

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія
Кафедра основ проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до самостійної роботи студентів
при підготовці до виконання
лабораторних робіт
з дисциплін: «Деталі машин, теорія механізмів
і основи взаємозамінності»
(для студентів спеціальностей: 131,133)

Краматорськ, 2021

УДК 621.81

Методичні вказівки до самостійної роботи студентів при підготовці до виконання лабораторних робіт з дисциплін: «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» (для студентів спеціальностей: 131,133) / уклад. : С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2021. – 53 с.

Методичні вказівки містять рекомендації щодо виконання лабораторних робіт, основний теоретичний матеріал, необхідний для проведення досліджень, форми звітів та контрольні питання.

Рекомендовано для студентів денної та заочної форми навчання напрямків підготовки 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування»

Укладач:

С. Г. Карнаух, доц.;
М. Г. Таровик

Відп. за випуск

С. Г. Карнаух, доц.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ	5
2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1. РОЗБИРАННЯ Й СКЛАДАННЯ ЗУБЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ	6
2.1. Теоретичні відомості	6
2.2 Порядок виконання роботи	11
2.3 Контрольні запитання	15
3 Лабораторна робота № 2. РОЗБИРАННЯ Й СКЛАДАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА	16
3.1 Теоретичні відомості	16
3.2 Конструкція черв'ячного редуктора	17
3.3 Порядок виконання роботи	20
3.4 Контрольні запитання	25
4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3. ВИВЧЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ. ОЗНАЙОМЛЕННЯ умовними позначеннями	26
4.1 Теоретичні відомості	26
4.2. Класифікація підшипників кочення	27
4.3 Характеристика найбільш поширених типів підшипників	28
4.4 Точність підшипників кочення	34
4.5 Умовне позначення підшипників кочення	34
4.6 Приклади розшифрування підшипників	38
4.7 Порядок виконання роботи	38
4.8 Контрольні запитання	39
5 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4. ВИПРОБУВАННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ЗСУВ	40
5.1 Загальні положення	40
5.2 Опис лабораторної установки	42
5.3 Порядок виконання роботи	43
5.4 Обробка результатів роботи	46
5.5 Контрольні питання	46
6 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ Й РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ З'ЄДНАННІ ЕЛЕКТРОДУГОВИМ ЗВАРЮВАННЯМ	47
6.1 Теоретичні відомості	47
6.2 Порядок виконання роботи	51
6.3 Контрольні питання	51
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА	52

ВСТУП

Основними завданнями курсу «Деталі машин» є узагальнення інженерного досвіду створення машинобудівельних конструкцій; вивчення типажу, будови, критеріїв працездатності деталей, з'єднань та складальних одиниць загального призначення; розробка наукових основ їхнього розрахунку і проектування; розвинення навичок конструювання та технічної творчості.

Лабораторні і лабораторно-практичні роботи, виконання яких передбачене робочими навчальними програмами кредитного модуля «Деталі машин», є невід'ємною частиною курсу.

Практична робота в лабораторії має на меті ознайомити студентів з основами експериментального дослідження механізмів, надати можливість на практиці познайомитись з конструкціями деталей машин і механізмів, перевірити окремі теоретичні відомості, що отримані на лекціях, глибше проникнути в фізичну сутність явищ, що вивчаються, і розвинути навички самостійної постановки і проведення експериментів, краще підготуватися до самостійного виконання курсового проекту.

Лабораторний практикум містить 5 лабораторних роботи, які виконуються студентами на типовому навчально-лабораторному устаткуванні. Роботи представлені в порядку, прийнятому при вивченні дисципліни, кожна містить теоретичний матеріал, опис конструкцій, лабораторних приладів і установок, рекомендації щодо виконання робіт, форму звіту і контрольні питання.

При виконанні лабораторних робіт студенти застосовують знання, отримані ними при вивченні теоретичної частини загальнотехнічних дисциплін: фізики, теоретичної механіки, опору матеріалів, теорії механізмів і машин.

1 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

1 Лабораторні роботи проводяться під наглядом викладача чи старшого лаборанта. Студент може працювати на дослідницьких машинах, устаткуванні тільки з дозволу викладача. Студентам забороняється самостійно включати чи виключати устаткування, виконувати будь-які операції на ньому, полишати його без нагляду в процесі роботи.

2 Перед включенням установки потрібно перевірити наявність і правильність положення огорожень деталей, що обертаються. Не дозволяється класти на установку будь-які сторонні предмети. Зняті деталі й інструмент потрібно розташовувати так, щоб виключити травмування. Забороняється кидати на підлогу інструмент і деталі.

3 Забороняється робити розробку вузлів експериментального устаткування і приладів, не пов'язану із проведенням експериментів. Будь-яке складання чи розбирання вузлів установки під час їх роботи категорично заборонено.

4 Забороняється під час роботи проводити ремонтні заходи, усувати несправності електрообладнання, чистити устаткування, торкатися струмоведучих частин, електрощитів і електричних рубильників. Корпус випробувальної машини повинен бути надійно заземленим.

5 Після закінчення роботи студенти зобов'язані зібрати вимірювальний інструмент, методичні матеріали тощо і здати їх навчальному майстру або викладачу. В разі втрати інструмента чи псування приладів студенти несуть за них матеріальну відповідальність.

2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1. РОЗБИРАННЯ Й СКЛАДАННЯ ЗУБЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ

Мета роботи: вивчити класифікацію, кінематичні схеми, конструкції, вузли та деталі циліндричних редукторів; визначити параметри зачеплення.

Обладнання та інструменти: циліндричний редуктор, викрутка, штангенциркуль, ключі гайкові, лінійка.

2.1. Теоретичні відомості

2.1.1. Загальні відомості

Редуктором називають механізм, що складається з зубчастих передач, виконаний у вигляді окремої складальної одиниці і призначений для передачі потужності від двигуна до приводного валу машини з зниженням кутової швидкості і збільшенням крутного моменту.

Редуктори, що складаються з циліндричних зубчастих коліс, називають циліндричними. Такі редуктори забезпечують передачу руху між паралельними валами.

Редуктори, що складаються з конічних зубчастих коліс, називають конічними. Такі редуктори забезпечують рух між валами, осі яких перетинаються.

На рис. 1.1 показані кінематичні схеми найбільш поширених зубчастих редукторів. На наведених схемах швидкохідний вал позначений Ш, проміжні – П, тихохідний – Т.

Залежно від числа ступенів, в яких відбувається зниження кутових швидкостей, розрізняють редуктори одноступінчасті (рис. 2.1, а, е), двоступінчасті (рис. 2.1, б, в, г, д, ж, м, н) і тріступінчасті (рис. 2.1, и, к, л).

Число ступенів редуктора вибирають в залежності від загального передавального числа. Циліндричні редуктори мають таке число ступенів в залежності від величини:

- одноступінчасті — 1,6 ... 6,3;
- двоступінчасті — 8 ... 40;
- тріступінчасті — 25 ... 60.

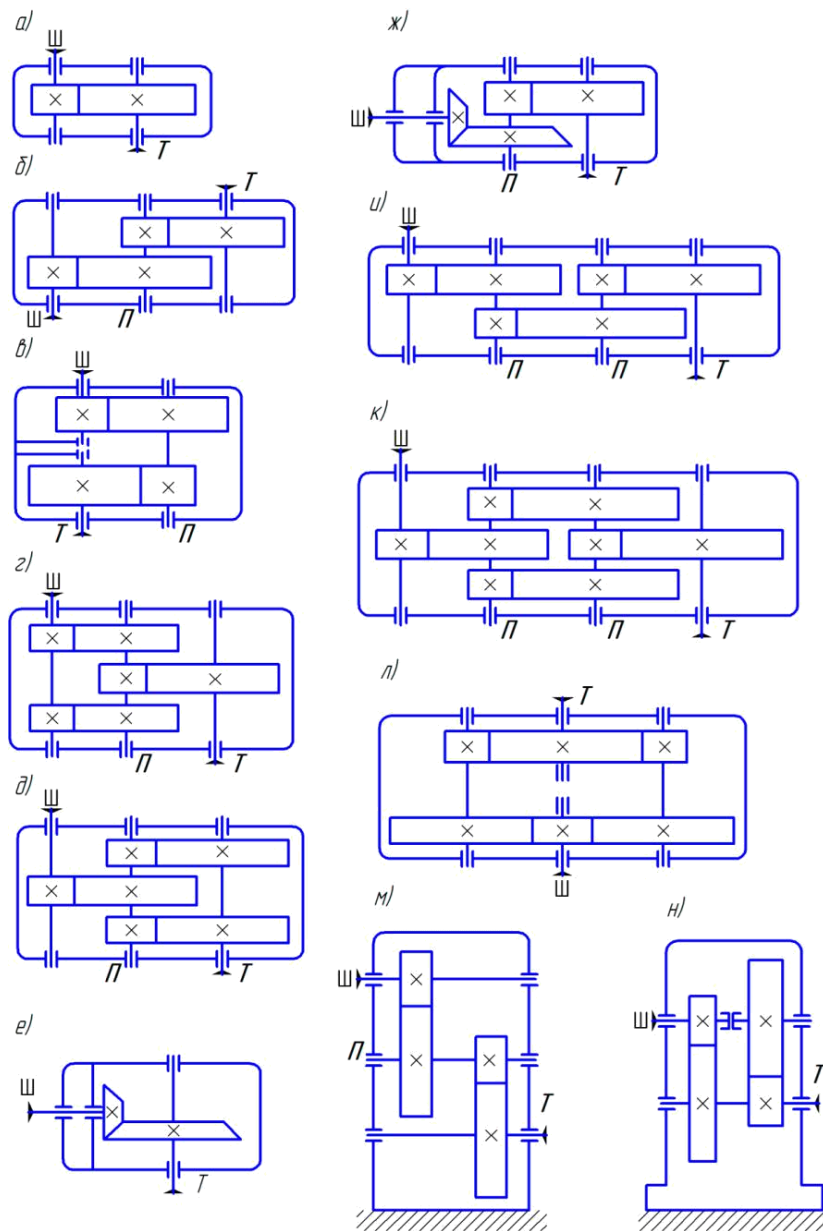


Рисунок 2.1 – Кінематичні схеми редукторів

Конструкція редукторів по розгорнутій схемі (рис. 2.1, б, и) є найбільш простою і має найменшу ширину. Однак несиметричне розташування зубчастих коліс на валах підвищує концентрацію навантаження по довжині зуба, викликає нерівномірність розподілу навантаження між підшипниками. З метою зниження концентрації навантаження, двоступінчасті циліндричні редуктори виконують з роздвоєними ступенями (рис. 2.1, г, д). Таке конструктивне рішення забезпечує сприятливий розподіл навантаження по ширині зубчастого вінця і майже на 20 % знижує масу редуктора в порівнянні з конструкцією, виконаної за розгорнутою схемою. Аналогічні переваги можна отримати і конструкції триступінчастого редуктора з роздвоєним проміжним ступенем (рис. 2.1, к). Тут забезпечуються сприятливі умови роботи швидкохідної і тихохідної ступенів співвісному редукторі (рис. 2.1, в) забезпечується співвісність швидкохідного (вхідного) і тихохідного

(вихідного) валів, що зменшує довжину редуктора в порівнянні з розгорнутою схемою і забезпечує найбільш раціональну компоновку приводу. До недоліків можна віднести великі габарити по ширині, ускладнене змащення підшипників, які розташовані в середній частині корпусу. Роздвоєння потоку потужності (рис. 2.1, л) і розташування валів у горизонтальній площині забезпечують мінімальні висоту редуктора і нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, а також практично повне розвантаження підшипників швидкохідного і тихохідного валів.

