 | 110 | 82 | M30×2 |
| 50, 55 | 52, 56 | 110 | 82 | 2,5 | 2,0 | 110 | 82 | M36×2 |
| 60 | 63, 65 | 140 | 105 | 2,5 | 2,0 | 140 | 105 | M42×3 |
| 70 | 71, 75 | 140 | 105 | 2,5 | 2,0 | 140 | 105 | M48×3 |
| 80 | - | 170 | 130 | 3,0 | 2,5 | 170 | 130 | M56×4 |
| 90 | 85, 95 | 170 | 130 | 3,0 | 2,5 | - | - | - |
| 100, 110, | 120 | 240 | 165 | 3,0 | 2,5 | - | - | - |
| 125 | 130, 150 | 250 | 200 | 4,0 | 3,0 | - | - | - |
| 140 | - | 300 | 240 | 4,0 | 3,0 | - | - | - |

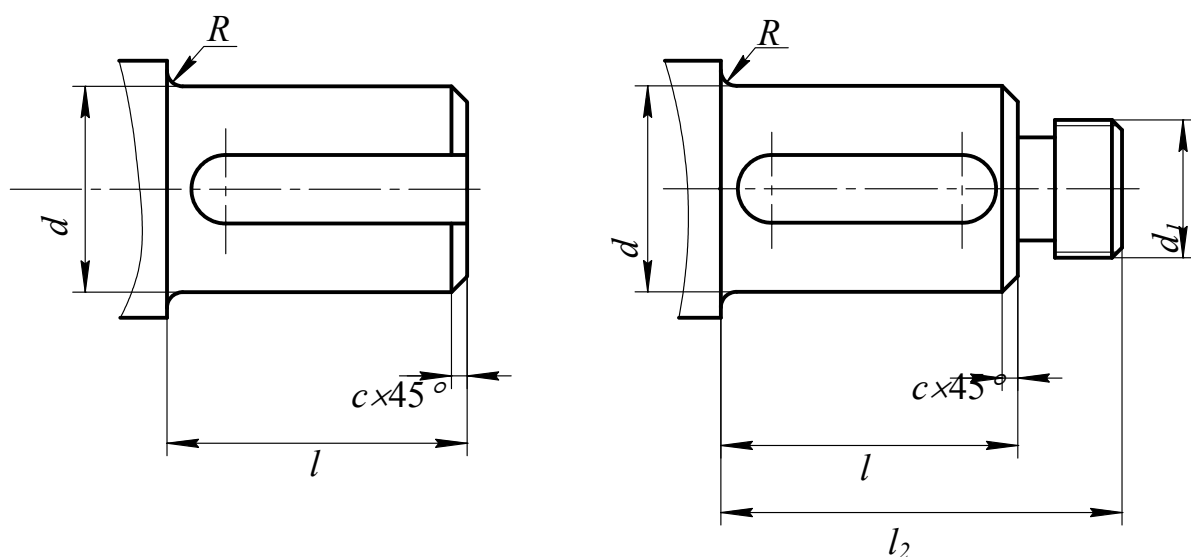


Рисунок 2.16 Циліндричні хвостовики валів

Таблиця 2.8

Кінці валів конічні 1:10 (по ГОСТ 12081-72), мм.

| D | | l_1 | | l_2 | | b | h | t_1 | d_3 | d_4 |
|---------|---------|-----------|-----|-------|-----|-----|-----|-------|----------|-------|
| | | Виконання | | | | | | | | |
| 1-й ряд | 2-й ряд | 1 | 2 | 1 | 2 | | | | | |
| 20, 22 | - | 50 | 36 | 36 | 22 | 4 | 4 | 2,5 | M12×1,25 | M6 |
| - | 24 | 50 | 36 | 36 | 22 | 5 | 5 | 3,0 | M12×1,25 | M6 |
| 25, 28 | - | 60 | 42 | 42 | 24 | 5 | 5 | 3,0 | M16×1,5 | M8 |
| - | 30 | 80 | 58 | 58 | 36 | 5 | 5 | 3,0 | M20×1,5 | M10 |
| 32 | 35 | 80 | 58 | 58 | 36 | 6 | 6 | 3,5 | M20×1,5 | M10 |
| 36 | - | 80 | 58 | 58 | 36 | 6 | 6 | 3,5 | M20×1,5 | M12 |
| - | 38 | 80 | 58 | 58 | 36 | 6 | 6 | 3,5 | M24×2 | M12 |
| 40 | 42 | 110 | 82 | 82 | 54 | 10 | 8 | 5,0 | M24×2 | M12 |
| 45 | 48 | 110 | 82 | 82 | 54 | 12 | 8 | 5,0 | M30×2 | M16 |
| 50 | - | 110 | 82 | 82 | 54 | 12 | 8 | 5,0 | M36×3 | M16 |
| 56 | 55 | 110 | 82 | 82 | 54 | 12 | 8 | 5,0 | M36×3 | M20 |
| 63 | 60, 65 | 140 | 105 | 105 | 70 | 16 | 10 | 6,0 | M42×3 | M20 |
| 71 | 70, 75 | 140 | 105 | 105 | 70 | 18 | 11 | 7,0 | M48×3 | M24 |
| 80 | 85 | 170 | 130 | 130 | 90 | 20 | 12 | 7,5 | M56×4 | M30 |
| 90 | - | 170 | 130 | 130 | 90 | 22 | 14 | 9,0 | M64×4 | M30 |
| - | 95 | 170 | 130 | 130 | 90 | 22 | 14 | 9,0 | M64×4 | M36 |
| 100 | - | 210 | 165 | 165 | 120 | 25 | 14 | 9,0 | M72×4 | M36 |
| 110 | - | 210 | 165 | 165 | 120 | 25 | 14 | 9,0 | M80×4 | M42 |
| - | 120 | 210 | 165 | 165 | 120 | 28 | 16 | 10,0 | M90×4 | M42 |
| 125 | - | 210 | 165 | 165 | 120 | 28 | 16 | 10,0 | M90×4 | M48 |
| - | 130 | 250 | 200 | 200 | 150 | 28 | 16 | 10,0 | M100×4 | - |

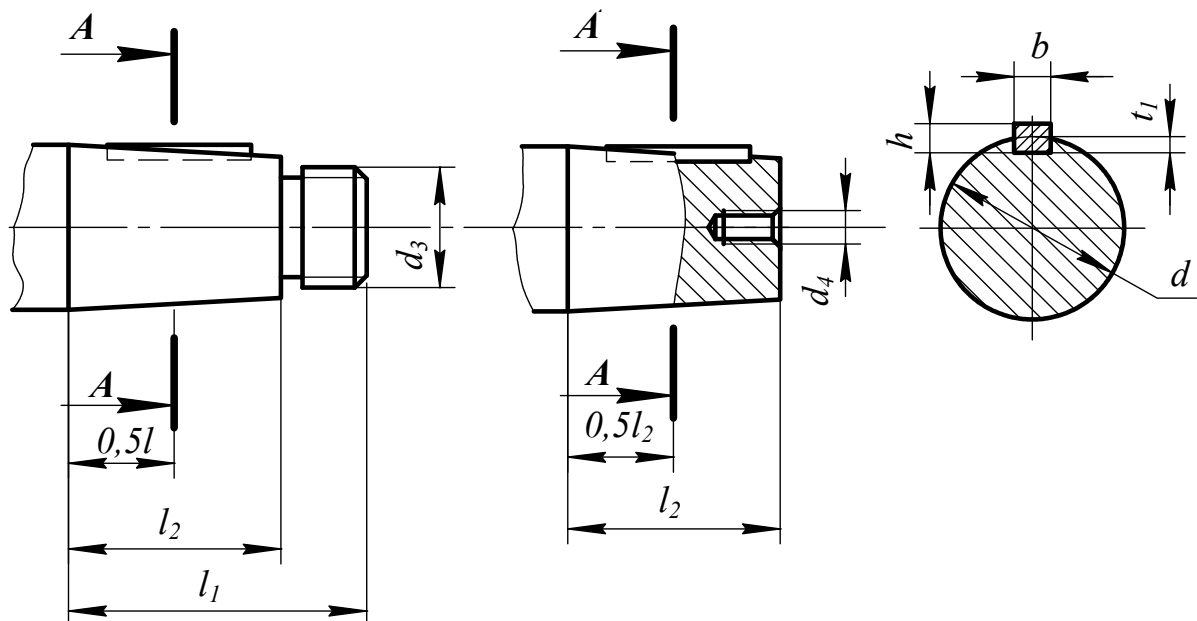


Рисунок 2.17 – Конічні хвостовики валів

2.7. Розрахунок шпонкових і шліцьових з'єднань

З відомих способів з'єднання деталей (зубчастих, черв'ячних коліс, шківів, зірочок) з валом для передачі обертального моменту найбільше поширення одержали з'єднання з призматичними шпонками або прямобічними шліцями.

Діаметральні розміри в місці розміщення шпонкового, шліцьового з'єднання визначаються при розрахунку вала, тому розрахунок шпонкових і шліцьових з'єднань зводиться до перевірного розрахунку.

При одиничному або малосерійному виробництві доцільно використовувати шпонкові з'єднання, при масовому – шліцьові, зважаючи на технологічність монтажу та неповну взаємозамінність шпонкових з'єднань.

Вибір і розрахунок шпонкових з'єднань. Розміри поперечного перерізу шпонки вибирають по таблиці додатка В в залежності від діаметра вала. Довжина шпонки повинна бути на 3-10 мм менше довжини маточини деталі, що монтується і вибирається з ряду стандартних значень.

Вибрана шпонка перевіряється на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{4T \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.12)$$

де: T – обертовий момент, що передається валом, $Нм$; d – діаметр вала, $мм$; h – висота шпонки, $мм$; l_p – робоча довжина шпонки, $мм$; $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання (табл. 2.9).

Для шпонки з плоскими торцями повна довжина шпонки l і її робоча довжина l_p збігаються. Для шпонки з заокругленими торцями $l_p = l - b$, де b – ширина шпонки.

Таблиця 2.9

Допустимі напруження зминання для шпонкових з'єднань

| Вид з'єднання | Матеріал маточини | Характер навантаження | | |
|---------------|-------------------------------------|----------------------------|-----------------|--------|
| | | спокійне | слабкі поштовхи | ударне |
| | | Напруження зминання, $МПа$ | | |
| Нерухоме | Сталь | 150 | 100 | 50 |
| | Чавун | 80 | 50 | 30 |
| Рухоме | Сталь | 50 | 40 | 30 |
| Примітка | Матеріал шпонок - сталь 45,50; Ст 6 | | | |

Аналіз отриманих результатів перевірконого розрахунку міцності шпонкового з'єднання:

- при значному умовному запасі міцності по зминанню ($\frac{[\sigma_{зм}]}{\sigma_{зм}} > 1.4$) – можна прийняти шпонку попереднього типу-розміру тому, що вона менше послаблює вал і повторити розрахунок (довжину шпонки зменшувати не доцільно, тому що погіршується точність установки деталей на вал);
- при умовному запасі міцності 1,1...1,4 – залишається прийнята шпонка;
- при умовному запасі міцності 0,8...0,9 збільшується робоча довжина шпонки, приймається шпонка з плоскими торцями (довжина маточини колеса не змінюється!), вибирається шпонка наступного номеру (якщо має місце достатній запас міцності вала);
- при умовному запасі міцності менше 0,8 встановлюються дві чи три шпонки під кутом 180° або 120°, але більш доцільно замінити шпонкове з'єднання шліцьовим.

–
Вибір і розрахунок шліцьових з'єднань. Розміри прямо бічних і евольвентних шліцьових з'єднань наведено в додатку Г. Вибране шліцьове з'єднання перевіряється на зминання робочих поверхонь шліців

$$\sigma_{зм} = \frac{8T \cdot 10^3}{\varphi \cdot z \cdot (D - d - 2f)(D + d)l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.13)$$

де - φ - коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між шліцами (звичайно приймають $\varphi = 0,75$); L , d , z – розміри перерізу з'єднання (зовнішній, внутрішній діаметри і кількість шліців); f – розмір фаски по довжині шліця, мм;
 l_p – робоча довжина шліців, мм; $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання (табл. 2.10).

Робоча довжина шліців визначається конструкцією з'єднань і найчастіше дорівнює довжині маточини деталі, що монтується на валу.

Допустимі напруження змінання для шліцьових з'єднань

| З'єднання | Умови експлуатації | Термообробка шліців | |
|--------------------------|-------------------------|-------------------------------|----------------------------|
| | | нормалізація, поліпшення, МПа | поверхнєве гартування, МПа |
| Нерухоме | Легкі | 80-120 | 120-200 |
| | Середні | 60-100 | 100-140 |
| | Важкі (з поштовхами) | 35-50 | 40-70 |
| Рухоме без навантаження | Легкі | - | 40-70 |
| | Середні | - | 30-60 |
| | Важкі (з поштовхами) | - | 20-30 |
| Рухоме під навантаженням | Легкі | - | 10-20 |
| | Середні | - | 5-15 |
| | Важкі (з поштовхами) | - | 3-10 |

3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА НА МІЦНІСТЬ

3.1 Розрахунок вала на опір втомі

Розрахунок вала на опір втомі виконується як перевірочний і є **обов'язковим** етапом курсового проектування. Він полягає у визначенні розрахункових коефіцієнтів запасів міцності у небезпечних перерізах. Ці перерізи попередньо встановлюються з урахуванням значень внутрішніх моментів та концентрації напружень. Для таких перерізів складається таблиця значень критерія безпеки

$$\varphi = a \frac{M_{зв}}{W_{ос}}, \quad (3.1)$$

де: $M_{зв}$ – амплітудні значення згинального та крутного моментів у відповідних перерізах;

$W_{ос}$ – осьовий момент опору перерізу;

a – коефіцієнт, що характеризує концентрацію напружень у розглянутому перерізі (для попередньої оцінки небезпечності перерізів він вибирається з табл. 3.1).

Кількість можливих небезпечних перерізів на валу становить 3...5. Місцями небезпечних перерізів є посадкові поверхні під зубчастими колесами і шестірнями, муфтами, шківками, зірочками

(перерізи ослаблені шпонковим пазом); посадкові поверхні під підшипниками кочення (посадка з натягом); перерізи біля галтелей або канавок для виходу шліфувального кола. Перерізи, у яких величина φ має найбільше значення, чи значення, що відрізняється від найбільшого не більше ніж на 30%, є небезпечними і підлягають повному розрахунку на опір втомі.

При проведенні розрахунку приймається, що напруження згину змінюється по симетричному циклу, а напруження кручення – по пульсуючому циклу. Вибір пульсуючого циклу для напруження кручення ґрунтується на тому, що більшість валів передає змінні по значенню, але постійні по напрямку обертові моменти.

Таблиця 3.1

Орієнтовані значення коефіцієнтів концентрації напружень (тільки для вибору небезпечних перерізів).

| Концентратор напружень | Значення коефіцієнта a |
|------------------------|--------------------------|
| Посадки: пресова | 3,0 |
| напружена | 2,5 |
| ковзна | 2,0 |
| Шпонки | 2,0 |
| Шліці | 2,5 |
| Галтель | 2,0 |

Амплітудні σ_a , τ_a і постійні складові σ_m , τ_m напружень згинання і кручення для нереверсивних валів

$$\sigma_a = \sigma_{zg} = \frac{M_{zg}}{W_{ос\text{нетто}}} ; \quad \sigma_m = 0, \quad (3.2)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{M_{кр}}{2W_{р\text{нетто}}}, \quad \tau_m = \tau_a. \quad (3.3)$$

Якщо вал піддається частому реверсуванню, приймається, що дотичні напруження змінюються по симетричному циклу, тоді

$$\tau_a = \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{р\cdot\text{нетто}}}, \quad \tau_m = 0, \quad (3.4)$$

де $M_{зг}$ і $M_{кр}$ – відповідно згинальний і крутний моменти в розглянутому перерізі вала, (Нмм), визначаються з епюр $M_{зг}$ і $M_{кр}$, (рис. 2.6 ... 2.11);

$W_{оснетто}$ і $W_{рнетто}$ – осьовий та полярний моменти опору перерізу (табл. 3.2), мм³.

Для визначення міцності опору втомі вала необхідно визначити коефіцієнти запасу опору втомі як по нормальним, так і по дотичним напруженням, тому що вал знаходиться у складному напруженому стані:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \beta_n} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} ; \quad (2.10)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_m \beta_n} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} , \quad (2.11)$$

У цих формулах:

$\sigma_a = \sigma_{зг}$, $\sigma_m = 0$ - змінні (амплітудні) і постійні складові циклів згинальних напружень;

$\tau_a = 0,5\tau_{\max}$, $\tau_m = 0,5\tau_{\max}$ - змінні (амплітудні) і постійні складові циклів напружень кручення для нереверсивних машин;

$\tau_a = \tau_{\max}$, $\tau_m = 0$ - змінні (амплітудні) і постійні складові циклів напружень кручення для реверсивних машин;

ψ_{σ} , ψ_{τ} - коефіцієнти, які враховують вплив постійних складових циклів напружень на втомну міцність;

σ_{-1} - границя витривалості матеріалу валу при згині з симетричним циклом зміни напружень;

τ_{-1} - границя витривалості матеріалу вала при крученні з симетричним циклом зміни напружень;

ε_m - масштабний фактор (коефіцієнт, який враховує відмінність розміру вала відносно розмірів експериментальних зразків, на яких визначалась межа витривалості);

β_n - коефіцієнт якості поверхні валу;

K_{σ} , K_{τ} - ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згинанні та крученні валу.

Таблиця 3.2

Осьові та полярні моменти опору деяких форм перерізів валу

| Форма пере-різу | Формули для визначення моментів опору |
|--------------------------------|---|
| Коло | $W_{ос\ netto} = 0,1d^3$ |
| | $W_{р\ netto} = 0,2d^3$ |
| Коло з одним шпонковим пазом | $W_{ос\ netto} = 0,1d^3 - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$ |
| | $W_{р\ netto} = 0,2d^3 - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$ |
| Коло з двома шпонковими пазами | $W_{ос\ netto} = 0,1d^3 - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{d}$ |
| | $W_{р\ netto} = 0,2d^3 - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{d}$ |
| Прямобічні шліци | $W_{netto} = \varepsilon 0,1d^3$; $W_{р\ netto} = 2 \cdot W_{ос\ netto}$ де ε - коефіцієнт впливу серії: $\varepsilon = 1,06-1,16$ для легкої; $\varepsilon = 1,14-1,27$ для середньої; $\varepsilon = 1,24-1,39$ для важкої серій). Менші значення у діапазоні відповідають великим значенням внутрішнього діаметра d шліцевої ділянки вала. |
| Евольвентні шліци | $W_{ос\ netto} = 0,1d^3$; $W_{р\ netto} = 2 \cdot W_{ос\ netto}$ де $d = mz$ – діаметр ділильного кола |

Коефіцієнти впливу постійних складових циклів напружень на втомну міцність ψ_σ і ψ_τ визначаються по табл. 3.3 у залежності від механічних характеристик вала.