За відносним розташуванням валів у просторі розрізняють горизонтальні циліндричні редуктори (рис. 2.1, а...л) і вертикальні (рис. 2.1, м, н).

Напрямок зуба циліндричних косозубих коліс може бути як лівим, так і правим.

2.1.2. Конструкція циліндричного двоступінчастого редуктора

Редуктори циліндричні двоступінчасті зубчасті випускаються з номінальними передаточними числами від 8 до 40. Навантаження може бути постійним і змінним, одного напрямку і реверсивним.

Конструкція редуктора наведена на рис. 2.2. Редуктор складається з корпусу 1 і кришки 2, які з'єднані в горизонтальній площині болтами 3. Корпус і кришку виконують литими з чавуну (або алюмінієвих сплавів). Обертальний рух від швидкохідного валу 4 до тихохідного валу 5 здійснюється двома парами косозубих циліндричних зубчастих коліс: шестерні 6 і колеса 7 швидкохідної ступені шестерні 8 і колеса 9 тихохідної ступені. Шестерні 6 і 8 виготовлені заодно з валами. Таке конструктивне виконання називається вал-шестерня. Колеса 7 і 9 встановлені на вали за допомогою шпонкових з'єднань (можливе використання також і з'єднання з гарантованим натягом). Вали встановлені в корпусі редуктора на конічних роликових підшипниках 10.

Обов'язковим є регулювання зазору підшипників редуктора. Це пов'язано з тим, що при великому зазорі порушується правильність зубчастого зачеплення, виникають шум і вібрації. При відсутності зазору збільшується опір обертанню, але підвищується жорсткість опор і точність обертання валу. Тому дуже важливим є створення в підшипниках зазорів оптимальної величини.

Регулювання конічних роликових підшипників, що використовуються у редукторі, проводиться осьовим переміщенням зовнішніх кілець підшипника. З цією метою у закладних кришках 11 редуктора передбачені регулювальні гвинти 12 і натискні шайби 13, при переміщенні яких зсуваються зовнішні кільця підшипників, в результаті чого і вибирається зазор між кільцями і роликами.

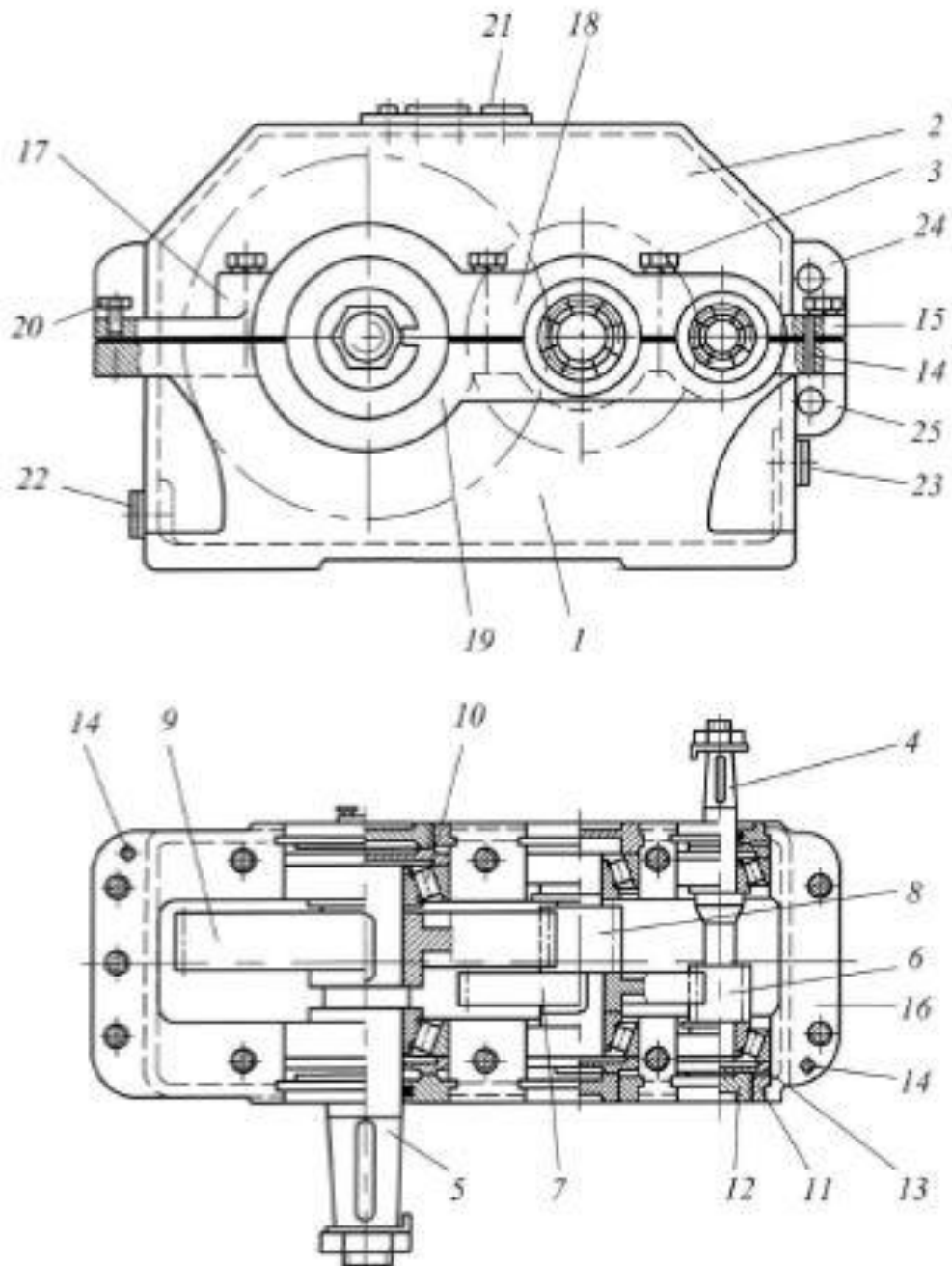


Рисунок 2.2 – Двоступінчастий циліндричний редуктор

Для точної фіксації кришки щодо корпусу при складанні і під час обробки (при розточці отворів під підшипники) встановлені два координуючих штифта 14 на якомога більшій відстані один від одного. Для зручності обробки площина роз'єму розташована паралельно площині основи і проходить через осі валів. Роз'ємна конструкція корпусу редуктора забезпечує хороші умови складання, так як кожен вал редуктора розташованими на ньому підшипниками, зубчастими колесами і іншими деталями є самостійною складальною одиницею. Це дозволяє проводити складання валів і їх контроль незалежно один від одного і потім встановлювати в корпус редуктора.

Для з'єднання кришки і корпусу редуктора по всьому контуру площини роз'єму виконують спеціальні фланці 15 і 16, бобишки 17 і приливи 18, 19.

Бобишки 17 розташовують таким чином, щоб болти 3 були максимально наближені до отвору під підшипник, що значно збільшує жорсткість з'єднання. Однак мінімальна відстань між стінками близько розташованих отворів (під болт і підшипник або отвором для заставної кришки) має становити не менше 3...5 мм. Болти, розташовані між отворами під підшипники, розташовують симетрично між цими отворами.

Опорні поверхні болтів 3 зазвичай розташовують на одному рівні, що спрощує обробку цих поверхонь, а болти мають однакову довжину.

Поверхні стику корпусу редуктора з кришкою з метою їх щільного прилягання шліфують або шабрують. При складанні ці поверхні для кращого ущільнення змащують спеціальним герметиком. Для того щоб забезпечити роз'єднання кришки і корпусу при розбиранні редуктора, у фланці кришки передбачають отвір для віджимного болта 20.

Для зручності обробки зовнішні торці приливів 18 і 19 всіх підшипникових гнізд, розташованих на одній стороні кришки або корпусу, повинні лежати в одній площині. При цьому оброблювані поверхні повинні виступати над чорновими (необробленими) поверхнями на 3...5 мм.

У верхній частині кришки 2 передбачено отвір для заливки масла, закритий пробкою 21. Для зливу масла в нижній частині корпусу 1 редуктора передбачено зливний отвір, що закривається пробкою 22. Для контролю рівня масла служить контрольна пробка 23.

Масло, що заливається в редуктор, зменшує знос деталей, відводить тепло і продукти зносу від поверхонь тертя, демпфує динамічні навантаження, що в свою чергу знижує шум і вібрації. Масляна ванна є спільною для всього редуктора. При цьому змащення зубчастих коліс здійснюється зануренням, підшипників – розбризкуванням.

Орієнтовний об'єм масла зазвичай приймають 0,5...0,8 л на 1 кВт переданої потужності.

Для підйому і транспортування зібраного редуктора кришка 2 забезпечена двома вушками 24, виконаними у вигляді ребер з отворами. Для транспортування корпусу 1 редуктора передбачена провухина 25 з отвором, відлита заодно з корпусом.

2.2 Порядок виконання роботи

1 Провести загальне візуальне знайомство з конструкцією редуктора і розбирання редуктора.

2 Визначити габаритні, приєднувальні й геометричні розміри редуктора і передачі відповідно до рис. 2.3. Дані розрахунків і замірів занести в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри редуктора

Найменування параметра	Позначка	Формула	Результат розрахунку	Результат виміру
1	2	3	4	5
Габаритні розміри:				
• висота редуктора, мм	H	_____	_____	
• ширина редуктора, мм	B	_____	_____	
• довжина редуктора, мм	L	_____	_____	
Приєднувальні розміри:				
1 Висота центрів, мм	H_1	_____	_____	
2 Міжосьова відстань, мм	a_w	_____	_____	
3 Відстань між осями отворів в опорних фланцях, мм:				
• уздовж	L_1	_____	_____	
• поперек	L_2	_____	_____	
4 Діаметр отвору під болт в опорних фланцях, мм	d_ϕ	_____	_____	
5 Діаметр кінця вала, мм:				
• вхідного	d_{ex}	_____	_____	
• вихідного	$d_{вих}$	_____	_____	

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5
Розміри корпусних деталей редуктора:				
1 Товщина стінки, мм	δ	$\delta = 0,025a + 1 \geq 8\text{мм}$		
2 Товщина фланця, мм: • корпуса у роз'ємі • кришки корпуса • опорних лап	δ_1 δ_2 δ_3	$\delta_1 = (1,5...1,75) \cdot \delta$ $\delta_2 = (1,5...1,75) \cdot \delta$ $\delta_3 = 2,35 \cdot \delta$		
3 Діаметр фундаментних болтів, мм	d_1	$d_1 = (0,03...0,036)a + 12$		$d_1 = d_\phi - 1 =$ =
4 Діаметр стяжних болтів у бобишок, мм	d_ϕ	$d_\phi = (0,7...0,75) \cdot d_1$		
5 Діаметр бобишки підшипникового вузла, мм: • вхідного вала • вихідного вала	$D_{\phi_{вх}}$ $D_{\phi_{вих}}$	_____	_____	
6 Зазор між торцем колеса й стінкою, мм: • шестерні • колеса	c_1 c_2	_____	_____	
7 Зазор між зубчастим вінцем і стінкою, мм: • шестерні • колеса	f_1 f_2	_____	_____	
8 Зазор між зубчастим колесом і дном, мм	h	_____	_____	
Параметри передачі:				
1 Число зубів шестірни	z_1	_____	_____	
2 Число зубів колеса	z_2	_____	_____	
3 Передаточне число	U_{1-2}	$U_{1-2} = z_2/z_1$		_____
4 Ширина колеса, мм	b_2	_____	_____	
5 Ширина шестерні, мм	b_1	$b_1 \geq b_2 + 5$		
6 Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	ψ_{ba}	$\psi_{ba} = b/a$		_____
7 Модуль, мм	m_s	$m_s = 2 \cdot a / (z_1 + z_2)$		_____

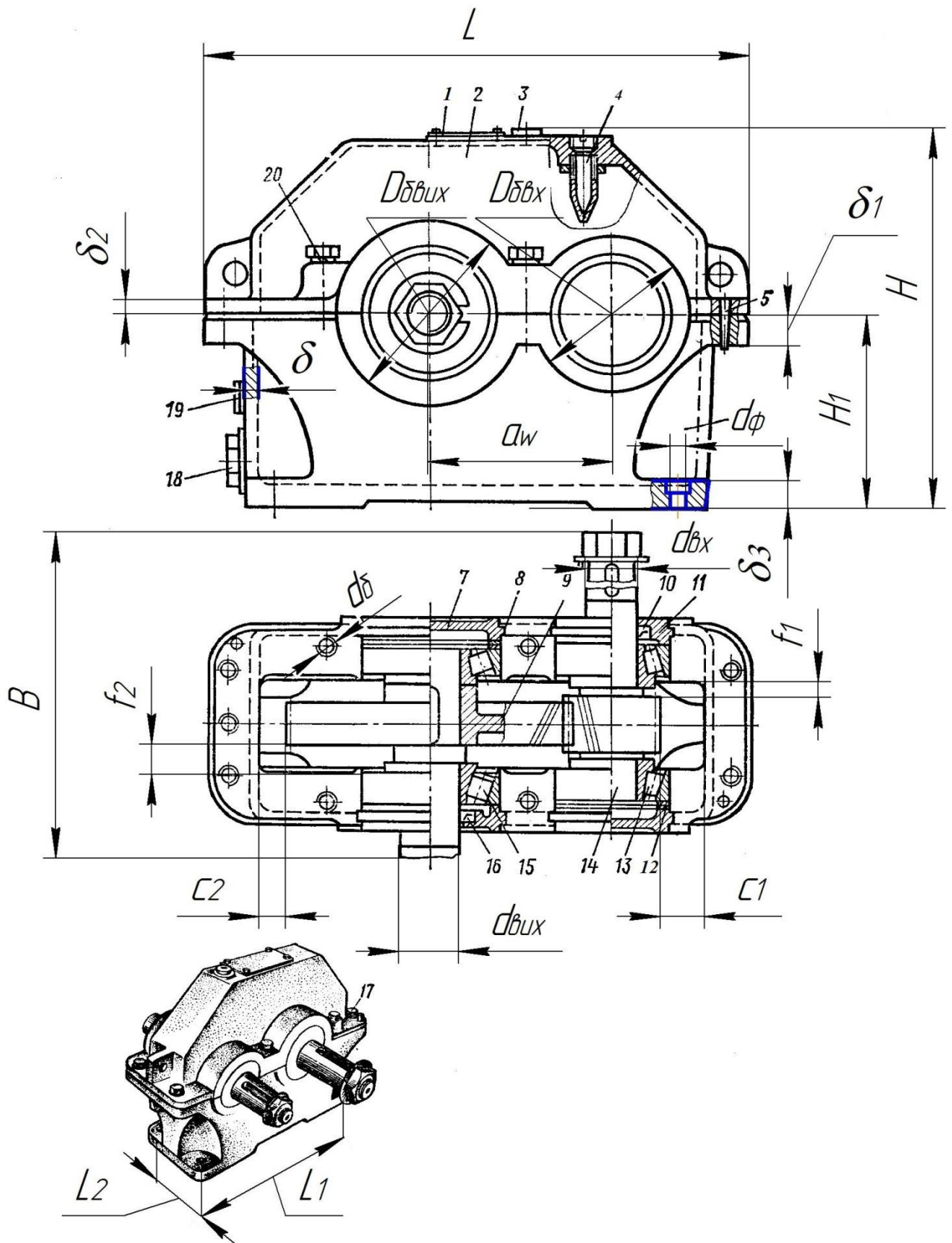


Рисунок 2.3– Редуктор циліндричний одноступінчастий

2.3 Контрольні запитання

- 1 Які розрізняють види зубчастих передач і де вони застосовуються?
- 2 Яке призначення циліндричного редуктора?
- 3 Від чого залежить кількість ступенів редуктора?
- 4 Які переваги та недоліки мають редуктори, що виконані по розгорнутій схемі; з роздвоєними ступенями; співвісні та інші?
- 5 Перерахуйте деталі і вузли, з яких складається циліндричний редуктор. Яке їх призначення?
- 6 Для чого необхідний зазор у підшипниках?
- 7 Чим викликана необхідність регулювання зазору в підшипниках?
- 8 Опишіть порядок розбирання та складання циліндричного редуктора.
- 9 Дайте визначення поняття «передаточне число» зубчастої передачі.
- 10 Дайте визначення поняття «передаточне число» редуктора.
- 11 Як визначається передаточне число в окремих передачах редуктора і редуктора в цілому?
- 12 Назвіть параметри циліндричного зубчастого колеса.
- 13 Як визначається ділительний діаметр зубчастого колеса?
- 14 Як визначається діаметр виступів зубчастого колеса?
- 15 Як визначається діаметр западин зубчастого колеса?

3 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2. РОЗБИРАННЯ Й СКЛАДАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: ознайомитися з класифікацією, кінематичними схемами, конструкцією, вузлами і деталями черв'ячних редукторів; визначити параметри зачеплення.

Обладнання та інструменти: одноступінчастий черв'ячний редуктор, лінійка, штангенциркуль, викрутка, гайкові ключі.

3.1 Теоретичні відомості

Черв'ячна (або зубчасто-гвинтова) передача являє собою кінематичну пару, що складається з черв'яка і черв'ячного колеса, та відноситься до передач зачеплення з перехресними осями валів зазвичай під кутом 90° .

Переваги черв'ячної передачі:

- можливість отримання великих передаточних відношень в одній парі (500 і більше);
- плавність і безшумність роботи, можливість самогальмування. Недоліки:
- низький ККД (0,7...0,92);
- обмеженість потужності, що передається – не вище 100 кВт;
- сильне нагрівання передачі при тривалій роботі;
- підвищений знос;
- схильність до заїдання;
- висока вартість матеріалу вінців черв'ячних коліс (бронза) і інструменту для нарізання зубів черв'ячних коліс (черв'ячні фрези), а також шліфування й полірування черв'яка.

Незважаючи на зазначені недоліки, черв'ячні передачі широко розповсюджені в машинобудуванні і приладобудуванні завдяки можливості редукування кутової швидкості в широкому діапазоні (механізми приводу підйомно-транспортних машин, тролейбуса, верстатів, приладів, пасажирських і вантажних ліфтів тощо).

Для черв'яків силових передач застосовують вуглецеві і леговані сталі марок: 45, 20Х, 40Х, 40Н та інші, загартовані до твердості 45...55 HRC з наступним шліфуванням і поліруванням, що забезпечує високу твердість робочих поверхонь. У більшості випадків черв'як виконують як одне ціле з валом (черв'ячний вал).

Черв'ячне колесо виготовляють з чавуну при швидкості ковзання ≤ 2 м/с. При > 2 м/с черв'ячне колесо роблять роз'ємним: вінець (обід або бандаж) виготовляють з олов'яної (Бр. ОФ10-1, ОНФ, ОЦС6-6-3) або безолов'янистої (Бр. АЖ 9-4Л,

АЖН 10-4-4 Л) бронзи, а колесо (колісний центр) з чавуну (СЧ 15-32, СЧ 18-36) або вуглецевої сталі. Олов'яні бронзи, що характеризуються високими антифрикційними властивостями, дефіцитні і дорогі. Тому при ≤ 7 м/с рекомендується застосовувати безолов'яні бронзи (Бр. А9Ж3Л, Бр. А10Ж4Н4) або латунь (ЛАЖМц 66-6-3-2), що володіють високими механічними характеристиками при, дещо, знижених антифрикційних властивостях.

3.2 Конструкція черв'ячного редуктора

Черв'ячним редуктором називають закриту знижувальну черв'ячну передачу, призначену для зниження кутової швидкості і збільшення крутного моменту на веденому валу. У класі редукторів черв'ячні редуктори становлять окрему групу. Основні кінематичні схеми одноступінчастих черв'ячних редукторів представлені на рис. 3.1. На схемах швидкохідний вал позначений буквою Ш, тихохідний – Т.

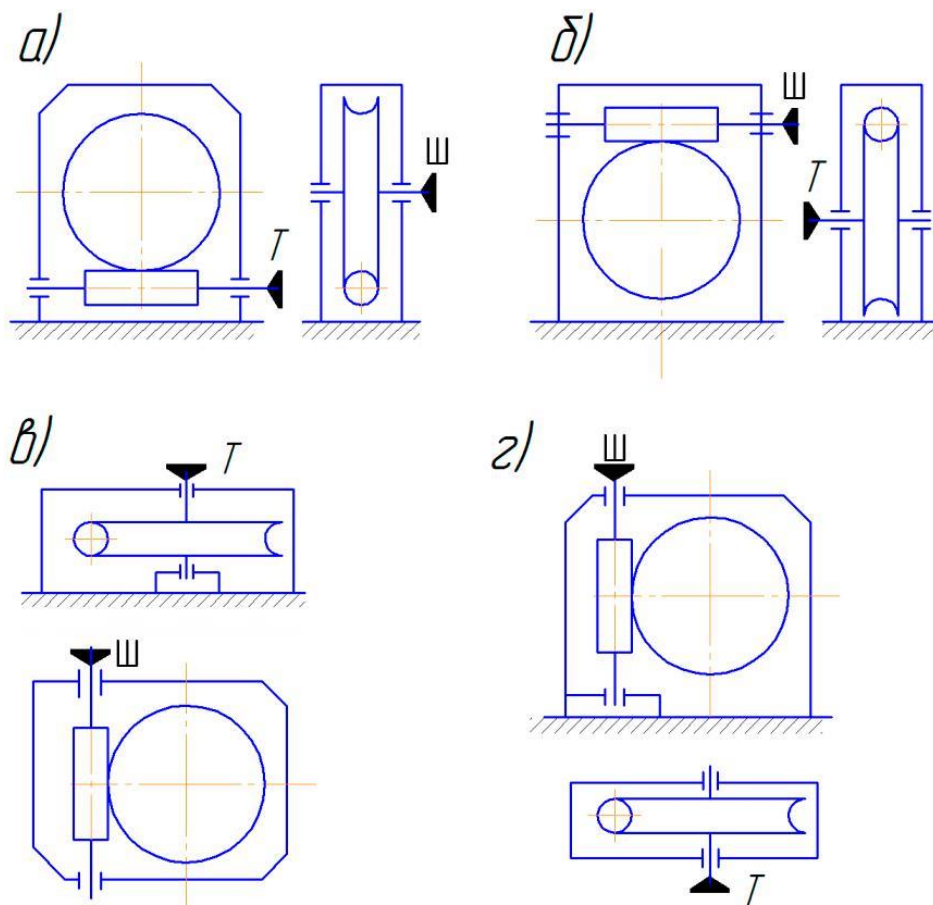


Рисунок 3.1 – Кінематичні схеми одноступінчастих черв'ячних редукторів

При колових швидкостях черв'яка до 4...5 м/с застосовують редуктори з нижнім розташуванням черв'яка (рис. 3.1, а). Змащення черв'ячної передачі проводиться зануренням черв'яка в масло.

При верхньому або вертикальному розташуванні черв'яка (рис. 3.1, г) змащення зачеплення забезпечується зануренням черв'ячного колеса.

При колових швидкостях черв'яка понад 5 м/с спостерігаються великі втрати при перемішуванні мастила, тому черв'як розташовують над колесом (рис. 3.1, б).