Таблиця 3.3

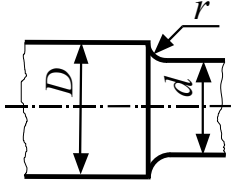
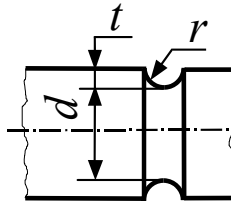
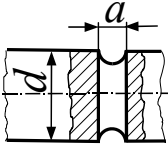
Значення коефіцієнтів ψ_σ і ψ_τ

| Характеристика сталі | ψ_σ | ψ_τ |
|----------------------|---------------|-------------|
| Вуглецева, м'яка | 0,05 | 0,00 |
| Середньовуглецева | 0,10 | 0,05 |
| Легована | 0,15 | 0,10 |

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині K_σ та при крученні K_τ можна орієнтовно призначати з табл. 17.3.

Таблиця 3.4

Значення коефіцієнтів концентрації K_σ та K_τ

| Фактор концентрації | K_σ | | K_τ | |
|---|------------------------|-------------|------------|-------------|
| | $\sigma_s, \text{МПа}$ | | | |
| | ≤ 700 | ≥ 1000 | ≤ 700 | ≥ 1000 |
| <p>Галтель $\left(\frac{D}{d} = 1,25 \dots 2,00\right)$</p>  <p>при $\frac{r}{d} \begin{cases} 0,02 \\ 0,06 \\ 0,10 \end{cases}$</p> | 2,50 | 3,50 | 1,80 | 2,10 |
| <p>Виточка ($t = r$)</p>  <p>при $\frac{r}{d} \begin{cases} 0,02 \\ 0,06 \\ 0,10 \end{cases}$</p> | 1,90 | 2,35 | 1,40 | 1,70 |
| <p>Поперечний отвір</p>  <p>при $\frac{a}{d} = 0,05 \dots 0,25$</p> | 1,90 | 2,00 | 1,75 | 2,00 |
| Шпонковий паз | 1,70 | 2,00 | 1,40 | 1,70 |
| Шліці (при розрахунку по внутрішньому діаметру) | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Пресо́ва посадка ($p \geq 20 \text{ МПа}$) | 2,40 | 3,6 | 1,80 | 2,50 |
| Різьба | 1,80 | 2,40 | 1,20 | 1,50 |
| Примітка. При наявності в одному перерізі кількох концентраторів у розрахунок вводиться той, у якого K_σ є найбільшим. | | | | |

Масштабний фактор ε_m та коефіцієнт якості поверхні валу β_n визначаються за графіками з рис. 3.1 та рис. 3.2.

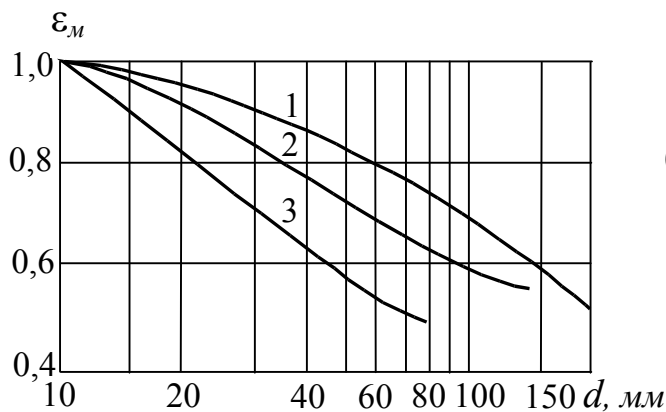


Рисунок 3.1 – Графік значень масштабного фактору ε_m :

- 1 - вуглецева сталь ($K_\sigma = 1$);
- 2 - легована сталь ($K_\sigma = 1$) та вуглецева сталь ($K_\sigma \leq 2$);
- 3 - легована сталь ($K_\sigma \geq 2$)

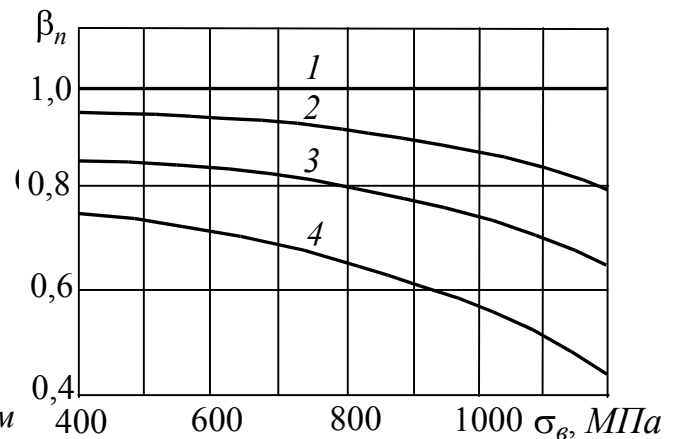


Рисунок 3.2 – Значення коефіцієнту якості поверхні валу β_n :

- 1 - шліфування;
- 2 - обточування;
- 3 - обдирання;
- 4 - необроблена поверхня

Загальний запас міцності при опорі втомі для валів із пластичних матеріалів:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]. \quad (2.12)$$

Значення запасів міцності S , що отримані в результаті розрахунку, не повинні бути нижчими за величини, що допускаються. В умовах загального машинобудування допускаються запаси міцності в межах $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

Після визначення запасу міцності приймаються рішення щодо доцільності зміні конструкції вала. Розглянемо можливі конструкторські рішення:

а) якщо $[S] = 5 \dots 20$ – має місце значний запас міцності; причому - в найбільш небезпечному перерізі, а в інших – ще більше. Оскільки вал має надлишкову міцність, необхідно **зменшити діаметри** вала, якщо при цьому не порушаться умови:

- з'єднання з валом електродвигуна;
- забезпечення необхідного терміну служби підшипників;

- забезпечення міцності для довгих валів у співвісних редукторах;
- б) якщо $[S] = 2 \dots 5$ - запас міцності оптимальний - раніше прийняті значення діаметрів валів у небезпечних перерізах залишаються незмінними;
- в) якщо $[S] < 2 \dots 5$ - необхідно збільшити запас міцності. Для цього можливо (у порядку пріоритету):
 - зменшити коефіцієнти концентрації напружень (змінивши форму галтелей, замінивши шпонку на шліці);
 - застосувати зміцнення найбільш небезпечних перерізів вала;
 - прийняти інший, більш міцний матеріал вала;
 - збільшити діаметри вала;
 - зменшити довжини ділянок вала зі зміною ескізного komponування.

Остаточне рішення про конструкцію і розміри вала можна прийняти тільки після перевірочних розрахунків стандартних приєднаних до вала і змонтованих на ньому деталей (підшипників, шпонок, муфт та інших).

3.2 Розрахунок вала на статичну міцність

У курсовому проектуванні такий розрахунок валів виконують із метою запобігання появі пластичних деформацій під час короткочасних перевантажень, а також для валів, розрахунок на втому яких не є обов'язковим. Так, наприклад, першій умові відповідає випадок розрахунку вихідного вала редуктора, якщо кількість циклів навантаження максимальним моментом (перша ступінь діаграми навантаження) менше, ніж $5 \cdot 10^4$. Другій умові відповідає випадок розрахунку першого вала редуктора, якщо його діаметр збільшується із-за необхідності з'єднання з валом електродвигуна (в середньому в 1,5 рази у порівнянні з отриманими за умовою міцності). Оскільки в цьому випадку вал має гарантовано підвищений високий запас опору втомі, тому можна обмежитися таким розрахунком.

За результатами попередніх розрахунків розроблено конструкцію вала, визначено навантаження на вал, складені розрахункові схеми, визначені опорні реакції і побудовані епюри згинального та крутного моментів.

По цим даним необхідно перевірити міцність вала в найбільш небезпечному перерізі за умовою

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E K_n \leq [\sigma]_E, \quad (2.13)$$

де : $\sigma_{E \max}$ максимальне еквівалентне (зведене) напруження у небезпечному перерізі вала;

σ_E - еквівалентне напруження, що обчислюється за номінальним розрахунковим навантаженням;

K_n - коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження (навантаження першої ступені діаграми навантаження у випадку, коли кількість циклів менше $5 \cdot 10^4$);

$[\sigma]_E$ - допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_E \approx 0,8\sigma_T. \quad (2.14)$$

Еквівалентні напруження при згині для обраного матеріалу вала обчислюють по формулі

$$\sigma_E = \frac{M_{зв} \cdot 10^3}{W_{оснетто}}. \quad (2.15)$$

На підставі аналізу визначаються небезпечні перерізи, в яких діють максимальні або близькі до них навантаження та мінімальні осьові моменти опору.

Для валів нереверсивних редукторів зведений момент визначається по енергетичній теорії міцності – формули 2.6 і 2.8

Для реверсивних редукторів зведений момент визначається по теорії найбільших дотичних напружень

$$M_e = \sqrt{M_{зз}^2 + M_{кр}^2}, \quad (2.16)$$

3.3. Приклад перевірконого розрахунку вала

Перевірити втомну міцність вала, зображеного на рис. 3.3а згідно з заданими епюрами внутрішнього результуючого згинального моменту $M_{зз}$ (рис. 3.3б) та внутрішнього моменту кручення $M_{кр}$ (рис. 3.3в).

Вихідні дані: матеріал вала сталь 40, поліпшення, границя міцності $\sigma_\sigma = 680 \text{ МПа}$. Довговічність вала необмежена. Мініма-

льне значення запасу міцності $S_{\min} = 1,5$. Вал не змінює напрямку обертання.

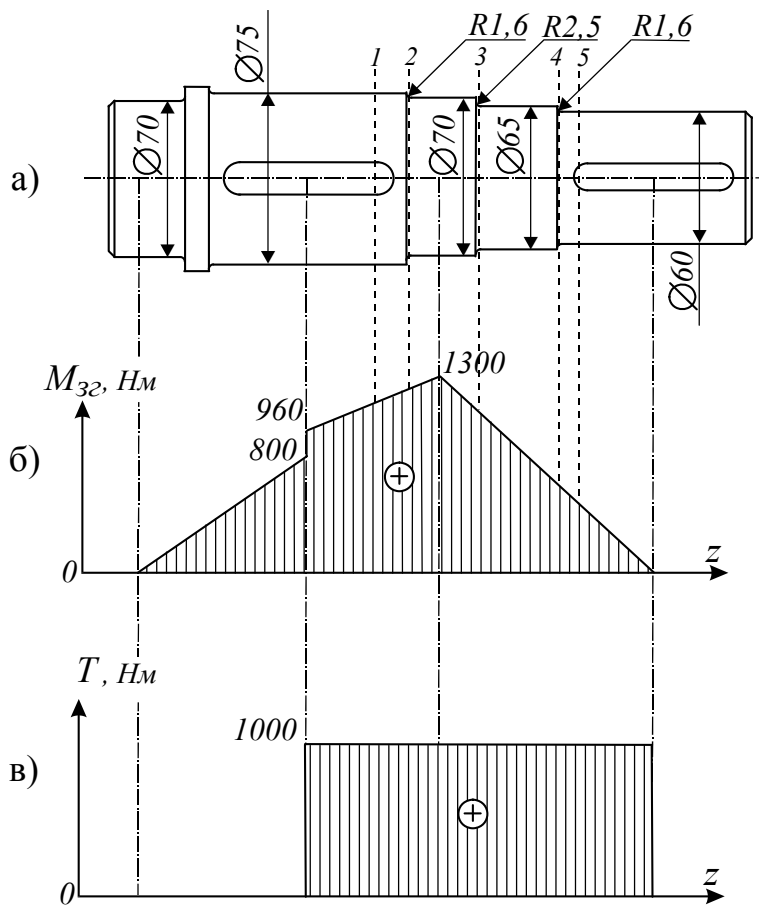


Рисунок 3.3 – Дані до розрахунку вала на втомну міцність:

а) конструкція вала; б) епюра внутрішніх згинальних моментів; в) епюра внутрішнього крутного моменту кручення

Розв'язання.
Для перевірки втомної міцності вала необхідно визначити запас міцності у поперечних перерізах і порівняти з його мінімальним значенням $S_{\min} = 1,5$. У зв'язку з тим, що кількість таких перерізів значна, треба вибрати найбільш небезпечні перерізи. Такими перерізами можна вважати перерізи, помічені на рис. 3.3 за цифрами 1 ... 5.

Щоб вибрати з цієї групи перерізів найбільш небезпечні, треба визначити для кожного з них коефіцієнт небезпечності φ (формула 3.1) з використанням даних з табл. 3.1

$$\varphi = a \frac{\sqrt{M_{32}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{d^3}$$

Значення моментів M_{32} і $M_{\text{кр}}$ визначаються за даними епюр (рис. 3.3б і рис. 3.3в). Діаметри різних ділянок вала та вид концентрації напружень визначаються за рис. 3.3а.

Результати обчислень зведені у табл. 3.5. Найбільше значення коефіцієнта небезпечності перерізу має у перерізі 5 ($\varphi_5 = 12,8$). Перерізи, у яких коефіцієнт φ має найбільше значення, чи значення, що відрізняється від найбільшого менш ніж на 30%, є небезпечними і підлягають повному розрахунку на опір втомі. Переріз 1 можна

виключити з подальшого розгляду, оскільки коефіцієнт $\phi_1 = 8,8$ у цьому перерізі відрізняється від $\phi_5 = 12,8$ більше, чим на 30%. Таким чином коефіцієнти запасу втомної міцності слід визначати у перерізах 2 ... 5.

Таблиця 3.5

Результати визначення коефіцієнта небезпечності ϕ

| Переріз | $M_{32},$ $H \cdot мм$ | $T,$ $H \cdot мм$ | $d,$ $мм$ | Концентратор | a | ϕ |
|---------|---------------------------|----------------------|--------------|-------------------|-----|--------|
| 1 | 1 100 000 | 1 000 000 | 75 | Посадка напружена | 2,5 | 8,8 |
| 2 | 1 220 000 | 1 000 000 | 70 | Галтель | 2,0 | 9,2 |
| 3 | 1 070 000 | 1 000 000 | 65 | Галтель | 2,0 | 10,6 |
| 4 | 560 000 | 1 000 000 | 60 | Галтель | 2,0 | 10,6 |
| 5 | 480 000 | 1 000 000 | 60 | Посадка напружена | 2,5 | 12,8 |

Перевірка перерізу 2. Запас втомної міцності тільки по згинанню визначається по формулі 2.10

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \beta_n} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}.$$

Межа витривалості матеріалу валу при згині з симетричним циклом зміни напружень $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_{\sigma} = 0,45 \cdot 680 = 306 \text{ МПа}$.

Амплітудна складова симетричного циклу зміни напружень при згині вала $\sigma_a = \sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{oc}} = \frac{M_{32}}{0,1d^3} = \frac{1220000}{0,1 \cdot 70^3} = 36 \text{ МПа}$.

Постійна складова змінного циклу $\sigma_m = 0$.

Коефіцієнт концентрації нормальних напружень $K_{\sigma} = 2,5$ (табл. 17.3) за вихідними даними $\frac{D}{d} = \frac{75}{70} = 1,1$ та $\frac{R}{d} = \frac{1,6}{70} = 0,02$.

Масштабний фактор $\varepsilon_m = 0,5$ (рис. 17.7).

Коефіцієнт якості поверхні валу $\beta_n = 0,95$ - обточення (рис. 17.8).

Коефіцієнт впливу постійної складової циклу напружень на втомну міцність $\psi_{\sigma} = 0,1$ (табл. 17.2).

Остаточно запас втомної міцності тільки по згинанню для пере-

різу 2 дорівнює

$$S_{\sigma 2} = \frac{306}{\frac{2,5}{0,5 \cdot 0,95} \cdot 36 + 0,1 \cdot 0} = 1,61.$$

Значення запасу втомної міцності тільки по крученню (при пульсуючому циклі) визначається по формулі 2.11

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_m \beta_n} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}.$$

Границя витривалості матеріалу валу при крученні $\tau_{-1} \approx 0,7\sigma_{-1} = 0,7 \cdot 306 = 214 \text{ МПа}$.

Амплітудна складова пульсуючого циклу зміни напружень при крученні вала

$$\tau_a = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{T}{2W_p} = \frac{T}{2 \cdot 0,2 \cdot d^3} = \frac{1000000}{2 \cdot 0,2 \cdot 70^3} = 8 \text{ МПа}.$$

Постійна складова пульсуючого циклу $\tau_m = \tau_a = 8 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт концентрації дотичних напружень $K_{\tau} = 1,8$ за вихідними даними $\frac{D}{d} = \frac{75}{70} = 1,1$ та $\frac{R}{d} = \frac{1,6}{70} = 0,02$ (табл. 17.3).

Масштабний фактор $\varepsilon_m = 0,5$ (рис. 17.7).

Коефіцієнт якості поверхні валу $\beta_n = 0,95$ - обточення (рис. 17.8).

Коефіцієнт впливу постійної складової циклу напружень на втомну міцність $\psi_{\tau} = 0,05$ (табл. 17.2).

Остаточний запас втомної міцності тільки по крученню для перерізу 2 дорівнює

$$S_{\tau 2} = \frac{214}{\frac{1,8}{0,5 \cdot 0,95} \cdot 8 + 0,05 \cdot 8} = 6,96.$$

При одночасному згині і крученні вала запас втомної міцності у перерізі 2 визначається по формулі 2.12

$$S_2 = \frac{S_{\sigma 2} \cdot S_{\tau 2}}{\sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2}} = \frac{1,61 \cdot 6,96}{\sqrt{1,61^2 + 6,96^2}} = 1,56.$$

Це перевищує мінімальне значення запасу безпечності $S_{\min} = 1,5$. Таким чином, втомна міцність вала у перерізі 2 забезпечена.

Результати визначення запасів безпечності для перерізів 3, 4 і 5 зведені у табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Результати визначення запасів безпечності для перерізів 3, 4 і 5 (рис. 3.3а)

| Переріз | σ_{-1} | σ_a | K_σ | ε_m | β_n | ψ_σ | σ_m | S_σ |
|---------|---------------|------------|------------|-----------------|-----------|---------------|------------|------------|
| 3 | 306 | 39 | 2,2 | 0,5 | 0,95 | 0,10 | 0 | 1,69 |
| 4 | 306 | 26 | 2,3 | 0,5 | 0,95 | 0,10 | 0 | 2,43 |
| 5 | 306 | 22 | 2,4 | 0,5 | 0,95 | 0,10 | 0 | 2,75 |
| Переріз | τ_{-1} | τ_a | K_τ | ε_m | β_n | ψ_τ | τ_m | S_τ |
| 3 | 214 | 9 | 1,6 | 0,5 | 0,95 | 0,05 | 9 | 6,95 |
| 4 | 214 | 12 | 1,7 | 0,5 | 0,95 | 0,05 | 12 | 4,91 |
| 5 | 214 | 12 | 1,8 | 0,5 | 0,95 | 0,05 | 12 | 4,64 |

При одночасному згині і крученні вала запас втомної міцності у перерізах 3,4 і 5 дорівнюють

$$S_3 = \frac{1,69 \cdot 6,95}{\sqrt{1,69^2 + 6,95^2}} = 1,64.$$

$$S_4 = \frac{2,43 \cdot 4,91}{\sqrt{2,43^2 + 4,91^2}} = 2,18.$$

$$S_5 = \frac{2,75 \cdot 4,64}{\sqrt{2,75^2 + 4,64^2}} = 2,36.$$

Оскільки у всіх перерізах вала запаси втомної міцності перевищують мінімальне значення запасу безпечності $S_{\min} = 1,5$, можна зробити висновок, що втомна міцність усього вала забезпечена.

4. ОСТАТОЧНИЙ ВИБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

4.1 Розрахунок довговічності підшипників кочення

Основним розрахунковим параметром, що визначає працездатність підшипникової опори є фактична довговічність підшипника $L_{h\text{-факт}}$ в годинах. Вона розраховується при частоті обертання рухомого кільця $n \geq 10$ об/хв. При $1 \leq n \leq 10$ об/хв у (4.1) підставляється значення $n = 10$

$$L_{h\text{-факт}} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\rho} \frac{10^6}{60n}, \quad (4.1)$$

де C – динамічна вантажопідйомність, кН (див. Додаток Б1-Б5);

P – приведене навантаження, кН (див. п. 4.2) ;

ρ - коефіцієнт форми тіла кочення: $\rho = 3$ – для кулькових підшипників; $\rho = 3,33$ – для роликів підшипників.

Отримане значення довговічності порівнюється зі значенням необхідної довговічності L_e , яка, як правило, повинна дорівнювати паспортній довговічності редуктора, що забезпечує виключення додаткових витрат на заміну підшипників.

З урахуванням того, що динамічна вантажопідйомність C – величина ймовірностна і задана з певною похибкою, рекомендовано вибирати підшипник, що забезпечує виконання умови

$$L_e \cdot \leq L_{h\text{-факт}} \leq 2L_e \cdot \quad (4.2)$$

Якщо рекомендованого співвідношення між значеннями розрахункової і необхідної довговічності не досягнуто, рекомендується виконати розрахунки для інших варіантів підшипників. У порядку пріоритету рішень доцільно:

1) змінити серію підшипника. При переході до наступної серії очікується зміна довговічності – у 2...4 рази;

2) змінити серію ширин (вужька, середня, широка). При переході до наступної серії ширин очікується зміна довговічності – у 2...4 рази;

3) замінити тіла кочення (кульки – ролики). При такій заміні очікується зміна довговічності – у 10 разів;

4) зміна схеми установки підшипника ("у розпір" - "у розтяг") принципово змінює картину навантаження і характер функціонування складального вузла.

Наведені дані мають орієнтовний характер і залежать від конкретних характеристик підшипників.

4.2 Зведене навантаження на підшипник при постійному і змінному у часі зовнішньому навантаженню

Зовнішнє навантаження на вали редуктора - це сили, що діють у зубчастих зачепленнях; пасових передачах; ланцюгових передачах; сили від неврівноваженості муфт, змонтованих на хвостовиках валів, сили через неспіввісність валів, що з'єднуються. Як правило, напрямок дії цих сил не змінюється, тому приведені навантаження на підшипник вважається постійним по напрямку.

Завданням на курсовий проект обговорена зміна навантаження на редуктор у часі (див. діаграму режиму навантаження в завданні). Приймається, що приведені навантаження на підшипники валів подібне діаграмі режиму навантаження редуктора, оскільки між обертаючими моментами і навантаженням на опори валів існує лінійна залежність. У цьому випадку розрахункове значення зведеного навантаження P визначається як еквівалентне (тобто навантаження ідентичне усьому спектру діючих навантажень)

$$P = 3 \sqrt[3]{\sum_i \frac{P_i^3 L_i}{L_h}}, \quad H \quad (4.3)$$

де: L_h - повний термін служби;

P_i - навантаження i -го рівня діаграми навантаження;

L_i - тривалість дії навантаження рівня P_i ;

$\frac{L_i}{L}$ - відносна тривалість дії навантаження P_i , прямо про-

порційного навантаженню T_i діаграми навантаження редуктору (див. завдання).

При урахуванні змінності режиму навантаження досить визначити зведене навантаження при роботі з номінальним обертовим моментом і скористатися тотожністю

$$\frac{T_i}{T_{ном}} \equiv \frac{P_i}{P}. \quad (4.4)$$

У загальному випадку зведене навантаження для підшипника, що сприймає осьове і радіальне зовнішнє навантаження визначається як

$$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_{\sigma} \cdot K_T, H \quad (4.5)$$

де: V - "коефіцієнт обертання кільця": $V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця, $V = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця;

F_r, F_a - радіальне і осьове навантаження на підшипник;

X, Y - коефіцієнти приведення F_r, F_a ;

K_b - коефіцієнт безпеки, залежить від умов роботи і серйозності наслідків аварії, викликані відмовою підшипника (табл. 4.1);

K_T - коефіцієнт температурного режиму (табл. 4.2).

Температурний режим підшипникового вузла залежить від умов експлуатації проектного редуктора: для металургійних машин гарячих цехів K_T може досягати граничних значень, для черв'ячних передач приводів, що передають значну потужність, температура визначається на підставі розрахунку теплового балансу (наприклад, у розділі "Розрахунок черв'ячних передач" [11]).

Таблиця 4.1

Значення коефіцієнта безпеки K_b

| Характер навантаження підшипника | K_b | Приклади використання |
|---|-----------|---|
| Спокійне навантаження без поштовхів | 1,0 | Ролики стрічкових конвеєрів, малопотужні кінематичні редуктори і приводи |
| Легкі поштовхи. Короткочасні перевантаження до $1,25T_{ном}$ | 1,0 – 1,2 | Зубчасті передачі 7, 8 ступенів точності, редуктори загального машинобудування |
| Помірні поштовхи. Короткочасне перевантаження до $1,5T_{ном}$ | 1,3 – 1,5 | Зубчасті передачі 9 ступеня точності, дробарки і кривошипношатунні механізми, валки прокатних станів, потужні вентилятори |
| Значні поштовхи і вібрація. Короткочасне перевантаження до $2,0T_{ном}$ | 1,8 – 2,5 | Важкі кувальні машини, робочі рольганги блюмінгів, слябінгів, крупносортових станів |

Для опор механізмів конвеєрів, як правило, рекомендується приймати $t_p \leq 125^\circ \text{C}$. При підвищеній робочій температурі варто вибирати підшипники зі спеціальних сталей [5].

Таблиця 6.2

Робоча температура підшипника t_p , температурний коефіцієнт K_T

| | | | | | | | |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| $t_p, ^\circ \text{C}$ | 100 | 125 | 150 | 175 | 200 | 225 | 250 |
| K_T | 1,00 | 1,05 | 1,10 | 1,15 | 1,25 | 1,35 | 1,40 |

Для кожного типу підшипників кочення і схеми навантаження вала існують особливості у визначенні приведенного навантаження, пов'язані з особливостями визначення радіального й осьового навантажень, що розглядаються нижче.

4.3. Визначення осьового навантаження на підшипники

Повні реакції в підшипникових опорах викликають окрім радіальних реакцій F_r і осьові реакції S . Поняття осьової реакції S в підшипнику і осьового навантаження F_a – не ідентичні!

Осьова складова реакція S повної реакції залежить тільки від параметрів опори: повної реакції, куту контакту β і виду тіл кочення (ролики - кульки).

Осьове навантаження F_a залежить від співвідношення осьових складових S і зовнішньої осьової сили F' , прикладеної до вала з боку змонтованих на ньому деталей передач.

Перш, ніж визначати осьові навантаження F_a , необхідно визначити осьові складові реакцій в опорах S .

Для кулькових підшипників осьова складова реакції

$$S = eF_r. \quad (4.6)$$

Для роликів підшипників з конічними роликами осьова реакція

$$S = 0,83 eF_r. \quad (4.7)$$

Визначення параметра осьового навантаження e для кожного типу підшипника має особливості, викладені нижче.

Параметр осьового навантаження e для підшипників з конічними роликами є табличною характеристикою, індивідуальною для кожного типорозміру підшипника. Він приведений у таблицях, що

містять характеристики підшипників. Розрахунковим шляхом коефіцієнт можна визначити за формулами табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Параметр осьового навантаження e і коефіцієнти приведення навантаження X, Y для роликів підшипників

| e | $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ | | $\frac{F_a}{VF_r} > e$ | |
|---------------------------------------|---------------------------|--------------------|------------------------|--------------------|
| | X | Y | X | Y |
| Підшипники однорядні | | | | |
| $1,5 \tan \beta$ | 1 | 0 | 0,40 | $0,40c \tan \beta$ |
| Підшипники дворядні сферичні роликові | | | | |
| $1,5 \tan \beta$ | 1 | $0,45c \tan \beta$ | 0,67 | $0,67c \tan \beta$ |

Параметр осьового навантаження e для радіальних і радіально-упорних кулькових підшипників з одним і двома рядами тіл кочення залежить від кута контакту β і співвідношення F'/C_0 . Він визначається інтерполяцією на підставі даних табл. 4.4.

Для дворядних радіально-упорних підшипників варто мати на увазі, що при виконанні умови: $\frac{F_a}{VF_r} > e$ працює тільки один ряд, тобто в табл. 4.4 - $i = 1$

Після визначення значень e і S визначаються значення осьового навантаження на кожну опору F_a . Для цього можна використовувати типові схеми навантаження, наведені в табл. 4.5.

Після розрахунку значень F_a оцінюється вплив осьової сили на роботу підшипника по умові

$$\frac{F_a}{VF_r} > \leq e . \quad (4.8)$$

При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ осьове навантаження впливає на працездатність підшипника позитивно, оскільки приводить до більш рівномірного розподілу навантаження між тілами кочення.

Таблиця 4.4

Параметр осевого навантаження і коефіцієнти приведення навантаження X, Y для кулькових підшипників

| Тип підшипника | | | Однорядний: $i = 1$ | | Дворядний: $i = 2$ | | | | |
|--|------------------|-------------------|--------------------------|------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------|---------------------------|
| β | $\frac{F'}{C_0}$ | $\frac{iF'}{C_0}$ | e | $\frac{F_a}{VF_r} > e$ | | $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ | | $\frac{F_a}{VF_r} > e$ | |
| | | | | X | Y | X | Y | X | Y |
| 0° | 0,014 | | 0,19 | 0,56 | 2,30 | 1 | 0 | 0,56 | 2,30 |
| | 0,028 | | 0,22 | | 1,99 | | | | 1,99 |
| | 0,056 | | 0,26 | | 1,71 | | | | 1,71 |
| | 0,084 | | 0,28 | | 1,55 | | | | 1,55 |
| | 0,100 | | 0,30 | | 1,45 | | | | 1,45 |
| | 0,170 | | 0,34 | | 1,31 | | | | 1,31 |
| | 0,280 | | 0,38 | | 1,15 | | | | 1,15 |
| | 0,420 | | 0,42 | | 1,04 | | | | 1,04 |
| | 0,560 | | 0,44 | | 1,00 | | | | 1,00 |
| 12° | | 0,014 | 0,30 | 0,46 | 1,81 | 1 | 2,08 | 0,74 | 2,94 |
| | | 0,029 | 0,34 | | 1,62 | | 1,84 | | 2,63 |
| | | 0,057 | 0,37 | | 1,46 | | 1,60 | | 2,37 |
| | | 0,086 | 0,41 | | 1,34 | | 1,52 | | 2,18 |
| | | 0,110 | 0,45 | | 1,22 | | 1,39 | | 1,98 |
| | | 0,170 | 0,48 | | 1,13 | | 1,30 | | 1,84 |
| | | 0,290 | 0,52 | | 1,04 | | 1,20 | | 1,69 |
| | | 0,430 | 0,54 | | 1,01 | | 1,16 | | 1,64 |
| | | 0,570 | 0,54 | | 1 | | 1,16 | | 1,62 |
| 15° | | 0,015 | 0,38 | 0,44 | 1,47 | 1 | 1,65 | 0,72 | 2,39 |
| | | 0,29 | 0,40 | | 1,40 | | 1,57 | | 2,28 |
| | | 0,058 | 0,43 | | 1,30 | | 1,46 | | 2,11 |
| | | 0,087 | 0,46 | | 1,23 | | 1,38 | | 2,00 |
| | | 0,12 | 0,47 | | 1,19 | | 1,34 | | 1,93 |
| | | 0,17 | 0,50 | | 1,12 | | 1,26 | | 1,82 |
| | | 0,29 | 0,55 | | 1,02 | | 1,14 | | 1,66 |
| | | 0,44 | 0,56 | | 1,00 | | 1,12 | | 1,63 |
| | | 0,58 | 0,56 | | 1,00 | | 1,12 | | 1,63 |
| 18°, 19°, 20°, 24°, 25°, 26°, 30°, 35°, 36°, 40° | | | 0,57 | 0,43 | 1,00 | 1 | 1,09 | 0,70 | 1,63 |
| | | | 0,68 | 0,41 | 0,87 | | 0,92 | 0,67 | 1,44 |
| | | | 0,80 | 0,39 | 0,76 | | 0,78 | 0,63 | 1,24 |
| | | | 0,95 | 0,37 | 0,66 | | 0,66 | 0,60 | 1,07 |
| | | | 1,14 | 0,35 | 0,57 | | 0,55 | 0,57 | 0,93 |
| Кулькові сферичні підшипники | | | $\frac{3}{2} \tan \beta$ | 0,4 | $\frac{0,4}{\tan \beta}$ | 1 | $\frac{0,42}{\tan \beta}$ | 0,65 | $\frac{0,65}{\tan \beta}$ |

При $\frac{F_a}{VF_r} > e$ осьове навантаження впливає на працездатність

підшипника негативно, оскільки приводить до збільшення загального навантаження на тіла кочення. Слід зауважити, що вплив осьового навантаження в цьому випадку більш значний, ніж вплив радіального навантаження (коефіцієнти X, Y).

По отриманих нерівностях (4.8) вибираються коефіцієнти X, Y з табл. 4.3, 4.4 і визначається зведене навантаження (4.5) і фактична довговічність підшипника (4.1).

Радіальні роликові підшипники з буртами бажано використовувати при виникненні випадкового осьового навантаження, наприклад, через вібрації.

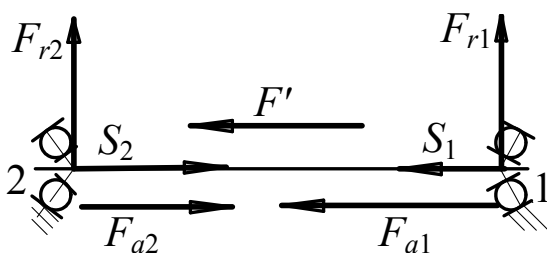


Рисунок 4.1 – До визначення навантаження на підшипники

випадкового осьового навантаження, наприклад, через вібрації. Осьове навантаження не впливає на зведене, оскільки сприймається торцевою поверхнею роликів і зведене навантаження визначається з (4.5) при $X = 1, Y = 0$

$$P = VXF_r kK_{\sigma} K_T. \quad (4.9)$$

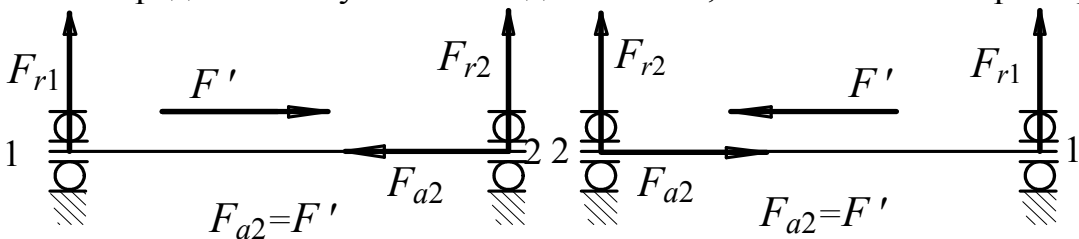
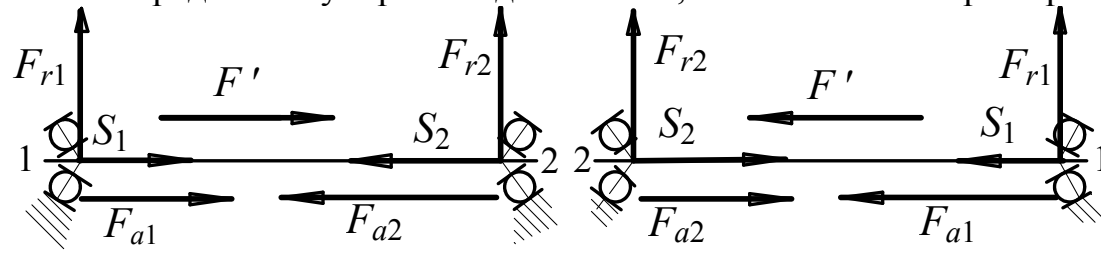
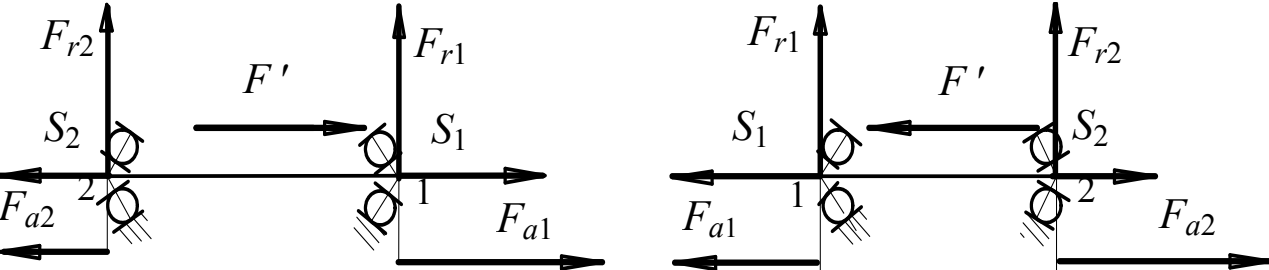
Використання цих підшипників в опорах, що сприймають постійні осьові навантаження є не бажаним через те, що має місце тертя ковзання торцевих поверхонь ролика і кільця.

4.4. Приклад розрахунку підшипників кочення

Для вала, діаметр шипа якого дорівнює 60 мм, частота обертання 325 об/хв, підібрати підшипники кочення і перевірити їхню працездатність, якщо радіальне навантаження на опори дорівнює: $F_{r1} = 3000 \text{ Н}; F_{r2} = 6000 \text{ Н}$ і осьове навантаження $F' = 1500 \text{ Н}$. Необхідний час роботи підшипника $L_h = 20000 \text{ годин}$. Під час роботи можливі короткочасні поштовхи до 120%.

Розв'язання. За ДСТ 831 - 75 приймається кульковий радіально-упорний підшипник № 36212, у якого $d = 60 \text{ мм}, D = 110 \text{ мм}, B = 22 \text{ мм}, \beta = 12^\circ, C = 61500 \text{ Н}$ - динамічна вантажопідйомність, $C_0 = 39300 \text{ Н}$ - статична вантажопідйомність.

Таблиця 4.5 – Схеми навантаження опор осьовими силами

| Схеми навантаження підшипників | Характеристика навантаження | Осьові сили |
|--|---|--|
| <p>Вал на радіальних кулькових підшипниках, встановлених "в розпир"</p>  | $S_1 = 0;$ $S_2 = 0;$ $F' \geq 0$ | $F_{a1} = 0;$ $F_{a2} = F'$ |
| <p>Вал на радіально-упорних підшипниках, встановлених "в розпир"</p>  | $S_1 > S_2;$ $F' \geq 0$ | $F_{a1} = S_1;$ $F_{a2} = S_1 + F'$ |
| <p>Вал на радіально-упорних підшипниках, встановлених "в розтяг"</p>  | $S_1 < S_2;$ $F' < S_2 - S_1$ | $F_{a2} = S_2;$ $F_{a1} = S_2 - F'$ |

Приймається схема розташування підшипників у «розпір» (рис. 4.1).