Передачі з вертикальним розташуванням валу черв'ячного колеса (рис. 3.1, в) або черв'яка (рис. 3.1, г) використовують рідко через складність змащення підшипників вертикальних валів.

Характеризуються редуктори передаточним числом, обертальним моментом, частотою обертання ведучого або веденого валів.

Конструкція одного з черв'ячних редукторів приведена на рис. 3.2.

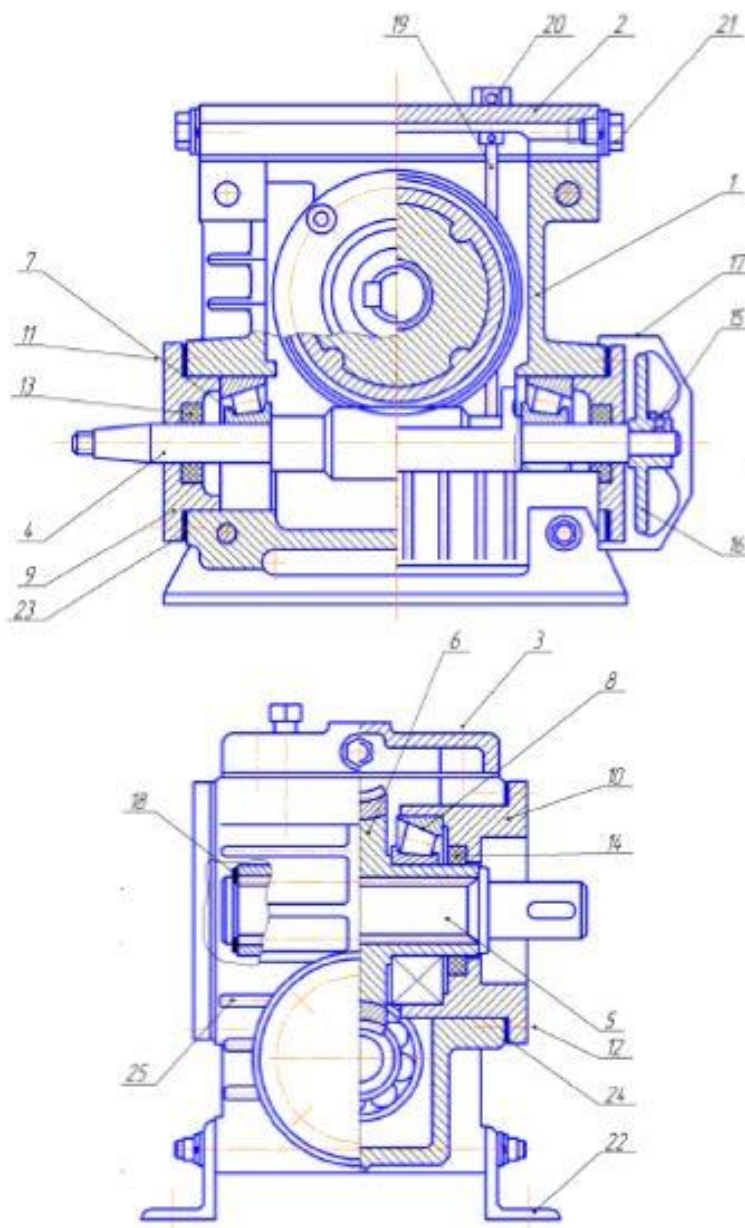


Рисунок 3.2 – Черв'ячний редуктор

Редуктор складається з корпусу 1 і кришки 2, які з'єднані болтами 3. Корпус і кришку виконують литими з чавуну (або алюмінієвих сплавів). Обертальний рух від швидкохідного валу-черв'яка 4 до тихохідного валу 5 здійснюється черв'ячним колесом 6, яке встановлено та закріплено на валу за допомогою шпонкового з'єднання. Черв'як виконаний заодно з валом. Вали встановлені в корпусі редуктора на конічних роликів підшипниках 7 і 8.

Накладні кришки 9 і стакани 10 кріпляться до корпусу за допомогою болтів 11 і 12. У кришках і стаканах встановлені манжети 13 і 14. До валу черв'яка 4 гвинтом 15 кріпиться крильчатка 16, яка служить для охолодження редуктора. До корпусу редуктора кріпиться кожух крильчатки 17. Пружинне кільце 18 фіксує черв'ячне колесо від осьового зсуву. Змащення редуктора картерне. Рівень масла контролюється вказівником 19 з віддушиною 20. Отвір під вказівника використовується для заливки масла. Злив масла проводиться через зливний отвір, що закривається пробкою 21. До корпусу редуктора 1 кріпляться знімні лапи.

Охолодження редуктора може відбуватися за допомогою встановленої крильчатки 16. Поліпшенню тепловідведення сприяють ребра 25, відлиті заодно з корпусом.

Регулювання підшипників і черв'ячного зачеплення

Наявність зазорів в підшипниках забезпечує легке обертання валу, а відсутність їх збільшує опір обертанню.

Регулювання радіально-упорних підшипників з конічними роликами полягає в тому, щоб отримати оптимальний зазор між роликами і кільцями, при якому не буде спостерігатися «бовтанка» навантажених кілець підшипників (деталі вдаряються одна об одну, що може викликати поломку підшипників). Величина зазначеного зазору нормована і називається осьовою грою, тобто це величина на яку переміщується черв'як в осьовому напрямку при щільно підтягнутих кришках підшипників. Регулювання проводиться набором прокладок 23 і 24 (рис. 3.2), що встановлюються під фланець кришок підшипників. Для цієї мети застосовують набір тонких металевих прокладок різної товщини.

Існує два способи установки підшипників кочення при насадці їх на вал-черв'як: врозпір і з плаваючою опорою.

Врозпір підшипники черв'яка встановлюють при міжосьовій відстані у черв'ячній передачі до 160 мм, коли відстань між опорами (підшипниками) буде відносно невеликою. При цьому на кожну опору встановлюють по одному радіально-упорному підшипнику 7 (рис. 3.2).

При роботі редуктора черв'як і інші деталі нагріваються, подовжуються (розширюються). Однак завдяки невеликій довжині черв'яка величина його подовження зазвичай менша величини осьового переміщення в підшипниках. Тому заклинювання підшипників не відбувається, і черв'як може вільно обертатися при встановленні підшипників врозпір.

Осьова сила на черв'яку змінює свій напрям на протилежний в залежності від напрямку обертання черв'яка. При цьому один підшипник сприймає осьову силу в одному напрямку, а інший - в протилежному. Сила з черв'яка 4 (рис. 3.2) передається послідовно на внутрішнє кільце підшипника, ролик (тіло кочення) і зовнішнє кільце підшипника 7, а потім на кришку підшипника 9, болт 11 і остаточно сприймається корпусом редуктора 1.

З плаваючою опорою підшипники черв'яка встановлюють при міжосьовій відстані черв'ячної передачі більше 160 мм, коли відстань між опорами і довжина черв'яка мають великі розміри. У цьому випадку в опорі 1 встановлюють два радіально-упорних підшипника врозпір. При цьому осьову силу підшипники сприймають так само, як описано вище. Один при дії сили в одному напрямку, другий – в протилежному.

В опорі 2 встановлюють один радіальний підшипник, який кріпиться на черв'яку нерухомо (посадка з натягом), а в корпусі встановлюється з зазором і може переміщуватися в осьовому напрямку на величину подовження (скорочення) валу. Це переміщення (плавання) захищає підшипники в опорі 1 від заклинювання.

Регулювання черв'ячного зачеплення полягає в тому, щоб встановити черв'ячне колесо симетрично щодо вертикальної осі черв'яка. Досягти цього можна шляхом переміщення черв'ячного колеса 6 з валом 5 (рис. 2.2), в осьовому напрямку за рахунок підбору і розподілу тонких металевих регулювальних прокладок 24.

3.3 Порядок виконання роботи

1 Провести загальне візуальне знайомство з конструкцією редуктора і розбирання редуктора.

2 Визначити габаритні, приєднувальні й геометричні розміри редуктора і передачі відповідно до рис. 3.3. Дані розрахунків і замірів занести в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри редуктора

Найменування параметра	Позначення	Розрахункова залежність	Результат розрахунку, мм	Результат виміру, мм
1	2	3	4	5
1 Габаритні розміри:				
1.1 Висота редуктора	H	_____	_____	
1.2 Ширина редуктора	B	_____	_____	
1.3 Довжина редуктора	L	_____	_____	
2 Приєднувальні розміри				
2.1 Висота центрів - вхідного валу - вихідного валу	H_1 H_2	_____ _____	_____ _____	
2.2 Міжосьова відстань	a	_____	_____	
2.3 Відстань від середини нарізної частини черв'яка до кінця валу	L_1	_____	_____	
2.4 Відстань від осьової площини колеса до кінця вихідного валу	L_2	_____	_____	
2.5 Відстань між осями болтів в основі редуктора - уздовж - упоперек	C_1 C_2	_____ _____	_____ _____	
2.6 Діаметр отвору під болт в основі	d_ϕ	$d_\phi = 0,036a + 12$		
2.7 Діаметр кінця валу - ведучого - веденого	$d_{чер}$ d_k	_____ _____	_____ _____	
2.8 Довжина кінця валу - ведучого - веденого	$l_{чер}$ l_k	_____ _____	_____ _____	
3 Розміри, що визначають конструкцію редуктора				

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5
3.1 Товщина стінки	δ	$(0,025a+5)\geq 8$		
3.2 Товщина фланця - корпусу (у роз'ємі) - кришки - основи	δ_1 δ_2 δ_3	$1,5\delta$ $1,4\delta$ $2,5\delta$		
3.3 Діаметр стяжних болтів біля підшипникових вузлів	d_n	_____	_____	
3.4 Діаметр зовнішнього кільця підшипників - ведучого валу - веденого валу	d_1 d_2	_____ _____	_____ _____	
3.5 Діаметр бобишки підшипникового вузла - ведучого валу - веденого валу	D_{T1} D_{T2}	_____ _____	_____ _____	
3.6 Зазор між черв'яком і дном	h_4	_____	_____	
3.7 Зазор між фланцем торцевої кришки веденого валу і корпусом	Δ	_____	_____	
4 Параметри передачі				
4.1 Число заходів черв'яка	Z_1	_____	_____	
4.2 Число зубів колеса	Z_2	_____	_____	
4.3 Передавальне число	U	Z_2/Z_1		
4.4 Зовнішній діаметр - черв'яка - колеса	d_{a1} d_{a2}	_____ _____	_____ _____	
4.5 Ділильний діаметр - черв'яка - колеса	d_1 d_2	$d_1 = d_{a1} - 2m$ $d_2 = d_{a2} - 2m$		
4.6 Діаметральна характеристика черв'яка	q	$q = \frac{d_1}{m}$		
4.7 Модуль зачеплення	m	$m = \frac{p}{\pi}$		