Визначається відносне навантаження

$$\frac{F'}{C_0} = \frac{1500}{39300} = 0,038.$$

По табл. 4.4 визначається параметр осьового навантаження $e = 0,35$. Тоді осьові складові сили дорівнюють

$$S_1 = eF_{r1} = 0,35 \cdot 3000 = 1050 \text{ H};$$

$$S_2 = eF_{r2} = 0,35 \cdot 6000 = 2100 \text{ H}.$$

Оскільки $S_2 > S_1$ і $F' > S_2 - S_1$, то $F_{a1} = S_1 = 1050 \text{ H}$;

$$F_{a2} = F_a + S_1 = 1500 + 1050 = 2550 \text{ H}.$$

Визначаються відношення осьового навантаження до радіального для більш навантаженої опори, якою є опора «2».

Оскільки $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{2550}{6000} = 0,425 > e$ ($e = 0,35$), то по табл. 4.4 ви-

значаються коефіцієнти радіального та осьового навантажень $X = 0,46$, $Y = 1,57$.

Визначаються еквівалентне (приведене) навантаження

$$\begin{aligned} P &= (VXF_{r2} + Y \cdot F_{a2})K_\sigma K_T = \\ &= (1 \cdot 0,46 \cdot 6000 + 1,57 \cdot 2550) \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 8115 \text{ H}, \end{aligned}$$

де $K_\sigma = 1,2$ - коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1,0$ - температурний коефіцієнт ($t_p < 100^\circ\text{C}$);

$V = 1,0$ - коефіцієнт обертання кільця.

Визначається розрахунковий термін служби підшипника

$$L_{hp} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 325} \left(\frac{61500}{8115} \right)^3 = 22310 \text{ год}.$$

Розрахунковий термін служби підшипника перевищує необхідний $L_h = 20000$ годин, що задовольняє умовам роботи, $L_{hp} > L_h$.

4.5. Змащення підшипників кочення

Як мастильні матеріали в підшипниках кочення використовуються рідкі, пластичні (консистентні) і тверді змащення. Остан-

нім часом усе ширше використовуються підшипники закритого типу, в які закладається оригінальне змащення фірми-виробника підшипників. У випадку грамотного проектування вузла, надійної ізоляції підшипника від мастила з картера редуктора і замовлення підшипників саме для проектованої машини, механізму, підшипникові вузли не вимагають обслуговування протягом усього терміну їхньої служби.

Оскільки в курсовому проекті розробляється редуктор загального призначення, рекомендується наступна послідовність методики вибору змащення.

Вибір виду змащення. При колових швидкостях рухомого кільця підшипника $V = \frac{\pi dn}{60000} < 2 \text{ м/с}$ доцільно застосовувати консистентне змащення, при $V < 5 \text{ м/с}$ можна застосовувати як консистентне, так і рідке змащення, при $V > 5 \text{ м/с}$ застосовується рідке змащення.

Вважаючи, що редуктори загального машинобудування мають приблизно однакові характеристики питомої навантаженості опор, умови роботи підшипників розділені на 4 групи в залежності від співвідношення частоти обертання вала n , і його діаметра d (див. діаграму рис. 4.2).

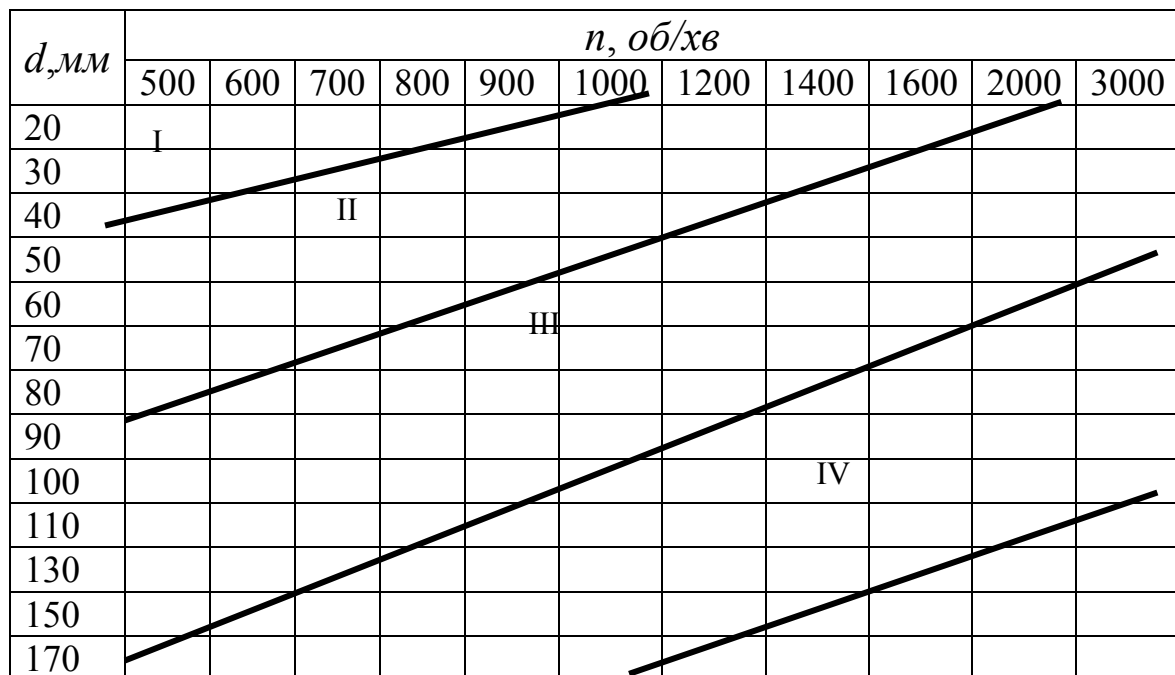


Рисунок 4.2 – Діаграма типових умов роботи підшипників

Відповідно до визначеної по рис. 4.2 групи по табл. 4.5 вибирається марка оливи.

Таблиця 4.5

Вплив температури в підшипниковому вузлі на вибір марки оливи

| Група типових умов | Робоча температура мастила, °С | | |
|---|---------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| | від 0° до 60° | від 60° до 100° | вище 100° |
| I | Індустріальне 20 | Індустріальне 20 Індустріальне 20 | Авіаційне МК-22 Авіаційне МС-14 |
| II | Індустріальне 45 Турбінне 30 | Індустріальне 20 Турбінне 30 | Авіаційне МС-14 |
| III використання змащування під тиском | Індустріальне 20 | Турбінне 30 | Турбінне 57 |
| IV використання змащування під тиском | Турбінне 57 | Турбінне 57 | Турбінне 57 |

Пластичні мастила, як і рідкі, так само вибираються в залежності від температури в підшипниковому вузлі (табл. 4.6)

Таблиця 4.6

Умови використання пластичних мастил

| Найменування і марка мастила | В'язкість при температурі в °С, сСт | | Температура підшипникового вузла °С |
|------------------------------|-------------------------------------|-------------|-------------------------------------|
| | 0° | 20° | |
| Солідол С | ≤ 2000 | 400...1000 | -3...+70 |
| Прес-солідол С | ≤ 2000 | 700...900 | -30...+50 |
| Солідол жировий УС-3 | 6000...9000 | 3000...3500 | -10...+80 |
| Жирове мастило І-13 | ≤ 2000 | 1000...2000 | -20...+110 |
| ЦИАТИМ - 221 | 700...1000 | 200..500 | -60...+150 |
| ЦИАТИМ - 201 | 800...1500 | 500...1000 | -60...+90 |

4.6. Рекомендації до вибору ущільнювальних пристроїв

Ущільнювальні пристрої підшипникових вузлів захищають підшипники від забруднення ззовні і запобігають витіканню з них мастильного матеріалу. Їхня конструкція залежить від швидкості обертання валу, виду змащення та в'язкості мастила, робочої температури підшипникового вузла, умов експлуатації механізму.

Визначальним при виборі ущільнення є лінійна швидкість поверхні вала під ущільненням (табл. 4.7)

Таблиця 4.7

Експлуатаційні характеристики ущільнень

| Тип ущільнень | Допустима швидкість контактної поверхні вала, м/с |
|---|---|
| Контактні ущільнення | |
| - з повсті грубововняної Г (ДСТ 6418-52) и півгрубововняної П (ДСТ 6308-52) | 2 |
| - з повсті тонкововняної Т (ДСТ 6418-52) | 5 |
| - манжети з гуми І типу | 10 |
| - те ж саме для полірованих валів | 15 |
| манжети из гуми ІІ типу | 5 |
| Безконтактні | |
| - кільцеві зазори, проточки | 5 |
| - лабиринтні ущільнення, заповнені пластичним мастилом | 30 |
| - лабиринтні ущільнення, не заповнені пластичним мастилом | 50 |

Характеристика основних типів ущільнень приведена нижче.

Контактні ущільнення: манжетні, сальникові забезпечують герметичність підшипникового вузла при середніх і низьких швидкостях на контактній поверхні вала завдяки щільному контакту шийки вала і ділянки ущільнення.

Найбільш широко розповсюджені **манжетні ущільнення** (ДСТ 8752-79, Додаток Д) через високий ступінь уніфікації, стандартизації, надійності. Ці ущільнення

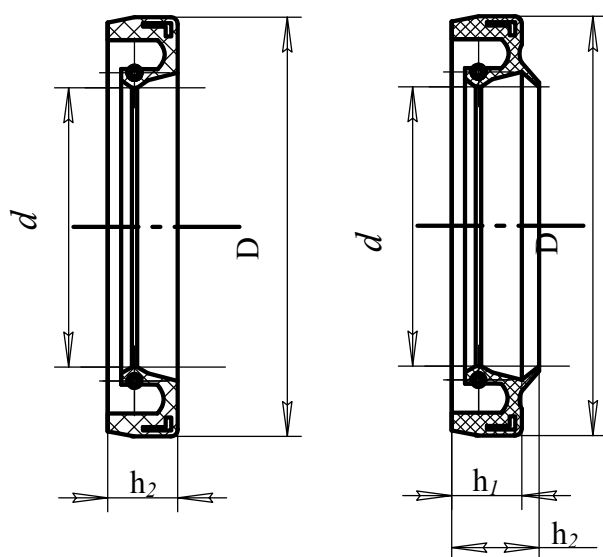


Рисунок 4.3 – Манжетні ущільнення гумові, ДСТ 8752-79

можуть використовуватися як для вузлів, що змащуються рідким мастилом, так і для вузлів, що змащуються пластичним мастилом. Їх виконують у вигляді кільцевих манжет (рис. 4.3), з армованої гуми та встановлюють у корпус з натягом. Сила, що притискає манжету до вала - сила пружності самої манжети і спеціальної пружини.

Для запобігання витіканню рідкого мастила манжета встановлюється робочою крайкою

усередину корпуса. При ущільненні вузла з консистентним змащенням манжета встановлюється навпаки, щоб при пресуванні змащення в порожнину вузла надлишок змащення легко витік назовні.

Для роботи в засміченому середовищі застосовують манжети з пиловиком (двосторонні).

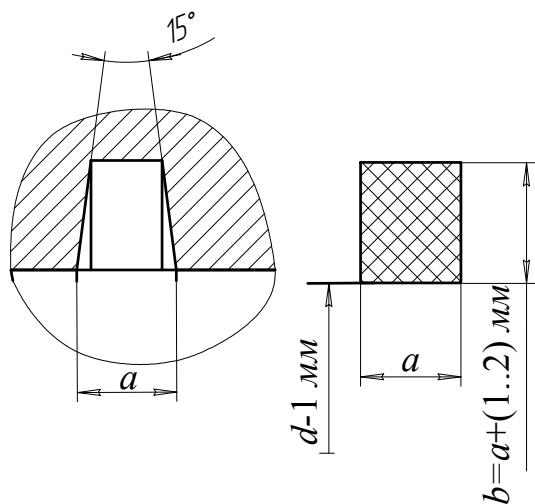


Рисунок 4.4 – Сальникове ущільнення і проточка для його розміщення

Сальникове ущільнення являє собою кільце з повсті прямокутного перерізу, що вставляється у кільцевий паз у вигляді трапеції (рис. 4.4). Ущільнення застосовується в невідповідальних конструкціях при малих швидкостях і замінюється манжетними ущільненнями.

Всі контактні ущільнення вимагають твердої і гладкої поверхні вала: рекомендовано гартувати шийку до твердості 40...50HRC_e і полірувати її до шорсткості 0,25...0,66 Ra.

Безконтактні ущільнення застосовуються у широкому діапазоні швидкостей. До найбільш розповсюджених типів відносяться перераховані нижче.

Лабіринтові ущільнення поділяють на прості і гребінчасті. Гребінчасті ущільнення створюють звивистий зазор між рухомими і нерухомими деталями і є найбільш ефективними (рис. 7.4).

Лабіринтові ущільнення створюють опір протіканню рідини або газу через вузькі щілини. Чергування ділянок з малими і великими зазорами приводить до втрати кінетичної енергії потоком мастила. Малі зазори дорівнюють 0,2...0,5 мм. При роботі на низьких і середніх швидкостях вони заповнюються пластичним мастильним матеріалом. При високих швидкостях знаходження пластичного змащення в зазорі не доцільно.

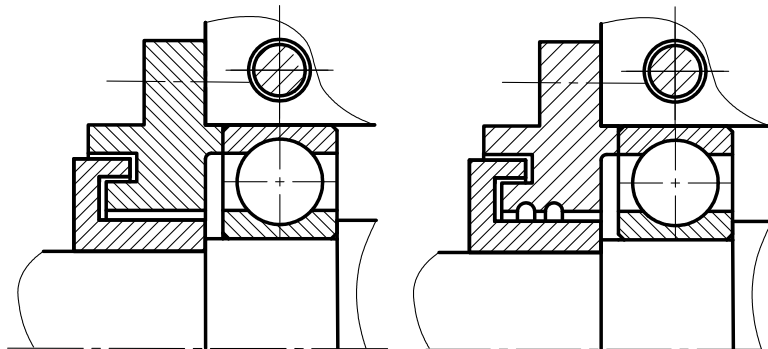


Рисунок 4.5 – Типові конструкції лабіринтових ущільнень

Щілинні ущільнення виконують переважно у вигляді кільцевих щілин з проточками або без проточок. До цієї ж групи можна віднести ущільнення з нерухомими захисними шайбами і щитками, що

утворюють короткі щілини. Захисна дія щілинних ущільнень незначна; галузь застосування — у машинах, що працюють у чистій і сухій атмосфері.

У **відцентрових ущільненнях** відцентрові сили відкидають мастило, перешкоджаючи його витіканню. Забруднюючі речовини відкидаються, потрапляючи на

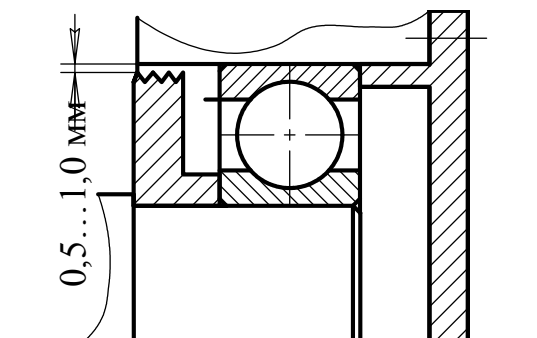


Рисунок 4.6 – Конструкція кільця мастилозатримуючого

обертові захисні диски. Ущільнення прості і раціональні, але не забезпечують повного захисту в зв'язку з зупинками машини. Тому їх застосовують у сполученні з іншими, а також для захисту підшипників від забруднення продуктами зношування, що знаходяться у загальній масляній ванні. Приклад відцентрового ущільнення – кільце мастилозатримуюче (рис. 4.6).

На периферії кільця нарізане різьблення, що забезпечує виконання захисних функцій.

Комбіновані ущільнення – це сполучення ущільнень, що використовують два чи більше із зазначених принципів. Так, наприклад, якісний захист забезпечує комбінація лабіринтового і відцентрового ущільнень. Перше зі згаданих забезпечує захист при малих швидкостях, друге - при великих швидкостях обертання вала

5. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ, ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ, ШПОНКОВИХ ТА ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Найбільш докладно розробленою і найбільш пристосованою для учбового процесу є АРМ WinMachine¹ - CAD/CAE система автоматизованого розрахунку и проектування деталей машин, механізмів, елементів конструкцій и вузлів, машинобудівних об'єктів та обладнання

Система АРМ WinMachine – це програмний продукт, створений на базі сучасних інженерних методик проектування [21], чисельних методів механіки, математики і моделювання, що гармонійно поєднує досвід поколінь конструкторів, інженерів-механіків і інших фахівців з можливостями комп'ютерної техніки та технологій.

Наявні в системі АРМ WinMachine можливості інструментального забезпечення дозволяють вирішувати велике коло прикладних завдань:

- проектувати механічне устаткування і його елементи з вико-

¹ www.apm.ru

ристанням інженерних методик;

- проводити аналіз напружено-деформованого стану (з використанням методу кінцевих елементів) тривимірних об'єктів будь-якої складності при довільному закріпленні, статичному або динамічному навантаженні;

- створювати конструкторську документацію відповідно до ЄСКД (єдина система конструкторської документації);

- використовувати при проектуванні бази даних стандартних виробів і матеріалів, а також створювати свої власні бази під конкретні напрямки діяльності.

5.1. Розрахунок валів.

Розрахунок валів здійснюється за допомогою модуля **APM Shaft**, призначеного для розрахунку деталей типу “вал”, а також генерація кресленників в автоматичному режимі.

Початок роботи в програмі «Проектирование и расчет вала».

1. На робочому столі, подвійним натиском лівої кнопки миші, виконати запуск ярлика **APM Integrator**, потім виконати п.п. 2, 3.

| № | Вибір | Дії |
|---|--|---------------------------------------|
| 2 | <p>Инженерный анализ</p>  <p>Инженерный анализ</p> | одним натиском миші на піктограмі |
| 3 | <p>APM Shaft</p>  <p>APM Shaft</p> | подвійним натиском миші на піктограмі |

Примітка: альтернативний пуск: «Пуск → Программы → **APM WinMachine** → **APM Shaft**»: натиском лівої кнопки миші.

Редактор валів, що входить до складу програми **APM Shaft**, являє собою спеціалізований графічний редактор, призначений для завдання геометрії валів і осей. Редактор дає в розпорядження користувача гнучкі і зручні засоби.

| Вид на екрані | Призначення |
|---|---|
|  | Завдання конструкції вала |
|  | Введення навантажень, що діють на вал |
|  | Розміщення опор, на яких установлений вал |

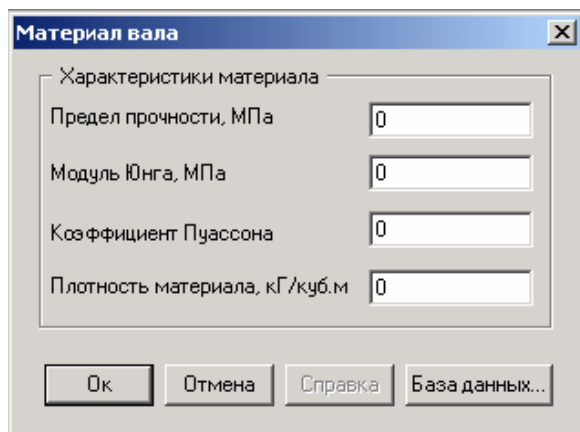
Інструментальна панель APM Shaft містить у собі основні елементи конструкції вала (циліндричні і конічні сегменти, фаски, галтелі, канавки, отвори, ділянки з різьбою, шпонкові і шліцові з'єднання), а також умовні позначки для навантажень, що можуть діяти на вал і опори, на яких він встановлений.

Робоче поле є головним компонентом редактора валів. На ньому відображається вал і виконуються операції по його формуванню і зміні. Робоче поле містить у собі дві лінійки – вертикальну і горизонтальну. На лінійках показані шкали, що залежать від поточного масштабу зображення і від того, яка частина вала показується в даний момент у робочому полі.

Якщо натиснути правою кнопкою миші на обраний об'єкт, то з'являється інформаційна панель.

Інформаційна панель використовується для відображення поточних значень параметрів у процесі відтворення вала. Набір відображуваних параметрів залежить від того, з яким елементом Ви працюєте. Так, наприклад, при зображенні ескізу циліндричної ділянки вала на інформаційній панелі показуються координати курсору, а також поточні значення довжини і діаметра циліндричної секції.

Примітка! У процесі редагування необхідно точно встановлювати курсор у виді «+» на те місце, яке необхідно редагувати.



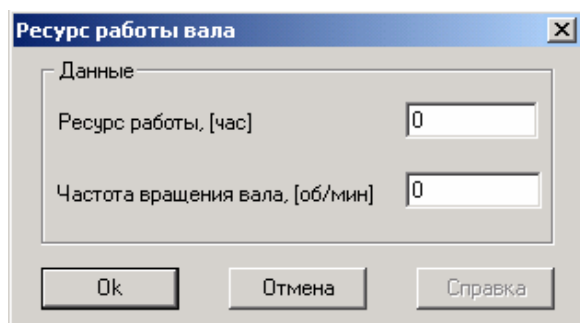
Наступні дії після виконання ескізу :

4. Введення матеріалу вала виконується за допомогою верхнього меню: Матеріал → Параметри...

Для введення значень необхідно вибрати матеріал з бази даних у відповідності зі своїм завданням. Натиснути кнопку «Ок».

Далі треба виконати наступну команду: «Рассчитать → Общий расчет вала»

Виконується розрахунок вала на статичну і втомну міцність.



Перед розрахунком на екран виводиться діалог стосовно ресурсу роботи вала. Необхідно ввести «Ресурс работы» в годинах і «Частота вращения вала» в об/хв.

Натиснути кнопку «Ок».

Команда «Результаты» викликає на екран діалогове вікно, за допомогою якого Ви можете пере-

глянути результати розрахунків. Кожна кнопка цього вікна виводить на екран значення відповідного параметра, представленого у виді графіка чи таблиці. Якщо в діалозі включити « Рисовать вал», то на графіках розрахункових параметрів буде показаний сам вал.

У ньому вибрати те, що необхідно переглянути:

- «Реакции в опорах»;
- «Момент изгиба»;
- «Угол изгиба»;
- «Момент кручения»;
- «Напряжения»;
- «Поперечные силы»;
- «Осевые силы»;
- «Перемещения»;
- «Угол кручения»;
- «Усталостная прочность».

5.2. Розрахунок підшипників кочення

Розрахунок підшипників кочення здійснюється за допомогою програми **APM Bear**, призначеної для розрахунку деталей типу “підшипник”, а також візуального спостереження за обертанням підшипника під навантаженням.

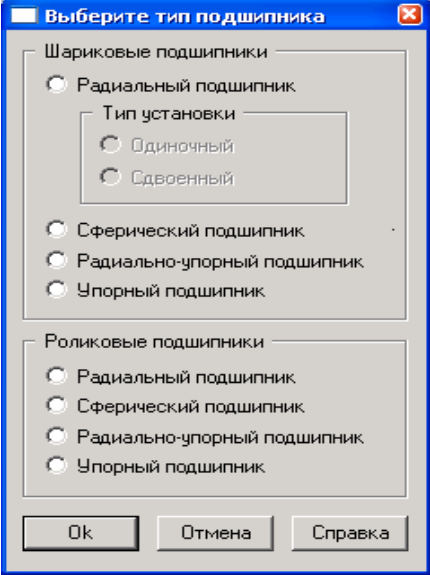
Робота з програмою «Проектирование и расчет подшипников» виконується у наступній послідовності.

1. На робочому столі, подвійним натиском лівої кнопки миші, виконати запуск ярлика **APM Integrator**, потім виконати п.п. **2, 3**.

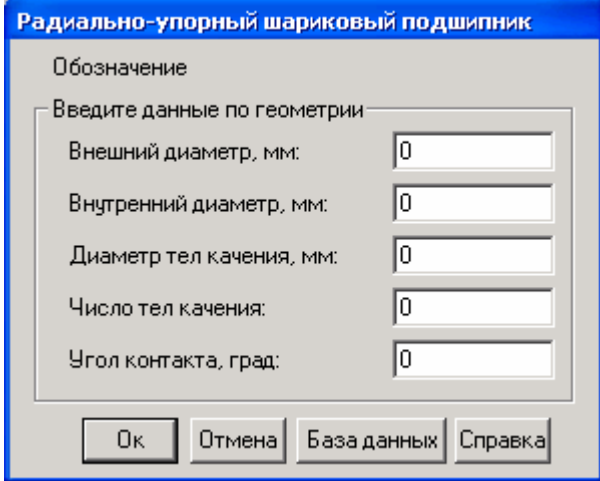
| № | Вибір | Дії |
|---|---|---------------------------------------|
| 2 | <p>Инженерный анализ</p>  | одним натиском миші на піктограмі |
| 3 | <p>APM Bear</p>  | Подвійним натиском миші на піктограмі |

Примітка: альтернативний пуск: «Пуск → Программы → **APM WinMachine** → **APM Bear**»: натиском лівої кнопки миші.

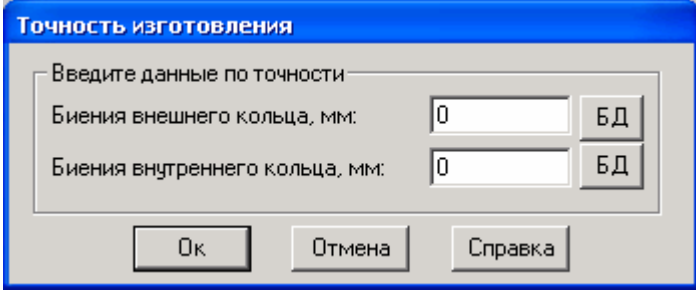
Вибір типу підшипника для розрахунку здійснюється за допомогою вікна на екрані.

| Вид на екрані | Приклад заповнення |
|---|--|
|  | <p>Вибір здійснюється натиском лівої кнопки миші на відповідному типі підшипника, потім – «Ок»</p> |

5. Для початку вводу даних необхідно вибрати у верхньому меню пункт «Данные → Геометрия».

| Вид на екрані | Приклад заповнення |
|---|---|
|  | <p>Поля заповнюються автоматично, після того як з бази даних обрано встановлений на вал підшипник, що перевіряється. Після завершення вибору підшипника натиснути кнопку «Ок»</p> |

6. Для початку вводу даних необхідно вибрати у верхньому меню пункт «Данные → Точность»

| Вид на екрані | Приклад заповнення |
|---|--|
|  | <p>Поля биття зовнішнього і внутрішнього кільця заповнюються автоматично, після того як з «БД» вибирається діаметр, відповідний зовнішньому чи внутрішньому значенню підшипника для «Класс точности 0». Після завершення вибору значень биття підшипника натиснути кнопку «Ок»</p> |

7. Для початку введення даних необхідно вибрати у верхньому меню пункт

«Данные → Условия работы».

Ввести радіальні реакції опор R_A , R_B і осьову силу F_a . Вважається, що навантаження постійне.

8. Після введення даних необхідно виконати розрахунок натисненням «Расчет».

Для перегляду результатів необхідно виконати «Результаты → Еще». Записати отримані значення. Результати порівняти з ручним розрахунком.

5.3. Розрахунок шпонкових та зубчастих (шліцьових) з'єднань.

Програма **APM Joint** представляє модуль, призначений для розрахунку і проектування роз'ємних і нероз'ємних з'єднань деталей машин. Послідовність роботи в програмі «Шпоночные и шлицевые соединения».

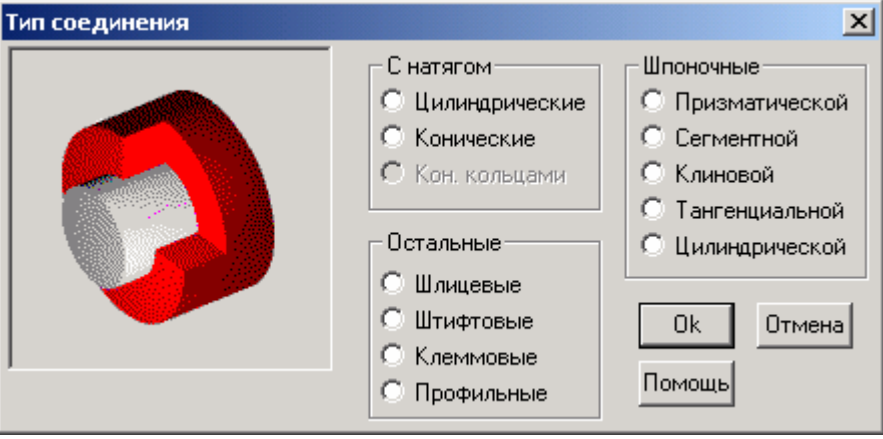
1. На робочому столі, подвійним натиском лівої кнопки миші, виконати запуск ярлика **APM Integrator**, потім виконати п.п. 2, 3.

| № | Вибір | Дії |
|---|---|---------------------------------------|
| 2 | <p>Инженерный анализ</p>  | одним натиском миші на піктограмі |
| 3 | <p>APM Joint</p>  | Подвійним натиском миші на піктограмі |

Примітка: альтернативний пуск: «Пуск → Программы → APM WinMachine → APM Joint»: натиском лівої кнопки миші.

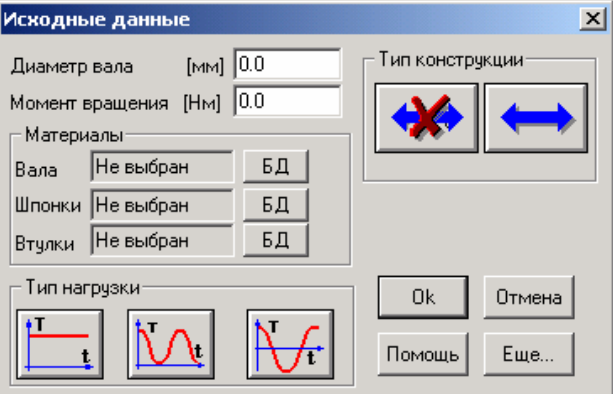
Порядок розрахунку

4. Вибрати подвійним натиском миші вид з'єднання «Вал-Ступица» (лівий нижній прямокутник)
5. Вибір типу з'єднання для розрахунку здійснюється, використовуючи верхнє меню «Тип → Соединение».

| Вид на екрані | Приклад заповнення |
|---|---|
|  | <p>Вибір здійснюється натиском лівої кнопки миші на відповідному типі з'єднання, потім – «Ок»</p> |

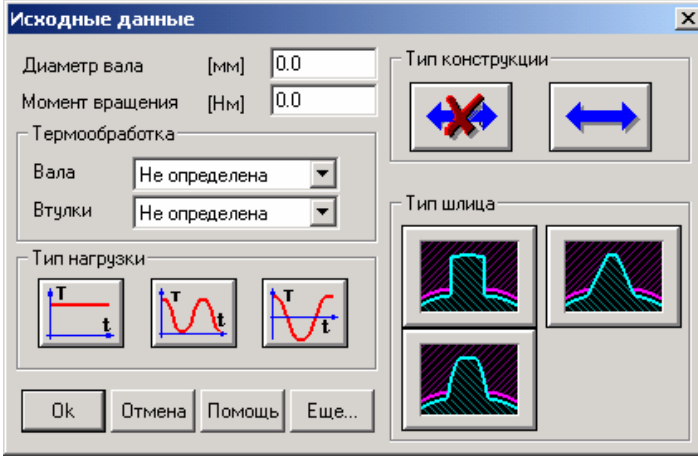
6. Введення вихідних даних для розрахунку здійснюється, використовуючи верхнє меню «Данные»

6.1 Приклад для введення даних шпонкових з'єднань

| Вид на екрані | Приклад заповнення |
|---|---|
|  | <p>Диаметр вала (мм): 60 Момент вращения (Нм): 350 Тип конструкции: неподвижное Материалы: Вала БД Шпонки БД Втулки БД Тип нагрузки: Постоянная</p> |

Натиснути кнопку «Ок».

6.2. Приклад для введення даних шліцьових з'єднань

| Вид на екрані | Приклад заповнення |
|---|--|
|  | <p>Диаметр вала (мм): 60 Момент вращения (Нм): 350 Тип конструкции: Неподвижное Термообработка: Вала БД Втулки БД Тип нагрузки: Постоянная Тип шлица прямобочный</p> |

Натиснути кнопку «Ок».

Команда – Ок. Верхнє меню – «Команда- Расчет». Верхнє меню – «Команда- Результаты».

По закінченню введення вихідних даних необхідно виконати команду у верхньому меню «Расчет». По закінченню розрахунків необхідно виконати команду «Результаты».

ВИСНОВКИ

В методичних вказівках наведено рекомендації, методики та довідкові матеріали, що використовуються для проектування і розрахунків валів на статичну міцність та опір втомі; для вибору і перевірки на довговічність опор валів на підшипниках качення, рекомендації щодо проектування складальної одиниці – вала в зборі. Рекомендації відповідають вимогам кафедри ОПМ ДонНТУ до курсового проекту и розрахунково-графічних работ по курсу "Детали машин".

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин: Підручник. К.: Вища школа, 1993.-556 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 542 с. (рус.)
3. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под.ред. В.Н. Нарышкина. Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1974. 280 с. (рус.)

4. www.skf.com Інтерактивний каталог-довідник підшипників кочення фірми SKF
5. www.fag.com Інтерактивний каталог-довідник підшипників кочення фірми FAG (рус.)
6. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения: Справочник. С.: Машиностроение, 1976. 304 с. (рус.)
7. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студ. машиностр. и мех. спец. вузов. 4-е изд. перераб и. доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с. (рус.)
8. Заблонский К.И. Детали машин. Киев, 1985. 520 с. (рус.)
9. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Машиностроение, 1978.-352 с. (рус.)
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин Розділ 2 “Проектування зубчастих та черв'ячних передеч” (для студентів напрямку «Інженерна механіка»)/ В.Ф. Блескун, С.Л. Сулейманов Донецьк: ДонНТУ, 2004 р. – 48 с.
11. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студ. машиностр. и мех. спец. вузов. 4-е изд. перераб и. доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.(рус.)
12. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для вузов 5-е изд. перераб. М.: Высшая шк., 2002. – 408с.(рус.)
13. Заблонский К. И. Детали маши: Учебник для студ, машиностроит. спец. вузов. К.: Вышая школа, 1985. – 518с.(рус.)
14. Устименко В.П. и др. Основы проектирования деталей машин. Учеб. Пособие для вузов./ В.Л. Устименко, Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян/ Ред Н.И. Юркевич – Харьков.: Вища школа., 1983. – 181с.(рус.)
15. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и конструирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. Харьков.: 1988.-140с.(рус.)
16. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей маши: Учеб. пособ. для машиностроит. Спец. Вузов. – 4-е изд., Перераб и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 447с.(рус.)
17. Иванов М.Н. и Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1975. – 550с.(рус.)
18. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. Учеб. Пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С.

- Козинцов и др. – 5-е изд., Перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560с.(рус.)
19. Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляев, И.С. Богатырев, А.В. Буленже и др., Под ред. Проф. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., Перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. – 367с .(рус.)
20. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – Учеб. пособие для вузов. Киев.: «Вища школа». Головное изд-во, 1979. – 128с.(рус.)
21. Шелофаст В.В., Чугунова Т.Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. – М. Изд-во «Автоматизированное Проектирование Машин». 2004. – 240с.

Додаток А. Способи осьової фіксації і регулювання положення підшипника в корпусі

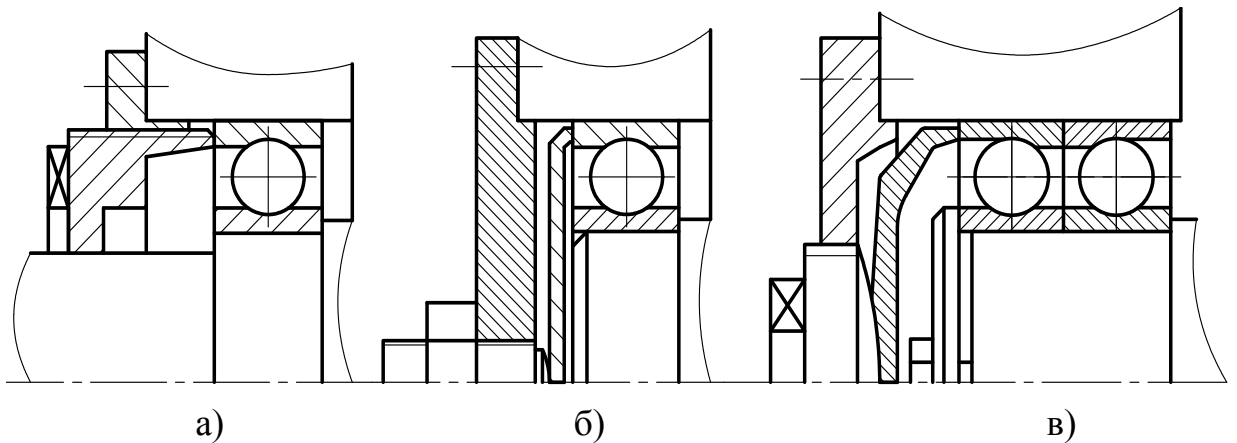


Рисунок А1 – Осьове регулювання вала переміщенням підшипникової опори: а) різьбовою пробкою; б) гвинтом зі сферичною п'ятою і диском; в) різьбовою пробкою і диском.