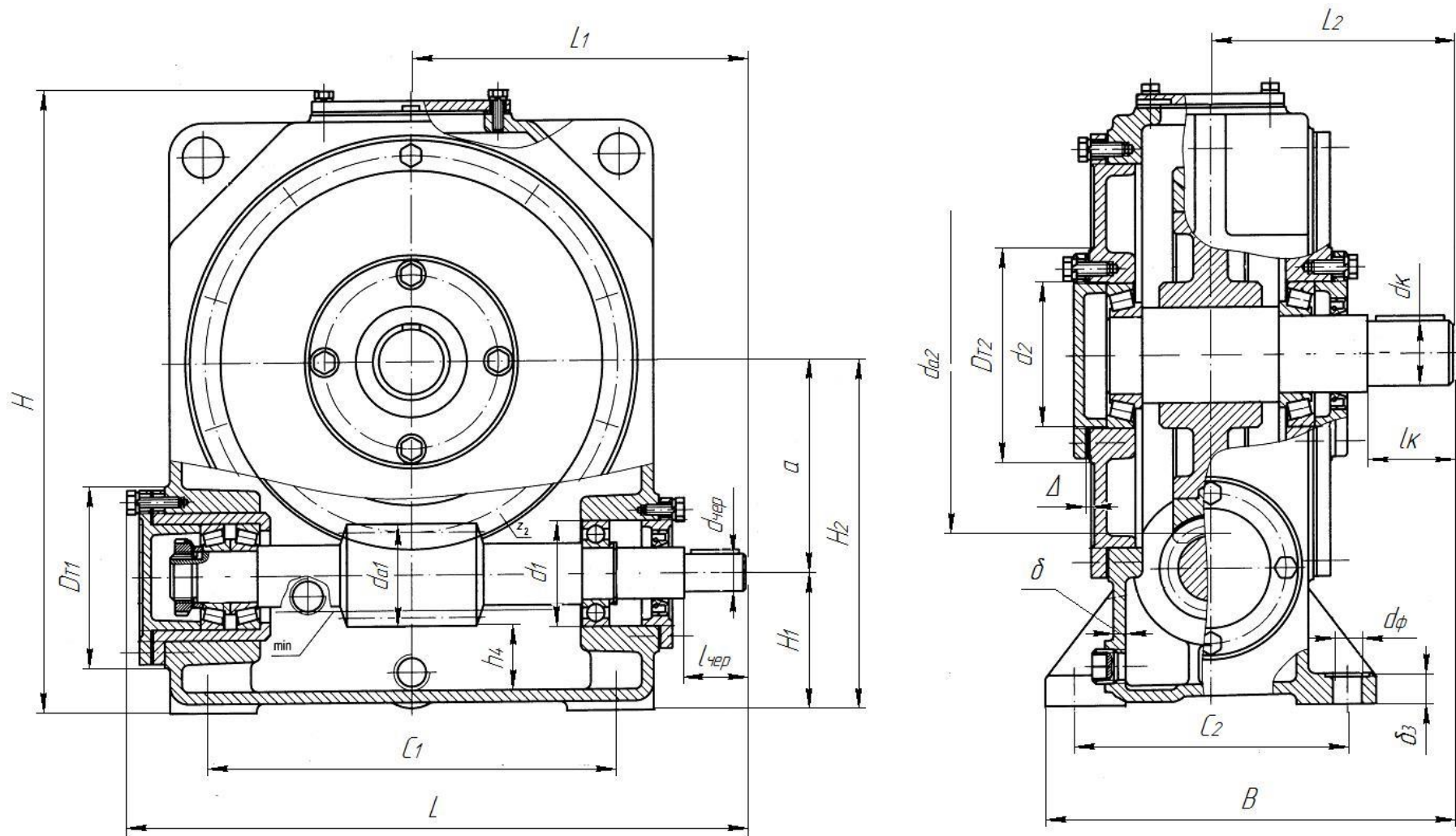


Рисунок 3.3 – Редуктор черв'ячний одноступінчастий

3.4 Контрольні запитання

- 1 Яке призначення черв'ячної передачі?
- 2 Перерахуйте переваги і недоліки черв'ячної передачі.
- 3 Назвіть матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса.
- 4 Коли застосовують редуктор з нижнім розташуванням черв'яка, з верхнім розташуванням черв'яка?
- 5 Чим викликано вкрай рідке використання редуктора з вертикальним розташуванням валу черв'ячного колеса або черв'яка?
- 6 Як здійснюється змащення редуктора з нижнім розташуванням черв'яка; з верхнім розташуванням черв'яка?
- 7 Перерахуйте деталі і вузли, з яких складається черв'ячний редуктор.
- 8 Як здійснюється охолодження редуктора?
- 9 Для чого необхідна наявність зазору в підшипниках?
- 10 Чим викликана необхідність регулювання зазору в підшипниках?
- 11 Дайте визначення поняття «осьова гра».
- 12 Як проводиться регулювання зазорів підшипників в редукторі?
- 13 Вкажіть способи установки підшипників кочення на вал-черв'як.
- 14 Чим викликана необхідність установки підшипників кочення врозпір, з плаваючою опорою?
- 15 У чому полягає регулювання черв'ячного зачеплення?
- 16 До чого може призвести неправильно відрегульоване черв'ячне зачеплення?
- 17 Дайте визначення поняття «передаточне число».
- 18 Як визначається модуль черв'ячної передачі?
- 19 Як визначається коефіцієнт діаметра черв'яка q ?
- 20 Як визначається кут підйому гвинтової лінії черв'яка?
- 21 Як визначаються основні геометричні параметри черв'яка і черв'ячного колеса?

4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3. ВИВЧЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ. ОЗНАЙОМЛЕННЯ УМОВНИМИ ПОЗНАЧЕННЯМИ

Мета роботи: ознайомлення з конструкцією основних типів підшипників кочення, їх класифікацією, характеристиками і умовними позначеннями.

Устаткування, інструменти: підшипники кочення, штангенциркуль.

4.1 Теоретичні відомості

4.1.1. Загальні положення

Підшипники кочення – це опори обертових деталей, що містять елементи кочення (кульки або ролики) і працюють на основі тертя кочення.

Підшипники кочення (рис. 4.1) складаються із зовнішнього 1 і внутрішнього 4 кілець з доріжками кочення; тіл кочення 3 (кульок або роликів); сепаратора 2, що розділяє і направляє тіла кочення.

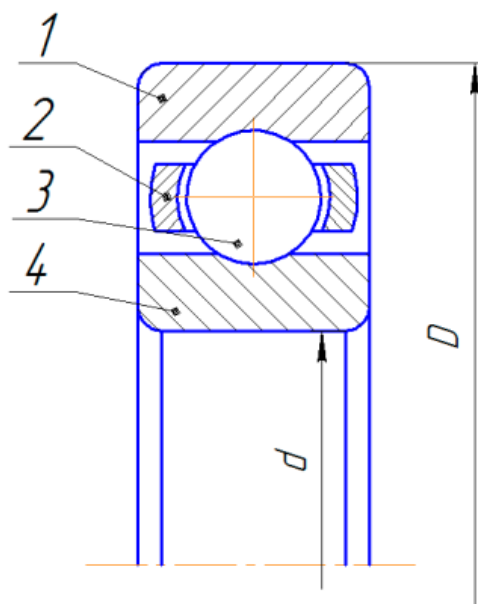


Рисунок 4.1 – Конструкція підшипника кочення

Кільця і тіла кочення (ГОСТ 520-71) виготовляють з шарікоподшипникових і високовуглецевих хромистих сталей ШХ15 і ШХ15СГ, а також з цементованих легованих сталей 18ХГТ і 20Х2Н4А. Твердість кілець і роликів – HRC 60...65, кульок – HRC 62...66.

Сепаратори виготовляють з м'якої вуглецевої сталі методом штампування. Для високошвидкісних підшипників застосовують масивні сепаратори з бронзи, анодованого алюмінію, металокераміки, текстоліту, поліамідів. У спеціальних випадках виготовляють пластмасові сепаратори з металевим каркасом.

Стандартизовані типи підшипників кочення (ГОСТ 8328-75, ГОСТ 8338-75, ГОСТ 8545-75, ГОСТ 333-79, ГОСТ 6874-75, ГОСТ 6870-81), розміри тіл кочення (ГОСТ 3722-81), посадки підшипників (ГОСТ 3325-55), нормальні габаритні розміри (ГОСТ 3478-79), система умовних позначень (ГОСТ 3189-75).

Промисловість випускає понад 1000 типів підшипників із зовнішнім діаметром від 1 мм до 2,6 м, масою від 0,5 г до 3500 кг, робочою частотою обертання до 60000 хв⁻¹, а в деяких випадках до 150 000 хв⁻¹.

Основними перевагами підшипників кочення в порівнянні з підшипниками ковзання є:

- менші моменти сил тертя і тепловиділення;
- мала залежність моментів сил тертя від швидкості;
- значно менший (в 5...10 разів), ніж в підшипниках ковзання, пусковий момент;
- значно менші вимоги по догляду, менша витрата мастильного матеріалу;
- велика несуча здатність на одиницю ширини підшипника;
- значно менша витрата дорогих кольорових матеріалів, порівняно низькі вимоги до матеріалу і термічної обробки валів.

До недоліків підшипників кочення відносяться:

- високі контактні напруги і тому обмежений термін служби;
- великі діаметральні габаритні розміри;
- висока вартість унікальних підшипників при дрібносерійному виробництві;
- менша здатність до демпфування коливань, ніж у підшипників ковзання;
- підвищений шум при високих частотах обертання.

4.2. Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікують за такими ознаками:

За формою тіл кочення підшипники ділять на кулькові (рис. 4.1-4.3, 4.7, 4.10) і роликові (рис. 4.4-4.6, 4.9).

Роликові підшипники в залежності від форми роликів бувають:

- з короткими циліндричними роликами (рис. 4.4);
- з довгими циліндричними роликами (рис. 4.5, а);
- голчасті (рис. 4.5, б);
- з конічними роликами (рис. 4.6).

У напрямку дії навантажень, що сприймають підшипники їх поділяють:

- на радіальні, здатні сприймати тільки радіальне навантаження (або такі, що сприймають в основному радіальне навантаження, але здатні в той же час передавати деяке осьове навантаження, наприклад радіальні кулькові (рис. 4.2);

– упорні, призначені для сприйняття тільки осьових навантажень (рис. 4.10);

– радіально-упорні, призначені для сприйняття комбінованих радіальних і осьових навантажень (рис. 4.6, 4.7, 4.9).

По самовстановленню підшипники ділять на:

– не самоустановлювальні – всі кулько- й роликопідшипники, крім сферичних;

– самоустановлювальні сферичні (рис. 4.6).

За габаритними розмірами підшипники ділять на розмірні серії: а) по зовнішньому діаметру – 7 серій:

– надлегка (2 серії);

– особливо легка (2 серії);

– легка;

– середня;

– важка;

б) по ширині – 4 серії:

– вузька;

– нормальна;

– широка;

– особливо широка.

За кількістю рядів тіл кочення підшипники ділять на одно-, двох-, чотирирядні.

4.3 Характеристика найбільш поширених типів підшипників

Кульковий радіальний однорядний підшипник (рис. 4.2) призначений в основному для сприйняття радіальних навантажень, але може сприймати і передавати також двосторонні осьові навантаження. Задовільно працює при перекосі кілець на кут до $1/4^\circ$ і в порівнянні з іншими швидкохідний та дешевий. Це найбільш масовий тип підшипника.

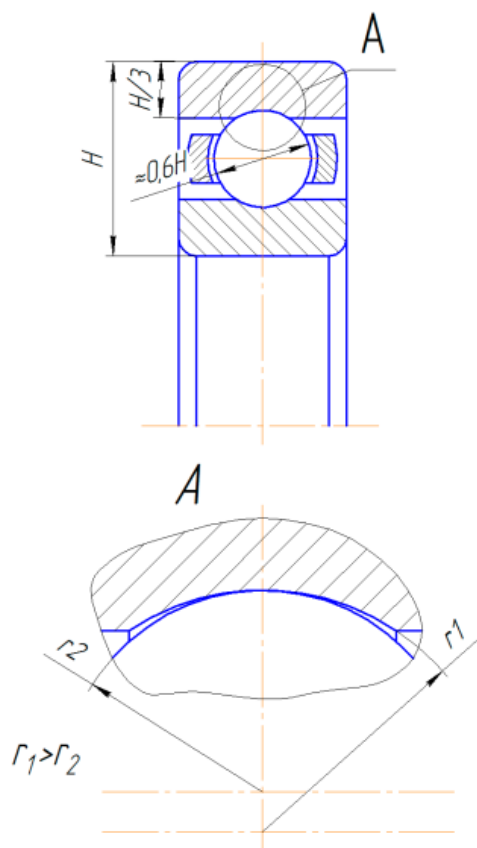


Рисунок 4.2 – Конструкція кулькового радіального однорядного підшипника

Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник (рис. 4.3) призначений для сприйняття радіальних навантажень в умовах значного перекосу ($2...3^\circ$) кілець підшипника, який виникає внаслідок не співвісності отворів під підшипники (в різних корпусах) і великих пружних деформацій валів.