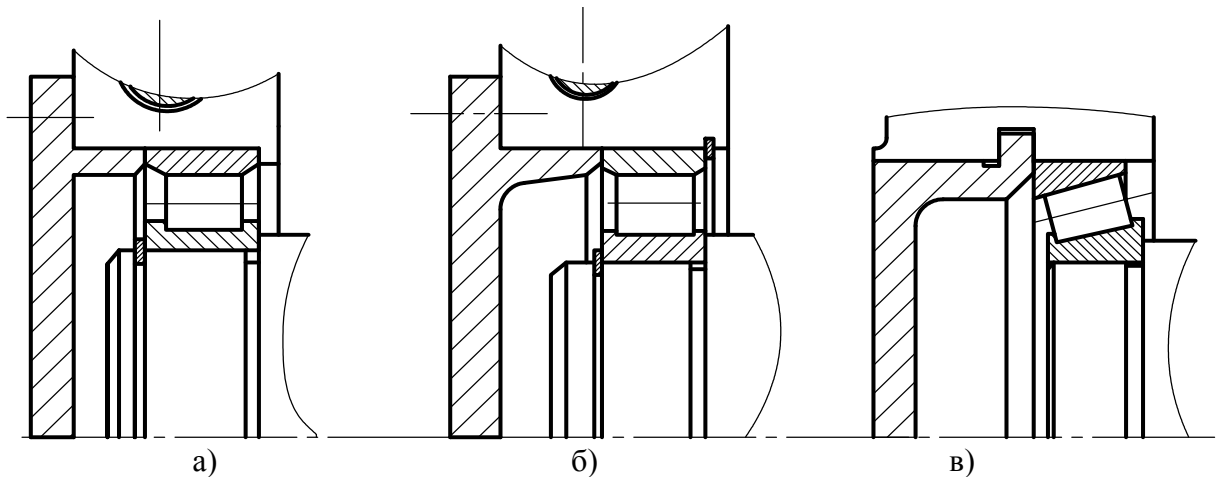


Рисунок А2 – Способи фіксації кілець підшипників кочення: а) пружним кільцем та в бурт розточки корпусу; б) двома пружними кільцями; в) упором в торці кришки і валу

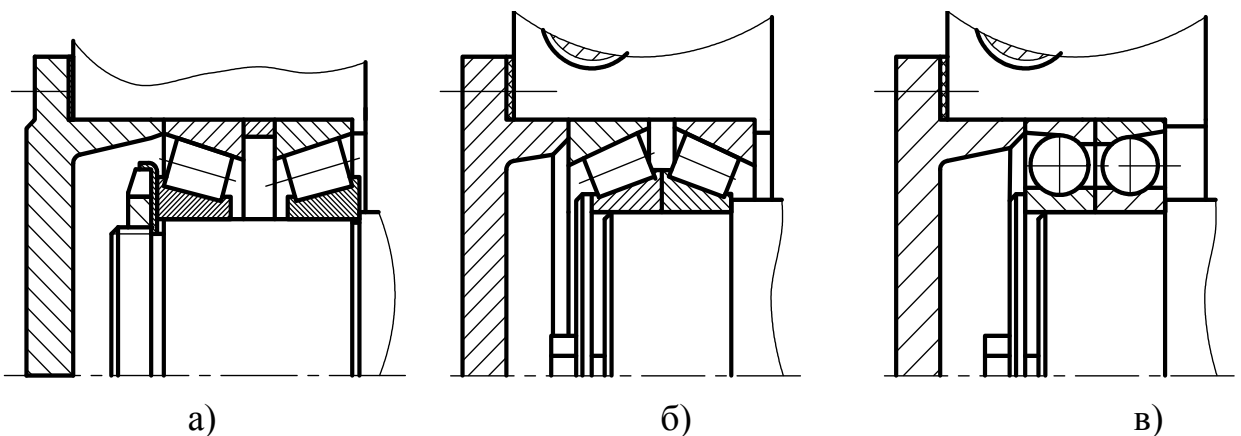
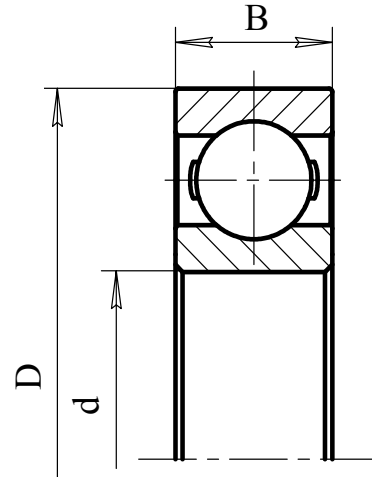


Рисунок А3 – Способи фіксації подвоєних підшипників кочення: а) стопорною шайбою та гайкою; б), в) упором в торці кришки і корпусу с піджимом шайбою

Додаток Б1

**Характеристики
підшипників кулькових радіальних однорядових ДСТ
8338-75**



| Позначення | Розміри, мм | | | C, кН | C ₀ , кН |
|-------------|-------------|-----|----|----------|------------------------|
| | d | D | B | | |
| Легка серія | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 201 | 12 | 32 | 10 | 4,78 | 2,70 |
| 202 | 15 | 35 | 11 | 5,97 | 3,54 |
| 203 | 17 | 40 | 12 | 7,52 | 4,47 |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 10,0 | 6,30 |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 11,0 | 7,09 |
| 206 | 30 | 62 | 16 | 15,3 | 10,2 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 20,1 | 13,9 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 25,6 | 18,1 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 25,7 | 18,1 |
| 210 | 50 | 90 | 20 | 27,5 | 20,2 |
| 211 | 55 | 100 | 21 | 34,0 | 25,6 |

| | | | | | |
|---------------|-----|-----|----|-------|-------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 212 | 60 | 110 | 22 | 41,1 | 31,5 |
| 213 | 65 | 120 | 23 | 44,9 | 34,7 |
| 214 | 70 | 125 | 24 | 48,8 | 38,1 |
| 215 | 75 | 130 | 25 | 51,9 | 41,9 |
| 216 | 80 | 140 | 26 | 57,0 | 45,4 |
| 217 | 85 | 150 | 28 | 65,4 | 54,1 |
| 218 | 90 | 160 | 30 | 75,3 | 61,7 |
| 219 | 95 | 170 | 32 | 85,3 | 70,9 |
| 220 | 100 | 180 | 34 | 95,8 | 80,6 |
| 221 | 105 | 190 | 36 | 104,0 | 91,0 |
| 222 | 110 | 200 | 38 | 113,0 | 102,0 |
| 224 | 120 | 215 | 40 | 122,0 | 114,0 |
| 226 | 130 | 230 | 40 | 120,0 | 112,0 |
| 228 | 140 | 250 | 42 | 126,0 | 122,0 |
| 230 | 150 | 270 | 45 | 149,0 | 153,0 |
| 232 | 160 | 290 | 48 | 158,0 | 168,0 |
| 234 | 170 | 310 | 52 | 189,0 | 213,0 |
| 236 | 180 | 320 | 52 | 178,0 | 200,0 |
| 238 | 190 | 340 | 55 | 200,0 | 233,0 |
| 244 | 220 | 400 | 65 | 220,0 | 272,0 |
| Середня серія | | | | | |
| 300 | 10 | 35 | 11 | 6,36 | 3,83 |
| 301 | 12 | 37 | 12 | 7,63 | 4,73 |
| 302 | 15 | 42 | 13 | 8,90 | 5,51 |
| 303 | 17 | 47 | 14 | 10,9 | 6,80 |

Продовження Додатку Б1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|-----|-----|-----|----|-------|-------|
| 304 | 20 | 52 | 15 | 12,5 | 7,94 |
| 305 | 25 | 62 | 17 | 17,6 | 11,6 |
| 306 | 30 | 72 | 19 | 22,0 | 15,1 |
| 307 | 35 | 80 | 21 | 26,2 | 17,9 |
| 308 | 40 | 90 | 23 | 31,9 | 22,7 |
| 309 | 45 | 100 | 25 | 37,8 | 26,7 |
| 310 | 50 | 110 | 27 | 48,5 | 36,3 |
| 311 | 55 | 120 | 29 | 56,0 | 42,6 |
| 312 | 60 | 130 | 31 | 64,10 | 49,4 |
| 313 | 65 | 140 | 33 | 72,70 | 56,7 |
| 314 | 70 | 150 | 35 | 81,70 | 64,5 |
| 315 | 75 | 160 | 37 | 89,0 | 72,8 |
| 316 | 80 | 170 | 39 | 96,5 | 81,7 |
| 317 | 85 | 180 | 41 | 104,0 | 91,0 |
| 318 | 90 | 190 | 43 | 112,0 | 101,0 |
| 319 | 95 | 200 | 45 | 120,0 | 111,0 |
| 320 | 100 | 215 | 47 | 136,0 | 133,0 |
| 321 | 105 | 225 | 49 | 144,0 | 145,0 |
| 322 | 110 | 240 | 50 | 161,0 | 170,0 |
| 324 | 120 | 260 | 55 | 170,0 | 184,0 |
| 326 | 130 | 280 | 58 | 180,0 | 198,0 |
| 330 | 150 | 320 | 65 | 217,0 | 258,0 |

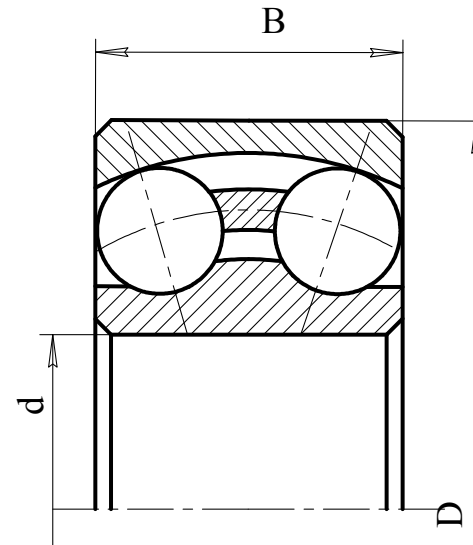
82

| Важка серія | | | | | |
|-------------|----|-----|----|-------|-------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 403 | 17 | 62 | 17 | 17,8 | 12,1 |
| 405 | 25 | 80 | 21 | 29,2 | 20,8 |
| 406 | 30 | 90 | 23 | 37,2 | 27,2 |
| 407 | 35 | 100 | 25 | 43,6 | 31,9 |
| 408 | 40 | 110 | 27 | 50,3 | 37,0 |
| 409 | 45 | 120 | 29 | 60,4 | 46,4 |
| 410 | 50 | 130 | 31 | 68,5 | 53,0 |
| 411 | 55 | 140 | 33 | 78,7 | 63,7 |
| 412 | 60 | 150 | 35 | 85,6 | 71,4 |
| 413 | 65 | 160 | 37 | 92,6 | 79,6 |
| 414 | 70 | 180 | 42 | 113,0 | 107,0 |
| 415 | 75 | 190 | 45 | 119,0 | 117,0 |
| 416 | 80 | 200 | 48 | 128,0 | 127,0 |
| 417 | 85 | 210 | 52 | 136,0 | 138,0 |

Додаток Б2

Характеристики підшипників кулькових радіальних сферичних дворядових.

Легка широка серія

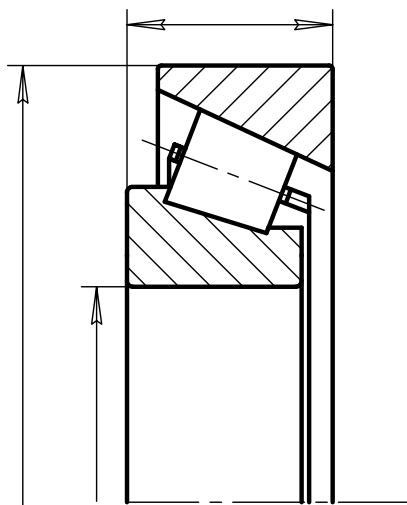


| Позначення | Розміри, мм | | | e | Y | | $C, \text{кН}$ |
|------------|-------------|-----|----|-------|--------------------------|-----------------------|----------------|
| | d | D | | | $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ | $\frac{F_a}{F_r} > e$ | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 3508 | 40 | 80 | 23 | 0,321 | 2,103 | 3,131 | 25,4 |
| 3509 | 45 | 85 | 23 | 0,293 | 2,260 | 3,364 | 26,5 |
| 3514 | 70 | 125 | 31 | 0,269 | 2,513 | 3,742 | 68,1 |
| 3516 | 80 | 140 | 33 | 0,251 | 2,684 | 3,997 | 102 |
| 3517 | 85 | 150 | 36 | 0,255 | 2,646 | 3,940 | 108 |
| 3518 | 90 | 160 | 40 | 0,266 | 2,535 | 3,774 | 130 |
| 3520 | 100 | 180 | 46 | 0,273 | 2,468 | 3,675 | 184 |
| 3522 | 110 | 200 | 53 | 0,283 | 2,385 | 3,552 | 227 |
| 3524 | 120 | 215 | 59 | 0,286 | 2,359 | 3,512 | 281 |
| 3526 | 130 | 230 | 64 | 0,292 | 2,311 | 3,442 | 341 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------|-----|-----|----|-------|-------|-------|-----|
| 3528 | 140 | 250 | 68 | 2,287 | 2,352 | 3,501 | 395 |
| 3530 | 150 | 270 | 73 | 0,287 | 2,352 | 3,501 | 432 |
| 3532 | 160 | 290 | 80 | 0,295 | 2,287 | 3,404 | 530 |
| 3534 | 170 | 310 | 86 | 0,298 | 2,266 | 3,373 | 578 |
| 3536 | 180 | 320 | 86 | 0,285 | 2,370 | 3,558 | 627 |
| 3538 | 190 | 340 | 92 | 0,290 | 2,326 | 3,463 | 681 |
| 3540 | 200 | 360 | 98 | 0,292 | 2,308 | 3,436 | 778 |

Додаток БЗ

Характеристики
підшипників роликкових
радіально-упорних коні-
чних, ДСТ 27365-87



| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---------|-----|-----|----|-----|------|------|------|------|
| 2007119 | 95 | 145 | 32 | 115 | 2000 | 3150 | 0,36 | 1,69 |
| 2007120 | 100 | 150 | 32 | 120 | 2000 | 2500 | 0,37 | 1,62 |
| 2007122 | 110 | 170 | 38 | 166 | 1600 | 2500 | 0,35 | 1,73 |
| 2007124 | 120 | 180 | 38 | 180 | 1600 | 2000 | 0,37 | 1,62 |
| 2007128 | 140 | 210 | 45 | 247 | 1600 | 2000 | 0,37 | 1,62 |
| 2007132 | 160 | 240 | 51 | 351 | 1250 | 1600 | 0,37 | 1,62 |
| 2007136 | 180 | 280 | 64 | 484 | 1000 | 1250 | 0,28 | 2,16 |
| 2007138 | 190 | 290 | 64 | 519 | 1000 | 1250 | 0,29 | 2,06 |
| 2007140 | 200 | 310 | 70 | 617 | 800 | 1250 | 0,38 | 1,6 |
| 2007144 | 220 | 340 | 76 | 716 | 800 | 1250 | 0,35 | 1,73 |

| Позна- чення | d , мм | D , мм | $T_{наиб}$, мм | $C_{дин}$, кН | $n_{пред}$, об/хв | | e | |
|----------------------------|-------------|-------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------|------|------|
| | | | | | пла- стичне | рідке | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Особолегка серія діаметрів | | | | | | | | |
| 2007106 | 30 | 55 | 17 | 19,9 | 6300 | 8000 | 0,24 | 2,5 |
| 2007107 | 35 | 62 | 18 | 23,0 | 5000 | 8000 | 0,27 | 2,21 |
| 2007108 | 40 | 68 | 19 | 28,4 | 5000 | 6300 | 0,33 | 1,84 |
| 2007109 | 45 | 75 | 20 | 34,8 | 4000 | 6300 | 0,3 | 2 |
| 2007111 | 55 | 90 | 23 | 45,2 | 4000 | 5000 | 0,33 | 1,8 |
| 2007113 | 65 | 100 | 23 | 51,3 | 3150 | 4000 | 0,38 | 1,39 |
| 2007114 | 70 | 110 | 25 | 65,8 | 3150 | 4000 | 0,29 | 2,11 |
| 2007115 | 75 | 115 | 25 | 66,7 | 2500 | 4000 | 0,3 | 2 |
| 2007116 | 80 | 125 | 29 | 85,5 | 2500 | 3150 | 0,34 | 1,77 |
| 2007118 | 90 | 140 | 32 | 111 | 2000 | 3150 | 0,34 | 1,76 |

| Легка серія діаметрів | | | | | | | | |
|-----------------------|----|-----|-------|------|-------|-------|-------|------|
| 7202 | 15 | 35 | 11,75 | 8,78 | 10000 | 12500 | 0,451 | 1,33 |
| 7203 | 17 | 40 | 13,25 | 13,8 | 8000 | 12500 | 0,31 | 1,91 |
| 7204 | 20 | 47 | 15,25 | 19,1 | 8000 | 10000 | 0,36 | 1,67 |
| 7205 | 25 | 52 | 16,25 | 23,9 | 6300 | 10000 | 0,36 | 1,67 |
| 7206 | 30 | 62 | 17,25 | 29,8 | 6300 | 8000 | 0,36 | 1,65 |
| 7207 | 35 | 72 | 18,25 | 35,2 | 5000 | 6300 | 0,37 | 1,62 |
| 7208 | 40 | 80 | 19,75 | 42,4 | 4000 | 6300 | 0,38 | 1,56 |
| 7209 | 45 | 85 | 20,75 | 42,7 | 4000 | 5000 | 0,41 | 1,45 |
| 7210 | 50 | 90 | 21,75 | 52,9 | 4000 | 5000 | 0,37 | 1,6 |
| 7211 | 55 | 100 | 22,75 | 57,9 | 3150 | 5000 | 0,41 | 1,46 |
| 7212 | 60 | по | 23,75 | 72,2 | 3150 | 4000 | 0,35 | 1,71 |
| 7214 | 70 | 125 | 26,25 | 95,9 | 2500 | 4000 | 0,37 | 1,62 |
| 7215 | 75 | 130 | 27,25 | 97,6 | 2500 | 3150 | 0,39 | 1,55 |
| 7216 | 80 | 140 | 28,25 | 106 | 2000 | 3150 | 0,42 | 1,43 |

Продовження Додатку БЗ

| 1 | 2 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | |
|------------------------------|-----|-----|-------|------|------|------|------|------|
| 7217 | 85 | 150 | 30,25 | 109 | 2000 | 3150 | 0,43 | 1,38 |
| 7218 | 90 | 160 | 32,5 | 141 | 2000 | 2500 | 0,38 | 1,56 |
| 7219 | 95 | 170 | 34,5 | 145 | 1600 | 2500 | 0,41 | 1,48 |
| 7220 | 100 | 180 | 37 | 162 | 1600 | 2500 | 0,4 | 1,49 |
| 7224 | 120 | 215 | 43,5 | 252 | 1600 | 2000 | 0,39 | 1,55 |
| 7230 | 150 | 270 | 49 | 330 | 1250 | 1600 | 0,37 | 1,62 |
| Легка широка серія діаметрів | | | | | | | | |
| 7506 | 30 | 62 | 21,25 | 34,9 | 6300 | 8000 | 0,37 | 1,65 |
| 7507 | 35 | 72 | 24,25 | 50,2 | 5000 | 6300 | 0,35 | 1,73 |
| 7508 | 40 | 80 | 24,75 | 53,9 | 4000 | 6300 | 0,38 | 1,58 |
| 7509 | 45 | 85 | 24,75 | 51,6 | 4000 | 5000 | 0,42 | 1,44 |
| 7510 | 50 | 90 | 24,75 | 59,8 | 4000 | 5000 | 0,42 | 1,43 |
| 7511 | 55 | 100 | 26,75 | 72,2 | 3150 | 5000 | 0,36 | 1,67 |
| 7512 | 60 | 110 | 29,75 | 84,0 | 3150 | 4000 | 0,39 | 1,53 |
| 7513 | 65 | 120 | 32,75 | 109 | 2500 | 4000 | 0,37 | 1,62 |
| 7514 | 70 | 125 | 33,5 | 110 | 2500 | 3150 | 0,39 | 1,55 |
| 7515 | 75 | 130 | 33,25 | 115 | 2500 | 3150 | 0,41 | 1,48 |
| 7516 | 80 | 140 | 35,25 | 133 | 2000 | 3150 | 0,40 | 1,49 |
| 7517 | 85 | 150 | 38,5 | 151 | 2000 | 3150 | 0,39 | 1,55 |
| 7518 | 90 | 160 | 42,5 | 179 | 2000 | 2500 | 0,39 | 1,55 |
| 7519 | 95 | 170 | 45,5 | 225 | 1600 | 2500 | 0,38 | 1,57 |
| 7520 | 100 | 180 | 49 | 232 | 1600 | 2500 | 0,4 | 1,49 |
| 7522 | 110 | 200 | 56 | 291 | 1600 | 2000 | 0,39 | 1,55 |
| 7524 | 120 | 215 | 61,5 | 351 | 1600 | 2000 | 0,41 | 1,46 |
| 7526 | 130 | 230 | 67,75 | 387 | 1250 | 2000 | 0,43 | 1,39 |

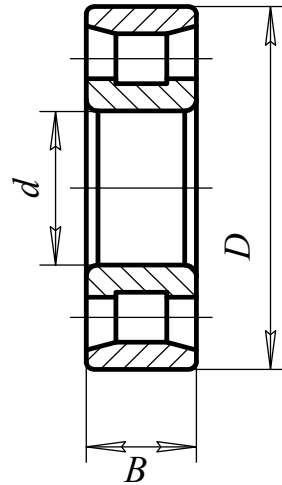
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|--------------------------------|-----|-----|-------|------|-------|-------|-------|------|
| 7528 | 140 | 250 | 71,75 | 498 | 1250 | 1600 | 0,33 | 1,83 |
| 7530 | 150 | 270 | 77 | 549 | 1250 | 1600 | 0,39 | 1,55 |
| 7532 | 160 | 290 | 84 | 555 | 1000 | 1600 | 0,28 | 2,12 |
| 7536 | 180 | 320 | 91 | 644 | 800 | 1000 | 0,36 | 1,65 |
| 7538 | 190 | 340 | 97 | 776 | 630 | 1000 | 0,3 | 2,03 |
| Середня серія діаметрів | | | | | | | | |
| 7304 | 20 | 52 | 16,25 | 25,0 | 8000 | 10000 | 0,3 | 2,03 |
| 7305 | 25 | 62 | 18,25 | 29,6 | 6300 | 8000 | 0,36 | 1,66 |
| 7306 | 30 | 72 | 20,75 | 40,0 | 5000 | 6300 | 0,34 | 1,78 |
| 7307 | 35 | 80 | 22,75 | 48,1 | 5000 | 6300 | 0,32 | 1,88 |
| 7308 | 40 | 90 | 25,25 | 61,0 | 4000" | 5000 | 0,28 | 2,16 |
| 7309 | 45 | 100 | 27,25 | 76,1 | 4000 | 5000 | 0,29 | 2,09 |
| 7310 | 50 | 110 | 29,25 | 96,6 | 3150 | 4000 | 0,31 | 1,94 |
| 7311 | 55 | 120 | 31,5 | 102 | 3150 | 4000 | 0,33 | 1,8 |
| 7312 | 60 | 130 | 33,5 | 118 | 2500 | 4000 | 0,3 | 1,97 |
| 7313 | 65 | 140 | 36 | 134 | 2500 | 3150 | 0,3 | 1,97 |
| 7314 | 70 | 150 | 38 | 168 | 2000 | 3150 | 0,31 | 1,94 |
| 7315 | 75 | 160 | 40 | 178 | 2000 | 3150 | 0,33 | 1,83 |
| 7317 | 85 | 180 | 44,5 | 221 | 1600 | 2500 | 0,31 | 1,91 |
| 7318 | 90 | 190 | 46,5 | 240 | 1600 | 2500 | 0,32 | 1,88 |
| 7320 | 100 | 215 | 51,5 | 290 | 1600 | 2000 | 0,318 | 1,88 |
| Середня широка серія діаметрів | | | | | | | | |
| 7604 | 20 | 52 | 22,25 | 29,5 | 6300 | 10000 | 0,3 | 2,01 |
| 7605 | 25 | 62 | 25,25 | 45,5 | 5000 | 8000 | 0,27 | 2,19 |
| 7606 | 30 | 72 | 28,75 | 61,3 | 5000 | 6300 | 0,32 | 1,88 |

Продовження Додатку Б3

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|----------------------------|-----|-----|-------|--------|------|------|------|-------|
| 7607 | 35 | 80 | 32,75 | 71,6 | 4000 | 6300 | 0,3 | 2,03 |
| 7608 | 40 | 90 | 35,25 | 80,0 | 4000 | 5000 | 0,3 | 2,03 |
| 7609 | 45 | 100 | 38,25 | 104 | 3150 | 4000 | 0,29 | 2,06 |
| 7610 | 50 | 110 | 42,25 | 122 | 3150 | 4000 | 0,3 | 2,03 |
| 7611 | 55 | 120 | 45,5 | 148 | 2500 | 4000 | 0,32 | 1,85 |
| 7612 | 60 | 130 | 48,5 | 171 | 2500 | 3150 | 0,3 | 1,97 |
| 7613 | 65 | 140 | 51 | 178 | 2000 | 3150 | 0,33 | 1,83 |
| 7614 | 70 | 150 | 54 | 204 | 2000 | 3150 | 0,35 | 1,71 |
| 7615 | 75 | 160 | 58 | 249 | 2000 | 2500 | 0,3 | 1,99 |
| 7616 | 80 | 170 | 61,5 | 294 | 1600 | 2500 | 0,32 | 1,89 |
| 7618 | 90 | 190 | 67,5 | 369 | 1600 | 2000 | 0,3 | 1,99 |
| 7620 | 100 | 215 | 77,5 | 451 | 1600 | 2000 | 0,31 | 1,91 |
| 7622 | 110 | 240 | 84,5 | 490 | 5250 | 1600 | 0,33 | 1,82 |
| 7624 | 120 | 260 | 90,5 | 601 | 1250 | 1600 | 0,31 | 1,97 |
| 7634 | 170 | 360 | 127 | 1080 | 630 | 1000 | 0,32 | 1,88 |
| З великим кутом конусності | | | | | | | | |
| 27306 | 30 | 72 | 21 | 30000 | 5000 | 6300 | 0,72 | 0,833 |
| 27307 | 35 | 80 | 23 | 39400 | 4000 | 5000 | 0,79 | 0,76 |
| 27308 | 40 | 90 | 25,5 | 48400 | 4000 | 5000 | 0,79 | 0,76 |
| 27310 | 50 | 110 | 29,5 | 69300 | 3150 | 4000 | 0,8 | 0,75 |
| 27311 | 55 | 120 | 32 | 72500 | 3150 | 4000 | 0,81 | 0,74 |
| 27312 | 60 | 130 | 34 | 80500 | 2500 | 3150 | 0,7 | 0,86 |
| 27313 | 65 | 140 | 36,5 | 89000 | 2000 | 3150 | 0,75 | 0,8 |
| 27315 | 75 | 160 | 40,5 | 119000 | 1600 | 2500 | 0,83 | 0,73 |
| 27317 | 85 | 180 | 45 | 165000 | 1600 | 2500 | 0,76 | 0,79 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---------|-----|-----|------|--------|------|------|------|------|
| 1027320 | 100 | 215 | 57 | 238000 | 1600 | 2000 | 0,71 | 0,84 |
| 1027324 | 120 | 260 | 68 | 327000 | 1250 | 2000 | 0,75 | 0,81 |
| 1027328 | 140 | 300 | 77,5 | 424000 | 1000 | 1600 | 0,75 | 0,8 |
| 1027336 | 180 | 380 | 98 | 684000 | 800 | 1250 | 0,8 | 0,8 |
| 1027340 | 200 | 420 | 108 | 782000 | 630 | 800 | 0,83 | 0,72 |

Додаток Б4
Характеристики
підшипників радіальних з
короткими циліндричними
роликами, ДСТ 8328-75



87

| Позначення | d , мм | D , мм | B , мм | C , кН | $C_{дин}$, кН | $n_{пред}$, об/хв при змащуванні | |
|----------------|----------|----------|----------|----------|----------------|-----------------------------------|---------|
| | | | | | | пластичному | рідкому |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Надлегка серія | | | | | | | |
| 1002912 | 60 | 85 | 13 | 20,7 | 16,8 | 6300 | 8000 |
| 1002916 | 80 | 110 | 16 | 28,2 | 24,5 | 5000 | 6300 |
| — | 85 | 120 | 18 | 44,6 | 35,0 | 5000 | 6300 |
| — | 100 | 140 | 20 | 49,6 | 44,6 | 4000 | 5000 |
| — | 120 | 165 | 22 | 66,2 | 63,9 | 3150 | 4000 |
| 1002926* | 130 | 180 | 24 | 79,0 | 78,0 | 2500 | 3150 |
| 1002928 | 140 | 190 | 24 | 78,1 | 78,4 | 2500 | 3150 |
| — | 150 | 210 | 28 | 119,0 | 119,0 | 2500 | 3150 |
| 1002932 | 160 | 220 | 28 | 128,0 | 132,0 | 2000 | 2500 |

| | | | | | | | |
|---|-----|-----|----|-------|-------|------|------|
| — | 240 | 320 | 38 | 238,0 | 269,0 | 1600 | 2000 |
|---|-----|-----|----|-------|-------|------|------|

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|----------------------|-----|-----|----|-------|-------|------|------|
| 1002952 | 260 | 360 | 46 | 323,0 | 355,0 | 1250 | 1600 |
| Особливо легка серія | | | | | | | |
| — | 30 | 55 | 13 | 11,0 | 7,02 | 1250 | 1600 |
| — | 45 | 75 | 16 | 19,1 | 13,4 | 8000 | 1000 |
| 2110 | 50 | 80 | 16 | 21,5 | 15,7 | 8000 | 1000 |
| 2111 | 55 | 90 | 18 | 32,0 | 24,2 | 6300 | 8000 |
| 2113 | 65 | 100 | 18 | 34,0 | 26,9 | 5000 | 6300 |
| — | 70 | ПО | 20 | 42,1 | 34,3 | 5000 | 6300 |
| — | 80 | 125 | 22 | 51,3 | 42,6 | 5000 | 6300 |
| 2118* | 90 | 140 | 24 | 61,3 | 52,3 | 4000 | 5000 |
| — | 95 | 145 | 24 | 60,9 | 52,3 | 4000 | 5000 |
| — | 105 | 160 | 26 | 81,5 | 74,1 | 3150 | 4000 |
| — | ПО | 170 | 28 | 91,2 | 79,2 | 3150 | 4000 |
| 2124 | 120 | 180 | 28 | 103,0 | 95,0 | 3150 | 4000 |
| — | 130 | 200 | 33 | 142,0 | 131,0 | 2500 | 3150 |
| — | 140 | 210 | 33 | 151,0 | 143,0 | 2500 | 3150 |
| — | 150 | 225 | 35 | 157,0 | 148,0 | 2000 | 2500 |
| 2132 | 160 | 240 | 38 | 174,0 | 167,0 | 2000 | 2500 |
| 2134 | 17Q | 260 | 42 | 235,0 | 228,0 | 2000 | 2500 |
| — | 190 | 290 | 46 | 289,0 | 29,00 | 1600 | 2000 |
| — | 200 | 310 | 51 | 349,0 | 35,00 | 1600 | 2000 |
| — | 220 | 340 | 56 | 399,0 | 41,00 | 1250 | 1600 |
| — | 260 | 400 | 65 | 630,0 | 639,0 | 1000 | 1250 |
| — | 300 | 460 | 74 | 681,0 | 731,0 | 800 | 1000 |
| 2218 | 90 | 160 | 30 | 121,0 | 101,0 | 3150 | 4000 |

Продовження Додатку Б4

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--------------------|-----|-----|----|-------|-------|-------|-------|
| — | 95 | 170 | 32 | 132,0 | 111,0 | 3150 | 4000 |
| 2220 | 100 | 180 | 34 | 135,0 | 111,0 | 2500 | 3150 |
| — | 105 | 190 | 36 | 163,0 | 14,00 | 2500 | 3150 |
| 2222 | 110 | 200 | 38 | 188,0 | 162,0 | 2500 | 3150 |
| 2224 | 120 | 215 | 40 | 213,0 | 188,0 | 2500 | 3150 |
| 2226 | 130 | 230 | 40 | 221,0 | 199,0 | 2000 | 2500 |
| 2228 | 140 | 250 | 42 | 259,0 | 237,0 | 2000 | 2500 |
| 2230 | 150 | 270 | 45 | 301,0 | 279,0 | 2000 | 2500 |
| 2232 | 160 | 290 | 48 | 341,0 | 306,0 | 1600 | 2000 |
| 2234 | 170 | 310 | 52 | 393,0 | 375,0 | 1600 | 2000 |
| 2236 | 180 | 320 | 52 | 362,0 | 337,0 | 1600 | 2000 |
| — | 200 | 360 | 58 | 496,0 | 485,0 | 1250 | 1600 |
| — | 220 | 400 | 65 | 628,0 | 63,00 | 1250 | 1600 |
| Легка широка серія | | | | | | | |
| 2505 | 25 | 52 | 18 | 18,0 | 12,6 | 10000 | 12500 |
| — | 35 | 72 | 23 | 39,3 | 30,4 | 8000 | 10000 |
| — | 40 | 80 | 23 | 46,5 | 36,3 | 6300 | 8000 |
| — | 60 | 110 | 28 | 74,7 | 63,4 | 5000 | 6300 |
| — | 90 | 160 | 40 | 176,0 | 164,0 | 4000 | 5000 |
| 2519 | 95 | 170 | 43 | 191,0 | 178,0 | 3150 | 4000 |
| — | 100 | 180 | 46 | 206,0 | 193,0 | 3150 | 4000 |
| 2524 | 120 | 215 | 58 | 308,0 | 302,0 | 2500 | 3150 |
| 2528 | 140 | 250 | 68 | 346,0 | 380,0 | 2000 | 2500 |
| 2532 | 160 | 290 | 80 | 565,0 | 591,0 | 1600 | 2000 |

88

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------------|-----|-----|----|-------|--------|------|-------|
| Середня серія | | | | | | | |
| 2305 | 25 | 62 | 17 | 22,6 | 14,8 | 8000 | 10000 |
| 2306 | 30 | 72 | 19 | 30,2 | 20,6 | 8000 | 10000 |
| 2307 | 35 | 80 | 21 | 34,1 | 23,2 | 6300 | 8000 |
| 2308 | 40 | 90 | 23 | 41,0 | 28,5 | 6300 | 8000 |
| 2309 | 45 | 100 | 25 | 56,5 | 40,7 | 6300 | 8000 |
| 2310 | 50 | 110 | 27 | 65,2 | 47,5 | 5000 | 6300 |
| 2311 | 55 | 120 | 29 | 84,0 | 62,8 | 5000 | 6300 |
| 2312 | 60 | 130 | 31 | 100,0 | 77,2 | 4000 | 5000 |
| 2313 | 65 | 140 | 33 | 105,0 | 80,400 | 4000 | 5000 |
| 2314 | 70 | 150 | 35 | 123,0 | 97,300 | 4000 | 5000 |
| 2315 | 75 | 160 | 37 | 142,0 | 112,0 | 3150 | 4000 |
| 2316 | 80 | 170 | 39 | 150,0 | 121,0 | 3150 | 4000 |
| 2317 | 85 | 180 | 41 | 179,0 | 146,0 | 3150 | 4000 |
| 2318 | 90 | 190 | 43 | 194,0 | 16,00 | 2500 | 3150 |
| 2319 | 95 | 200 | 45 | 210,0 | 175,0 | 2500 | 0,315 |
| 2320 | 100 | 215 | 47 | 243,0 | 205,0 | 2500 | 3150 |
| 2322 | 110 | 240 | 50 | 307,0 | 262,0 | 2000 | 2500 |
| 2324 | 120 | 260 | 55 | 388,0 | 339,0 | 2000 | 2500 |
| 2326 | 130 | 280 | 58 | 432,0 | 382,0 | 2000 | 2500 |
| — | 140 | 300 | 62 | 478,0 | 426,0 | 1600 | 2000 |
| — | 150 | 320 | 65 | 526,0 | 473,0 | 1600 | 2000 |
| — | 160 | 340 | 68 | 552,0 | 507,0 | 1600 | 2000 |

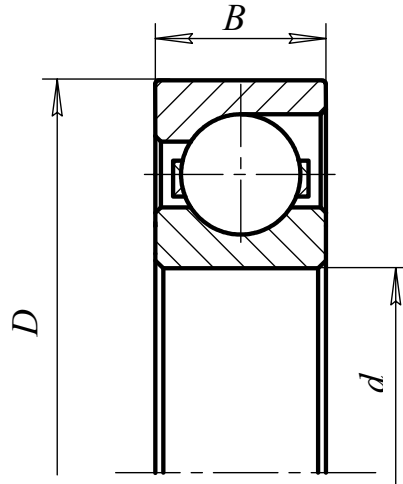
Продовження Додатку Б4

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|----------------------|-----|-----|-----|-------|-------|------|-------|
| — | 170 | 360 | 72 | 632,0 | 588,0 | 1250 | 1600 |
| — | 180 | 380 | 75 | 779,0 | 736,0 | 1250 | 1600 |
| — | 200 | 420 | 80 | 877,0 | 834,0 | 1250 | 1600 |
| Середня широка серія | | | | | | | |
| — | 25 | 62 | 24 | 37,4 | 28,3 | 8000 | 10000 |
| — | 30 | 72 | 27 | 41,6 | 31,2 | 8000 | 10000 |
| — | 35 | 80 | 31 | 46,7 | 34,8 | 6300 | 8000 |
| — | 40 | 90 | 33 | 61,0 | 47,5 | 6300 | 8000 |
| 2609 | 45 | 100 | 36 | 79,3 | 62,8 | 6300 | 8000 |
| — | 50 | ПО | 40 | 104,0 | 87,1 | 5000 | 6300 |
| 2611 | 55 | 120 | 43 | 115,0 | 94,2 | 5000 | 6300 |
| 2612 | 60 | 130 | 46 | 140,0 | 118,0 | 4000 | 5000 |
| — | 65 | 140 | 48 | 152,0 | 129,0 | 4000 | 5000 |
| 2614 | 70 | 150 | 51 | 181,0 | 159,0 | 4000 | 5000 |
| — | 75 | 160 | 55 | 212,0 | 187,0 | 3150 | 4000 |
| — | 80 | 170 | 58 | 224,0 | 202,0 | 3150 | 4000 |
| — | 85 | 180 | 60 | 259,0 | 235,0 | 3150 | 4000 |
| — | 90 | 190 | 64 | 27,00 | 245,0 | 2500 | 3150 |
| — | 95 | 200 | 67 | 309,0 | 287,0 | 2500 | 3150 |
| — | 100 | 215 | 73 | 363,0 | 343,0 | 2500 | 3150 |
| — | 110 | 240 | 80 | 474,0 | 459,0 | 2000 | 2500 |
| — | 120 | 260 | 86 | 559,0 | 542,0 | 2000 | 2500 |
| 2626 | 130 | 280 | 93 | 664,0 | 662,0 | 2000 | 2500 |
| — | 150 | 320 | 108 | 769,0 | 771,0 | 1600 | 2000 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|-------------|-----|-----|-----|-------|-------|------|------|
| 2634 | 170 | 360 | 120 | 1060 | 1100 | 1250 | 1600 |
| Важка серія | | | | | | | |
| — | 40 | 110 | 27 | 78,0 | 57,6 | 5000 | 6300 |
| — | 45 | 120 | 29 | 94,0 | 71,4 | 5000 | 6300 |
| — | 50 | 130 | 31 | 102,0 | 76,5 | 4000 | 5000 |
| 2411 | 55 | 140 | 33 | 11,00 | 83,4 | 4000 | 5000 |
| — | 60 | 150 | 35 | 133,0 | 103,0 | 4000 | 5000 |
| 2413 | 65 | 160 | 37 | 146,0 | 114,0 | 3150 | 4000 |
| — | 70 | 180 | 42 | 187,0 | 15,00 | 3150 | 4000 |
| — | 75 | 190 | 45 | 216,0 | 176,0 | 3150 | 4000 |
| 2416 | 80 | 200 | 48 | 248,0 | 204,0 | 2500 | 3150 |
| — | 85 | 210 | 52 | 271,0 | 225,0 | 2500 | 3150 |
| — | 90 | 225 | 54 | 307,0 | 257,0 | 2500 | 3150 |
| — | 95 | 240 | 55 | 327,0 | 278,0 | 2500 | 3150 |
| — | 100 | 250 | 58 | 367,0 | 315,0 | 2000 | 2500 |
| — | 105 | 260 | 60 | 407,0 | 354,0 | 2000 | 2500 |
| — | 110 | 280 | 65 | 452,0 | 396,0 | 2000 | 2500 |
| — | 120 | 310 | 72 | 568,0 | 51,00 | 2000 | 2500 |
| — | 130 | 340 | 78 | 685,0 | 615,0 | 1250 | 1600 |
| — | 140 | 360 | 82 | 739,0 | 667,0 | 1250 | 1600 |