Підшипник допускає двосторонню фіксацію валу і може сприймати невеликі осьові навантаження. Цей підшипник є самоустановлювальним.

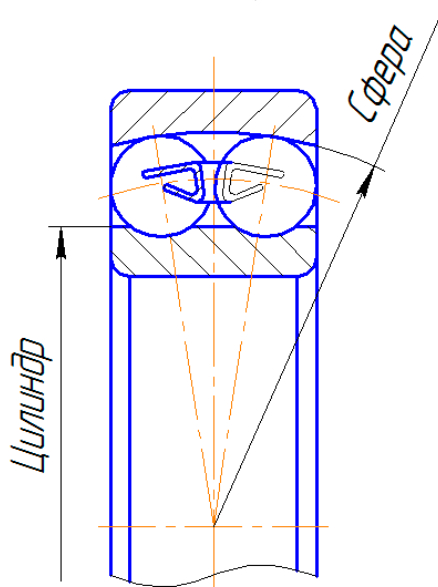


Рисунок 4.3 – Конструкція кулькового радіального дворядного сферичного підшипника

Роликовий радіальний однорядний підшипник з короткими циліндричними роликами (рис. 4.4) призначений для сприйняття радіальних навантажень. Вантажопідйомність його в 1,7 рази вище вантажопідйомності радіального кулькового однорядного підшипника при однаковому діаметрі валу. Його легко можна розібрати в осьовому напрямку. Допускається деякий осьовий зсув кілець, тому його рекомендують при великих температурних деформаціях валів або в разі осьової самоустановки валу (рис. 4.4, а, б).

При необхідності осьової фіксації валів в одному напрямку застосовують підшипники з одним буртиком (рис. 4.4, в), для двосторонньої фіксації валу застосовують конструкцію з буртиком і додатковою знімною шайбою (рис. 4.4, г).

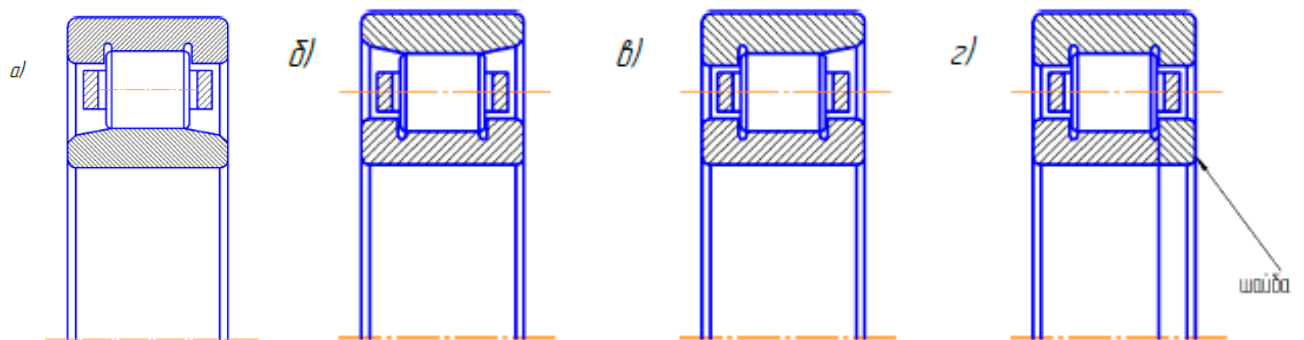


Рисунок 4.4 – Конструкція роликового радіального однорядного підшипника

Роликовий радіальний однорядний підшипник з довгими циліндричними роликами (рис. 4.5) призначений для сприйняття великих навантажень в обмежених радіальних розмірах.

При дуже малих габаритах і швидкостях обертання до 5 м/с або у випадках коливального руху застосовують голчасті підшипники як з двома кільцями (рис. 4.5, а), так і одним (рис. 4.5, б).

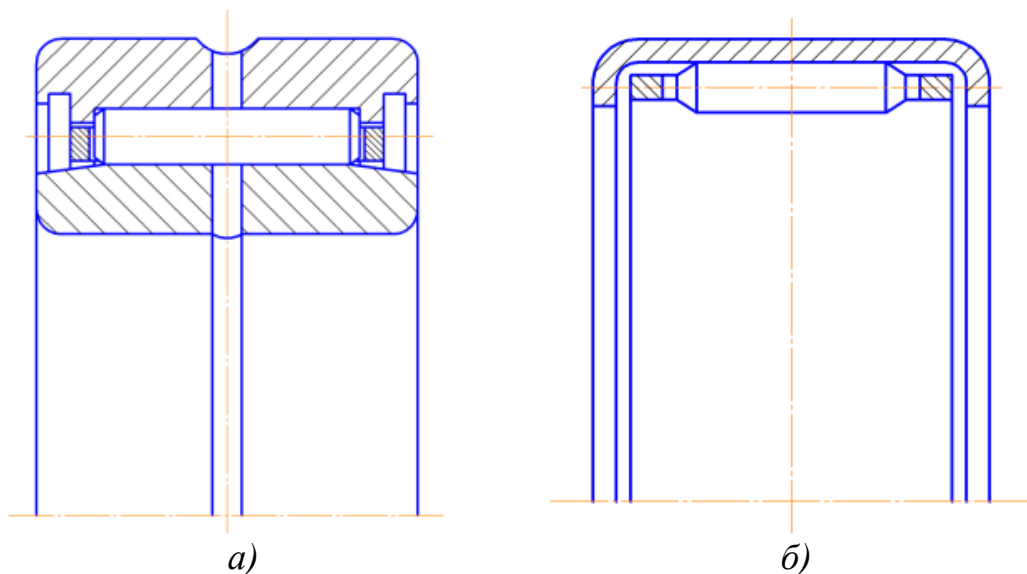


Рисунок 4.5 – Конструкція роликового радіального однорядного підшипника

Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник (рис. 4.6) призначений для сприйняття особливо великих радіальних навантажень при значних перекосах кілець (2...3°). Підшипники мають високі експлуатаційні показники, але найбільш складні у виготовленні. Підшипники самоустановлювальні.

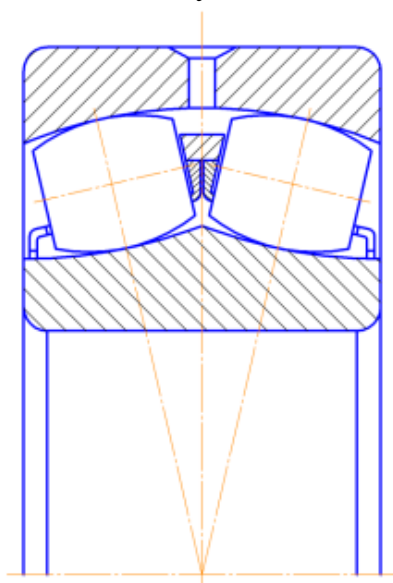


Рисунок 4.6 – Конструкція роликового радіального дворядного сферичного підшипника

Кульковий радіально-упорний однорядний підшипник (рис. 4.7) призначений для сприйняття спільно діючих радіальних і односторонніх осьових навантажень. Застосовується при середніх і високих частотах обертання. Радіальна вантажопідйомність на 30...40% вище, ніж радіальних однорядних кулькових підшипників при однаковому діаметрі валу. Підшипник виконується зі стандартними кутами контакту кульок з кільцями: 12°, 26°, 36°.

Для передачі двосторонніх осьових навантажень на опорі встановлюють по два підшипника.

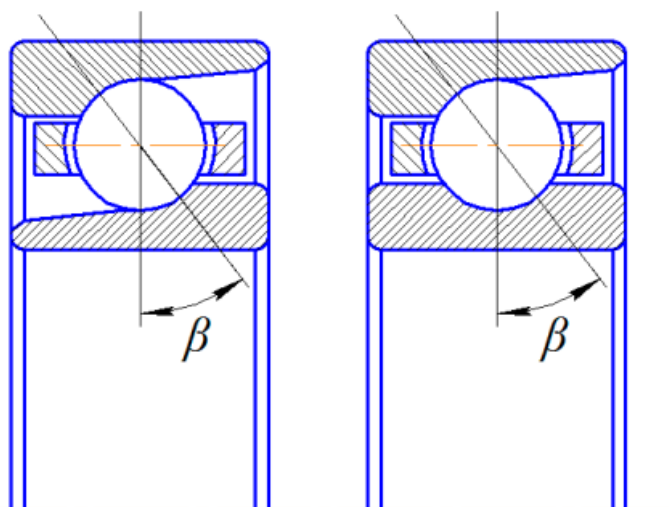


Рисунок 4.7 - Конструкція кулькового радіально-упорного однорядного підшипника

Шарикопідшипник з чотирьох- або трьох точковим контактом (рис. 4.8) призначений для сприйняття радіальних і двосторонніх осьових навантажень. Радіальна вантажопідйомність завдяки чотирьох- або трьох точковим контактам і підвищеного числа кульок в 1,5 рази вище вантажопідйомності радіальних кулькових однорядних підшипників. Для забезпечення складання одне з кілець виконується розрізним. Кути контакту: $12\dots35^\circ$, при великих осьових навантаженнях: $35\dots45^\circ$. Підшипник має високу швидкохідність (до 20 м/с).

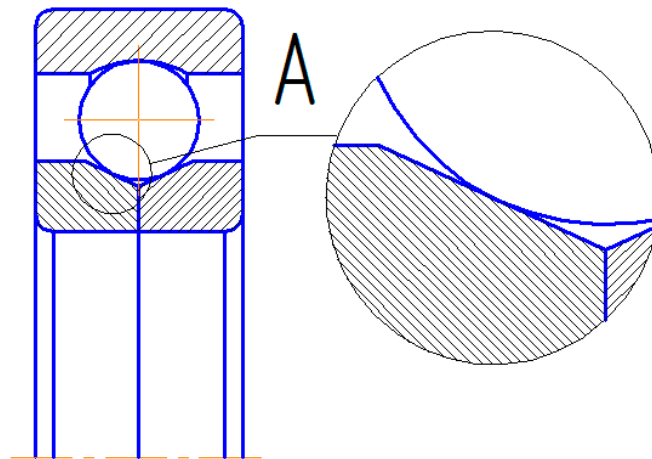


Рисунок 4.8 – Конструкція трьох точкового підшипника

Роликовий радіально-упорний конічний підшипник (рис. 4.9) призначений для сприйняття значних спільно діючих радіальних і односторонніх осьових навантажень при середніх і низьких швидкостях обертання (до 15 м/с). Радіальна вантажопідйомність в 1,9 рази вище, ніж у радіального однорядного кулькового підшипника. Відрізняється зручністю збирання та розбирання, вимагає регулювання зазорів і компенсації зносу. Має широке застосування в машинобудуванні.

Для забезпечення чистого кочення вершини конічних поверхонь доріжок кочення кілець і роликів збігаються і знаходяться на осі обертання підшипника. Кут контакту (половина кута при вершині конуса доріжки кочення зовнішнього кільця): $10\dots16^\circ$, іноді: $25\dots30^\circ$. Кут конусності роликів становить $1,5\dots2^\circ$.

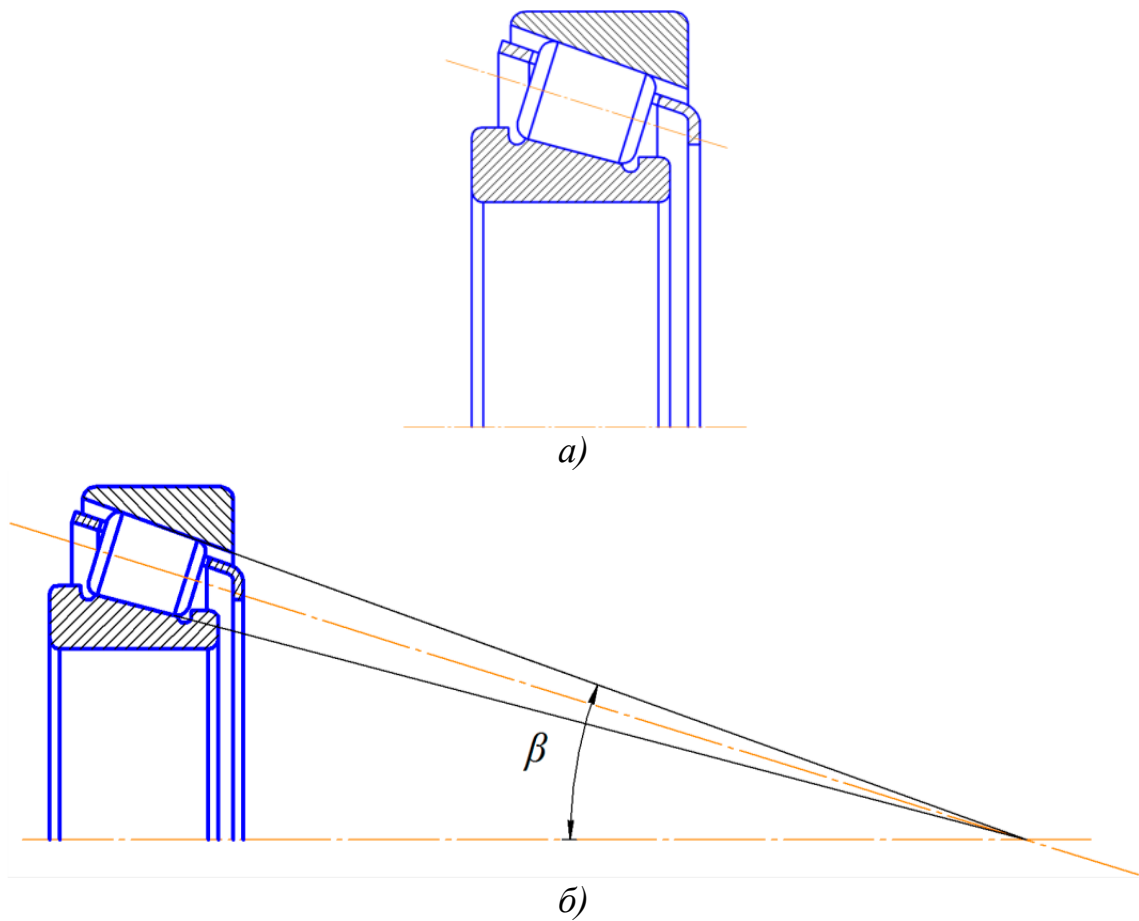


Рисунок 4.9 – Конструкція роликового радіально-упорного конічного підшипника

Упорний кульковий підшипник (рис. 4.10) призначений для сприйняття осьових навантажень. Одинарний (рис. 4.10, а) сприймає одностороннє навантаження, подвійний (рис. 4.10, б) – двостороннє.

Задовільно працює при частоті обертання до 10 м/с. При високих частотах обертання робота підшипника погіршується через відцентрові сили і гіроскопічні моменти, що діють на кульки.

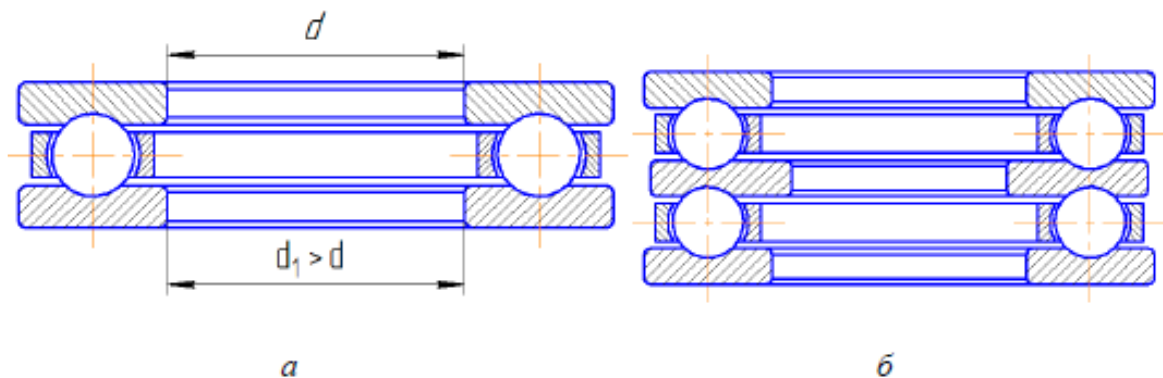


Рисунок 4.10 – Конструкції упорних кулькових підшипників

4.4 Точність підшипників кочення

Згідно ГОСТ 520-71 встановлені наступні класи точності підшипників: 0, 6, 5, 4 і 2. Перелік класів точності подано у порядку підвищення точності. При підвищенні класів точності вартість підшипників істотно зростає. При призначенні класу точності підшипника виходять з швидкості його обертання. Для більшості валів і осей загального призначення застосовують підшипники 0-го класу (нормального).

4.5 Умовне позначення підшипників кочення

Умовне позначення підшипників (ГОСТ 3189-75) маркується на торцях кілець, вказується в кресленнях і специфікаціях. Крім умовного позначення на торці маркується завод-виробник.

Умовне позначення складається з основної частини та (в необхідних випадках) додаткової.

Основне позначення є цифровим, воно містить не більше 7 цифр. Значення цифр в умовному позначенні визначаються займаними ними місцями, пронумерованими справа наліво (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Умовне позначення підшипників кочення

Місця цифр в умовному позначенні (рахуючи справа наліво)	Значення цифр	Номер таблиці
7 6 5 4 3 2 1	Діаметр валу (внутрішній діаметр підшипника)	4.2
7 6 5 4 3 2 1	Серія підшипника по зовнішньому діаметру	4.3
7 6 5 4 3 2 1	Тип підшипника	4.4
7 6 5 4 3 2 1	Конструктивні особливості	4.5
7 6 5 4 3 2 1	Серія підшипника по ширині	4.3

Нулі, що стоять лівіше останньої цифри позначення, відкидаються і на підшипниках не маркуються.

Клас точності підшипника вказується цифрою, що стоїть перед позначенням підшипника та відокремленої від нього розділовим знаком тире.

Праворуч від основного позначення можуть бути нанесені додаткові індекси, що характеризують зміни матеріалу конструкції, розмірів деталей і спеціальні технічні вимоги (табл. 4.5).

Таблиця 4.2 – Умовне позначення підшипників кочення

Внутрішній діаметр v , мм	Умовне позначення
Від 1 до 9	Перша цифра – фактичний розмір d , мм
10	00
12	01
15	02
17	03
Від 20 до 495	Частка від ділення d на 5 (04; 05; 06...99)

Таблиця 4.3 – Умовне позначення підшипників кочення

Серія по зовнішньому діаметру	3-я цифра	Серія по ширині, В і Т	Позначення	Спільне позначення серій по діаметру і ширині	
			7-а цифра	3-я цифра	7-а цифра
Надлегка	8	Вузька	7	8	7
		Нормальна	1	8	1
		Широка	2	8	2
		Особливо широка	3	8	3
	9	Вузька	7	9	7
		Нормальна	1	9	1
		Широка	2	9	2
		Особливо широка	3, 4, 5, 6	9	3, 4, 5, 6
Особливо легка	1	Вузька	7	1	7
		Нормальна	0	1	0
		Широка	2	1	2
		Особливо широка	3, 4, 5, 6	1	3, 4, 5, 6
	7	Вузька	7	7	7
		Нормальна	1	7	1
		Широка	2	7	2
		Особливо широка	3	7	3
Легка	2 або 5	Вузька	0	2	0
		Нормальна	1	2	1
		Широка	0	5	0
		Особливо широка	3	2	3
Середня	3 або 6	Вузька	0	3	0
		Нормальна	1	3	1
		Широка	0	6	0
		Особливо широка	3	3	3
Важка	4	Вузька	0	4	0
		Особливо широка	2	4	2

Таблиця 4.4 – Умовне позначення підшипників кочення

Тип підшипника	4-а цифра	Конструктивні особливості	5-а цифра	6-а цифра
Радіальний кульковий	0	Однорядний	0	0
		З канавкою для установочної шайби	5	0
		З однією захисною шайбою	6	0
		З двома захисними шайбами	8	0
		З одним ущільненням	6	1
		З двома ущільненнями	8	1
		З канавкою для введення кульок без сепаратора	7	9
		Те ж і з двома захисними шайбами	8	9
Радіальний кульковий сферичний самоустановчувальний	1	Дворядний	0	0
		Дворядний з конічним отвором і втулкою	7	9
		Дворядний з двома захисними шайбами	8	9
Радіальний з короткими циліндричними кільцями	2	З однобортовим внутрішнім кільцем і фасонним упорним кільцем	6	0
		Нероз'ємний – з двома бортами на обох кільцях	0	1
		Без внутрішнього кільця	9	2
		Без зовнішнього кільця	0	5
Радіальний роликовий сферичний	3	Дворядний з циліндричним отвором	0	0
		Дворядний з конічним отвором	1	1
Радіальний роликовий з довгими роликами	4	Голчастий компактний (з двома кільцями)	7	0
		Голчастий без внутрішнього кільця	2	0
		Голчастий з одним зовнішнім глухим кільцем і штампованою кришкою	0	0
Радіальний з витягненими роликами	5	Однорядний	0	0
Кульковий радіально-упорний	6	Зі з'ємним зовнішнім кільцем ($\beta = 12^\circ$)	0	0
		З масивним сепаратором ($\beta = 12^\circ$)	3	0
		З кутом $\beta = 26^\circ$	4	0
		З кутом $\beta = 36^\circ$	6	0
		З роз'ємним зовнішнім кільцем, триточковий	1	1
		З роз'ємним внутрішнім кільцем, триточковий	2	1
		З роз'ємним внутрішнім кільцем, двоточковий	7	2
		Дворядний	5	0
		З роз'ємним внутрішнім кільцем, чотириточковий	7	1

Продовження табл. 4.4

Тип підшипника	4-а цифра	Конструктивні особливості	5-а цифра	6-а цифра
Радіально-упорний роликовий конічний	7	Однорядний	0	0
		З упорним буртиком на зовнішньому кільці	6	0
		З кутом контакту $\beta = 25 \dots 30^\circ$	2	0
		Дворядний	9	0
		Чотирьорядний	7	0
Купельковий упорний	8	Однорядний	0	0
		Подвійний	3	0
Роликовий упорний	9	З циліндричними роликами	0	0
		З конічними роликами	1	0
		З сферичними роликами	3	0

Таблиця 4.5 – Умовне позначення підшипників кочення

Особливі вимоги	Позначення	Місце в позначенні (праворуч)
Всі деталі або частина з нержавіючої сталі	Ю	1
Кільця і тіла кочення або тільки кільця з цементованої сталі	Х	
Деталі з теплостійких сталей	Р	
Кільця і тіла кочення з матеріалів, що рідко застосовуються (скла, кераміки, пластмаси тощо)	Я	2
Масивний сепаратор з чорних металів	Г	
Сепаратор з безолов'яної бронзи	Б	
Сепаратор з алюмінієвого сплаву	Д	
Сепаратор з латуні	Л	
Сепаратор з пластмас	Е	3
Зміна конструкції і розмірів деталей	К	
Додаткові вимоги (по чистоті поверхонь деталей, зазорам, спеціальним покриттям тощо)	У	4

4.6 Приклади розшифрування підшипників

Приклад 1: Умовне позначення: **2176109E**.