Додаток Б5

Характеристики підшипників кулькових радіально-упорних однорядових



Тип 46000, кут контакту $\beta=26^\circ$

| Позначення | Розміри, мм | | | C , кН |
|---------------------|-------------|-----|-----|----------|
| | d | D | B | |
| Середня серія 46300 | | | | |
| 46303 | 17 | 47 | 14 | 12,6 |
| 46304 | 20 | 52 | 15 | 14,0 |
| 46305 | 25 | 62 | 17 | 21,1 |
| 46306 | 30 | 72 | 19 | 25,6 |
| 46307 | 35 | 80 | 21 | 33,4 |
| 46308 | 40 | 90 | 23 | 39,4 |
| 46309 | 45 | 100 | 25 | 48,1 |
| 46310 | 50 | 110 | 27 | 56,3 |
| 46311 | 55 | 120 | 29 | 68,9 |
| 46312 | 60 | 130 | 31 | 78,8 |
| 46313 | 65 | 140 | 33 | 89,0 |
| 46314 | 70 | 150 | 35 | 100 |

| | | | | |
|-------|-----|-----|----|-----|
| 46318 | 90 | 190 | 43 | 129 |
| 46320 | 100 | 245 | 47 | 167 |
| 46330 | 150 | 320 | 65 | 280 |

Важка серія 46400

| | | | | |
|-------|----|-----|----|-----|
| 46416 | 80 | 200 | 48 | 154 |
| 46418 | 90 | 225 | 54 | 173 |

Тип 66000, кут контакту $\beta=36^\circ$

Середня серія 46400

| | | | | |
|-------|-----|-----|----|------|
| 66311 | 55 | 120 | 29 | 60,6 |
| 66314 | 70 | 150 | 35 | 93,3 |
| 66322 | 110 | 240 | 50 | 174 |
| 66330 | 150 | 320 | 65 | 246 |

Важка серія 66400

| | | | | |
|-------|-----|-----|----|------|
| 66406 | 30 | 90 | 23 | 38,4 |
| 66407 | 35 | 10 | 25 | 45,4 |
| 66408 | 40 | 110 | 27 | 52,7 |
| 66409 | 45 | 120 | 29 | 64,0 |
| 66410 | 50 | 130 | 31 | 77,6 |
| 66412 | 60 | 150 | 35 | 98,0 |
| 66414 | 70 | 180 | 42 | 119 |
| 66418 | 90 | 225 | 54 | 163 |
| 66432 | 160 | 400 | 88 | 311 |

**Додаток В Розміри шпонок призматичних і пазів для них (мм)
(з ДСТ 23360-78)**

| Діаметр вала d | | Розміри перерізу | | Глибина пазу | | Довжина l | | Радіус r | |
|------------------|-----|------------------|-----|--------------|--------|-------------|-----|------------|------|
| | | | | вала | втулки | | | | |
| більше | до | b | h | t_1 | h_2 | від | до | від | до |
| 10 | 12 | 4 | 4 | 2,5 | 1,8 | 8 | 45 | 0,08 | 0,16 |
| 12 | 17 | 5 | 5 | 3 | 2,3 | 10 | 56 | 0,16 | 0,25 |
| 17 | 22 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | 14 | 70 | | |
| 22 | 30 | 8 | 7 | 4 | 3,3 | 18 | 90 | 0,25 | 0,4 |
| 30 | 38 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | 22 | 110 | | |
| 38 | 44 | 12 | 8 | 5 | 3,3 | 28 | 140 | | |
| 44 | 50 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | 36 | 160 | | |
| 50 | 58 | 16 | 10 | 6 | 4,3 | 45 | 180 | 0,4 | 0,6 |
| 58 | 65 | 18 | 11 | 7 | 4,4 | 50 | 200 | | |
| 65 | 75 | 20 | 12 | 7,5 | 4,9 | 56 | 220 | 0,7 | 1,0 |
| 75 | 85 | 22 | 14 | 9 | 5,4 | 63 | 250 | | |
| 85 | 95 | 25 | 14 | 9 | 5,4 | 70 | 280 | | |
| 95 | 110 | 28 | 16 | 10 | 6,4 | 80 | 320 | 0,7 | 1,0 |
| 110 | 130 | 32 | 18 | 11 | 7,4 | 90 | 360 | | |
| 130 | 150 | 36 | 20 | 12 | 8,4 | 100 | 400 | | |
| 150 | 170 | 40 | 22 | 13 | 9,4 | 100 | 400 | 0,7 | 1,0 |
| 170 | 200 | 45 | 25 | 15 | 10,4 | 110 | 450 | | |

ПРИМІТКИ:

1. Матеріал для шпонок – сталь чистотягнута із опором розриву не менш 600 Н/мм².
2. Ряд довжин l : 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450.

3. Приклад умовного позначення шпонки виконання А з розмірами $b=18$ мм, $h=11$ мм: Шпонка 18×11×100 ДСТ 23360-78. Те ж саме, виконання В: Шпонка В – 18×11×100 ДСТ 23360-78.

На робочих креслениках бажано вказувати розміри: для вала t_1 , для втулки $d + t_2$

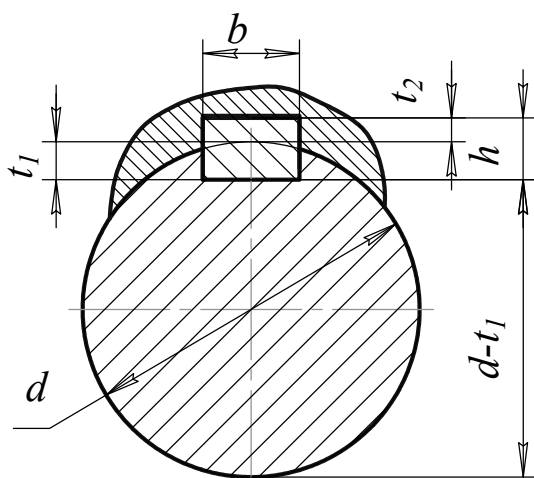
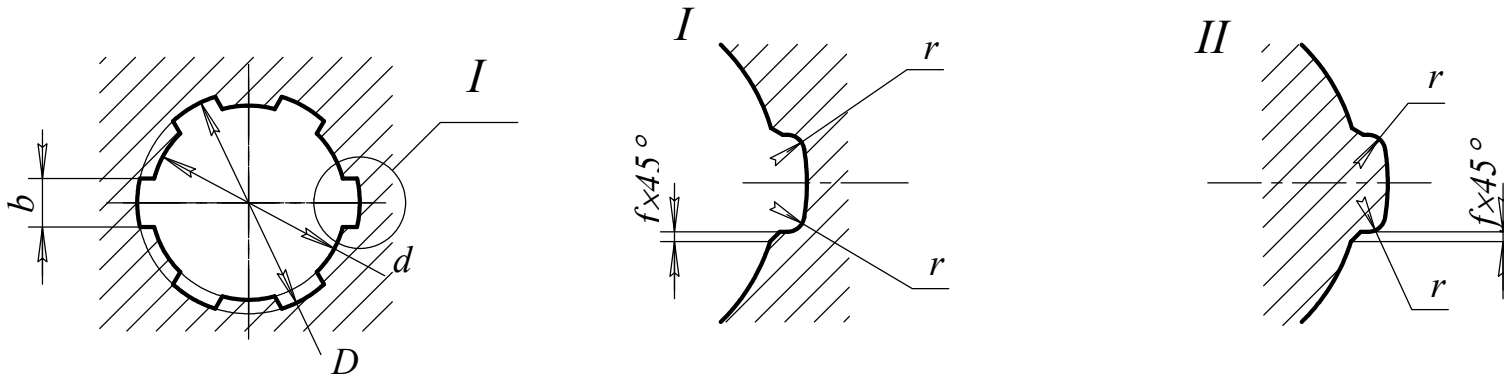
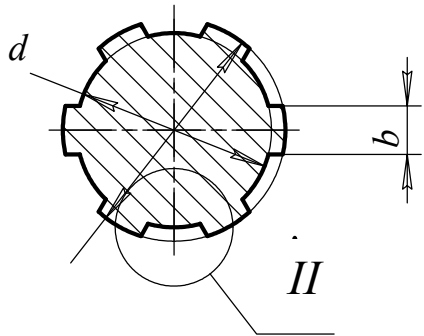


Рисунок В1 Розміри шпонкового з'єднання

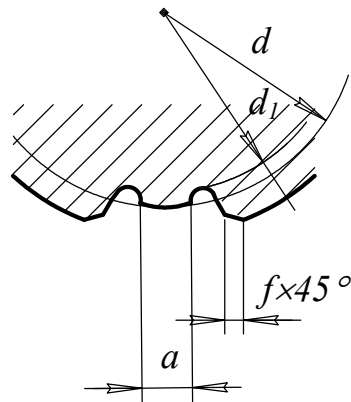
Додаток Г. Розміри прямобічних шлицьових з'єднань, мм (витяг з ДСТ 1139-80).



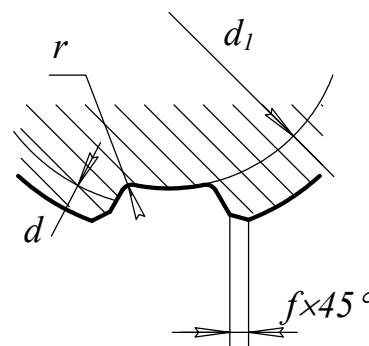
92



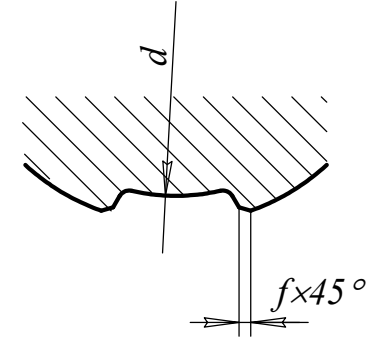
Виконання А



Виконання В



Виконання С



| $z \times d \times D$ | b | d_{lmin} | a | f | r_{max} |
|-----------------------|-----|------------|------|---------|-----------|
| Легка серія | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 6×26×30 | 6 | 24.6 | 3.85 | 0.3+0.2 | 0.2 |
| 6×28×32 | 6 | 26.7 | 4.03 | 0.4+0.2 | 0.2 |
| 8×32×36 | 6 | 30.4 | 2.71 | 0.4+0.2 | 0.3 |

| | | | | | |
|---------|----|------|------|---------|-----|
| 8×36×40 | 7 | 34.5 | 3.46 | 0.4+0.2 | 0.3 |
| 8×42×46 | 8 | 40.4 | 5.03 | 0.4+0.2 | 0.3 |
| 8×46×50 | 9 | 44.6 | 5.75 | 0.4+0.2 | 0.3 |
| 8×52×58 | 10 | 49.7 | 4.89 | 0.5+0.3 | 0.5 |
| 8×56×62 | 10 | 53.6 | 6.38 | 0.5+0.3 | 0.5 |
| 8×62×68 | 12 | 59.8 | 7.31 | 0.5+0.3 | 0.5 |

Продовження Додатку Г

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---------------|-----|-------|-------|---------|-----|
| 10×72×78 | 12 | 69,6 | 5,45 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×82×88 | 12 | 79,3 | 8,62 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×92×98 | 14 | 89,4 | 10,08 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×102×108 | 16 | 99,9 | 11,49 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×112×120 | 18 | 108,8 | 10,72 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| Середня серія | | | | | |
| 6×26×32 | 6 | 23,4 | 1,65 | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 6×28×34 | 7 | 25,9 | 1,70 | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 8×32×38 | 6 | 29,4 | - | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 8×36×42 | 7 | 33,5 | 1,02 | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 8×42×48 | 8 | 39,5 | 2,57 | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 8×46×54 | 9 | 42,7 | - | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 8×52×60 | 10 | 48,7 | 2,44 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 8×56×65 | 10 | 52,2 | 2,50 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 8×62×72 | 12 | 57,8 | 2,40 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×72×82 | 12 | 67,4 | - | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×82×92 | 12 | 77,1 | 3,00 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×92×102 | 14 | 87,3 | 4,50 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×102×112 | 16 | 97,7 | 6,30 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| Важка | 18 | 106,3 | 4,40 | 0,5+0,3 | 0,5 |
| Важка серія | | | | | |
| 10×23×29 | 4,0 | 20,3 | | 0,3+0,2 | 0,2 |
| 10×26×32 | 4,0 | 23,0 | | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 10×28×35 | 4,0 | 24,4 | | 0,4+0,2 | 0,3 |

92

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|------------|-----|-------|---|---------|-----|
| 10×32×40 | 5,0 | 28,0 | | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 10×36×45 | 5,0 | 31,3 | | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 10×42×52 | 6,0 | 36,9 | | 0,4+0,2 | 0,3 |
| 10×46×56 | 7,0 | 40,9 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×52×60 | 5,0 | 47,0 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 10×56×65 | 5,0 | 50,6 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 16×62×72 | 6,0 | 56,1 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 16×72×82 | 7,0 | 65,9 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 16×82×92 | 6,0 | 75,6 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 20×92×102 | 7,0 | 85,5 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 20×102×115 | 8,0 | 94,0 | | 0,5+0,3 | 0,5 |
| 20×112×125 | 9,0 | 104,0 | | 0,5+0,3 | 0,5 |

ПРИМІТКИ 1. Бокові сторони зубців валу повинні бути паралельні осі симетрії зуба до перехрещення з колом діаметра d .

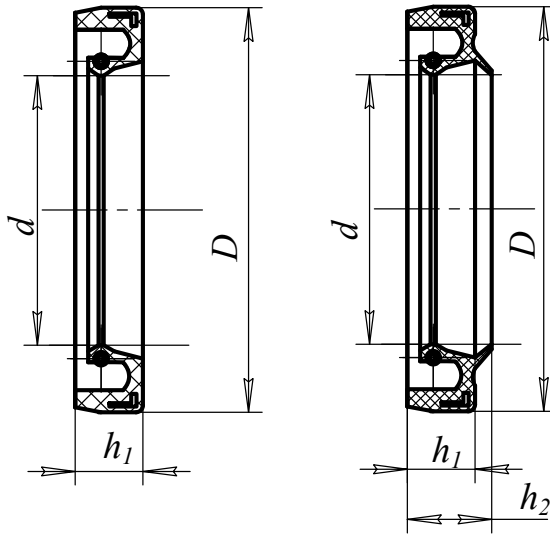
2. Фаска у пазів отвору втулки може бути замінена закругленням, радіус якого повинен дорівнюватися f .

3. Розмір a в з'єднаннях легкої і середньої серій наведен для валів виконання А при виготовленні методом обкатування.

4 Вали виконання А важкої серії методом обкатування, не виготовляються.

5. При centruванні по внутрішньому діаметру вали виготовляються у виконанні А та С, при centruванні по зовнішньому діаметру та боковим граням – у виконанні В.

Додаток Д. Гумові армовані манжети для валів (ДСТ 8752-79)



Тип 1

Тип 2

| d | D | | h ₁ | h ₂ |
|----|---------|---------|----------------|----------------|
| | 1-й ряд | 2-й ряд | 1-й и 2-й ряди | |
| 25 | 42 | 40 | 8 | 12 |
| | | 45 | 10 | 14 |
| 26 | 45 | 40 | 8 | 12 |
| | | 47 | 10 | 14 |
| 28 | - | 45 | | |
| | | 47 | | |
| | | 50 | | |
| 30 | 52 | 45 | | |
| | | 47 | | |
| | | 50 | | |
| 32 | 52 | 45 | | |
| | | 50 | | |
| 35 | 58 | 47 | | |
| | | 50 | | |
| | | 55 | | |
| | | 57 | | |
| 36 | 58 | 52 | | |
| | | 55 | | |
| | | 55 | | |
| 38 | 58 | 60 | | |
| | | 62 | | |
| 40 | 60 | 55 | | |

| | | | | |
|----|-----|-----|----|----|
| | | 58 | | |
| 42 | 62 | 62 | | |
| | | 65 | | |
| 44 | - | 68 | | |
| | | 62 | | |
| 45 | 65 | 65 | | |
| | | 62 | | |
| | | 70 | | |
| 48 | 70 | 65 | | |
| | | 72 | | |
| 50 | 70 | 72 | | |
| | | 75 | | |
| | | 80 | 12 | 16 |
| 52 | 75 | 72 | 10 | 14 |
| | | 80 | 12 | 16 |
| 55 | 80 | 75 | 10 | 14 |
| | | 82 | 12 | 16 |
| 56 | 80 | - | 10 | 14 |
| | | 75 | | |
| 58 | 80 | 82 | 12 | 16 |
| | | 82 | | |
| 60 | 85 | 80 | | |
| | | 82 | | |
| 62 | - | 80 | 10 | 14 |
| | | 82 | | |
| | | 85 | | |
| | | 90 | 12 | 16 |
| 63 | 90 | - | 10 | 14 |
| | | 95 | | |
| 65 | 90 | 95 | | |
| 67 | - | 90 | | |
| 68 | - | 90 | 12 | 16 |
| | | 95 | | |
| 70 | 95 | 100 | | |
| 71 | 95 | - | 10 | 14 |
| 75 | 100 | - | | |
| | | 102 | 12 | 16 |

ПРИМІТКА. Приклад умовного позначення манжети типу 1 виконання 1, для валу діаметром $d=60$ мм, з зовнішнім діаметром $D=80$ мм, з гуми групи 1: Манжета 1.1-60×80-1 ДСТ 8752-79.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсового проекту з деталей машин
Розділ 3
“Проектування валів та їх опор на підшипниках кочення”
для студентів напрямків
“Інженерна механіка та “Машинобудування”

Автори: Валентин Петрович Оніщенко, проф., д.т.н.
Валерій Георгієвич Нечепасєв, проф., д.т.н.
Валерій Пилипович Блескун, доц., к.т.н.
Петро Михайлович Матеко, доц.
Олександр Миколайович Гнисько, доц., к.т.н.