Тип підшипника: радіально-упорний кульковий (4-а цифра праворуч «6», табл. 4.4).

Діаметр під вал: 45 мм (1-а і 2-а цифри «09», $9 \times 5 = 45$ мм, табл. 4.2).

Серія по діаметру: особливо легка (3-я цифра «1», табл. 4.3).

Серія по ширині: широка (7-а цифра «2», табл. 4.3).

Конструктивні особливості: з роз'ємним внутрішнім кільцем, чотириточковий (5-а цифра «7», 6-а цифра «1», табл. 4.4), з пластмасовим сепаратором (буква «E» в кінці позначення, табл. 4.5).

Ступінь точності: нормальна (цифра «0» перед позначенням не маркується).

Приклад 2: Умовне позначення: **6-210**.

Тип підшипника: радіальний кульковий (4-а цифра праворуч не маркована, тобто ця цифра «0», табл. 4.4).

Діаметр під вал: 50 мм (1-я і 2-я цифри «10», $10 \times 5 = 50$, таблиця 3.2).

Серія по діаметру: легка (3-я цифра «2», табл. 4.3).

Серія по ширині: вузька (7-а цифра не маркована, тобто «0», табл. 4.3).

Конструктивні особливості: однорядний (5-а цифра і 6-а цифри «0», тому не марковані, табл. 4.4).

Ступінь точності: 6-а (цифра «6» перед позначенням).

Приклад 3: Умовне позначення: **38303**.

Тип підшипника: кульковий упорний (4-а цифра праворуч «8», табл. 4.4).

Діаметр під вал: 17 мм (1-а і 2-а цифри «03», табл. 4.2).

Серія по діаметру: середня (3-я цифра «3», табл. 4.3).

Серія по ширині: вузька (7-а цифра не маркована, тобто «0», табл. 4.3).

Конструктивні особливості: подвійний (5-а цифра «3», 6-а цифра «0» не маркована, табл. 4.4).

Ступінь точності: нормальна (цифра «0» перед позначенням не маркована).

4.7 Порядок виконання роботи

Отримати у викладача підшипники кочення.

Ознайомитися з конструкцією підшипників, детально розглянувши форму і склад кожного елемента.

У протоколі лабораторної роботи розглянуті типи підшипників представити у вигляді ескізів (вид в розрізі) з короткою характеристикою, яка розкриває такі питання:

а) навантаження якого напрямку в основному сприймає підшипник? б) чи сприймає підшипник навантаження іншого напрямку, якою є їхня відносна величина?

в) чи припустимі перекоси кілець підшипників, якщо так, то які? г) яка вантажопідйомність і швидкохідність підшипників?

д) які області застосування підшипників, складність виготовлення, порівняльна вартість тощо?

Розшифрувати умовні позначення підшипників (за вказівкою викладача) і записати розшифровку в протокол лабораторної роботи.

4.8 Контрольні запитання

1 Призначення підшипників кочення, їх переваги та недоліки в порівнянні з підшипниками ковзання.

2 Класифікація підшипників кочення за формою тіл кочення і напрямку сприйманого навантаження.

3 Розшифровка маркування підшипників (порядок розташування цифр в умовному позначенні і їх призначення).

4 Матеріал і термічна обробка деталей підшипників.

5 Найбільш характерні різновиди конструктивного виконання підшипників.

6 Межі застосування в загальному машинобудуванні представлених на ескізах підшипників.

5 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4. ВИПРОБУВАННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ЗСУВ

Мета роботи: познайомитися з конструкцією й принципом роботи з'єднання з болтами, поставленими із зазором, під навантаженням, що зрушує.

5.1 Загальні положення

Болтове з'єднання складається із пластин, в отвори якого встановлений із зазором болт із гайкою й шайбою (рис. 5.1).

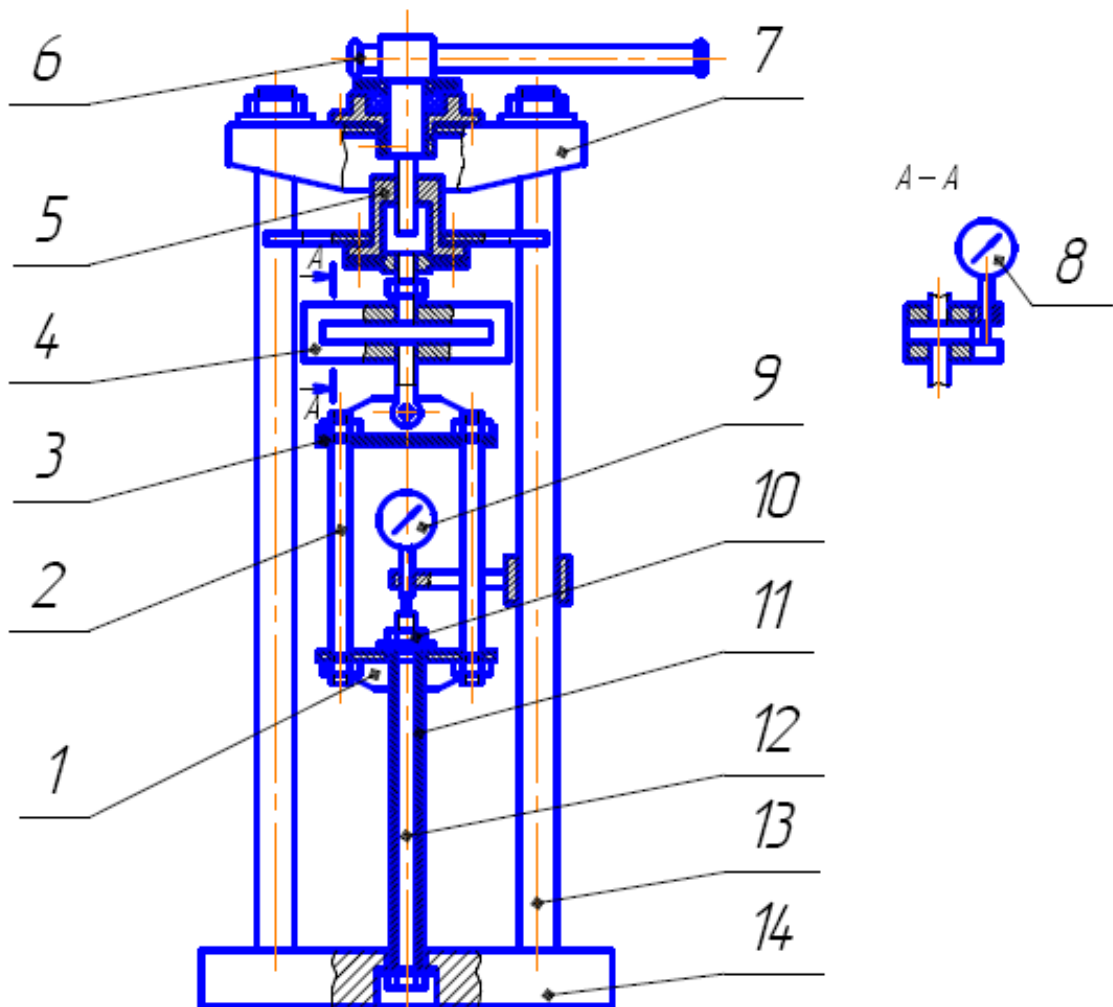


Рисунок 5.1 – Схема експериментальної установки

З'єднання скріплюється затягуванням гайки й болта зусиллям $F_{зат}$ і здатно витримувати силу, що зрушує, $F_{з}$ зі збереженням зазору між пластинами й болтами.

При додатку до з'єднання зовнішніх сил $F_{c\delta}$ пластини не зрушуються друг щодо друга доти, поки зовнішні сили не перевищать сили тертя F_{mp} , що виникають на поверхнях стиків у результаті дії зусилля затягування, тобто

$$F_{c\delta} \leq F_{mp}z, \quad (5.1)$$

де z – число болтів;

F_{TP} – сила тертя, що діє на один болт.

Якщо зазор між пластинами й болтом зберігається, то болт працює тільки на розтягування від сили $F_{зам}$. Найбільша сила $F_{c\delta}$, при якій відбувається зсув пластин, є граничною для даного зусилля затягування. При зрушенні пластин і виборі зазору з'єднання вважається непрацездатним. Наведені далі теоретичні залежності для затягнутого з'єднання справедливі для з'єднання, де болт поставлений із зазором. Отримані експериментально значення сили $F_{c\delta}$ залежно від $F_{зам}$ порівнюють зі значеннями, отриманими розрахунковим шляхом.

Розрахункові значення сили затягування визначаємо з умови міцності болта на розрив

$$Q_{\max} \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma]_p}{1,3}, \quad (5.2)$$

де $[\sigma]_p$ – допустиме напруження розтягування;

1,3 – коефіцієнт, що враховує дотичні напруження від крутіння в перетині різьби.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (5.3)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу болта, $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$, орієнтуючись на матеріал болта Ст. 3;

$S = 2$ – коефіцієнт запасу міцності.

Наведений кут тертя в різьбі – $\rho' = \arctg \frac{f}{\cos\alpha 2}$.

Залежно від величини сили зтягування знаходимо відповідний момент закручування за формулою

$$T_3 = Q_3 \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho) + f_T \frac{D_{on} + d_{oms}}{4} \right] \quad (5.4)$$

силу зсуву визначаємо за формулою

$$F_{\ddot{n}\ddot{a}} = T_\zeta \frac{f_{\dot{o}} \cdot i}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\phi + \rho) + f_{\dot{o}} \frac{D_{\ddot{u}} + d_{\dot{o}\dot{a}}}{4}} \quad (5.5)$$

де i – кількість поверхонь тертя.

У роботі визначаються величини $F_{c\dot{o}}$ і T_3 по наведеним вище розрахунковим залежностям і експериментально. Розбіжність отриманих теоретичних і експериментальних даних буде тим менше, чим точніше обраний коефіцієнт тертя в різьбі і на опорній поверхні гайки.

5.2 Опис лабораторної установки

Для проведення роботи використовуються:

- ручний гвинтовий прес;
- динамометричний ключ зі змінною голівкою (рис. 5.2);
- болт із шайбою й гайкою;
- пластини з віссю й колодкою.

Гвинтовий прес складається з корпусу, двох циліндричних стійок, двох траверс (верхньої нерухомої й нижньої рухомої), гвинта з маховиком, повзуна й динамометра. Гвинт зафіксований у верхній траверсі від осьових переміщень упорним шарикопідшипником. При обертанні гвинта повзун накручується на гвинт (або згвинчується з його) і рухається у вертикальній площині (від повороту він зафіксований шпонкою), впливаючи на динамометр і через колодку – на болтове з'єднання. Пластини, що притискаються до колодки болтом, скріплені віссю й не переміщуються. Колодка виконує функцію середньої пластини.

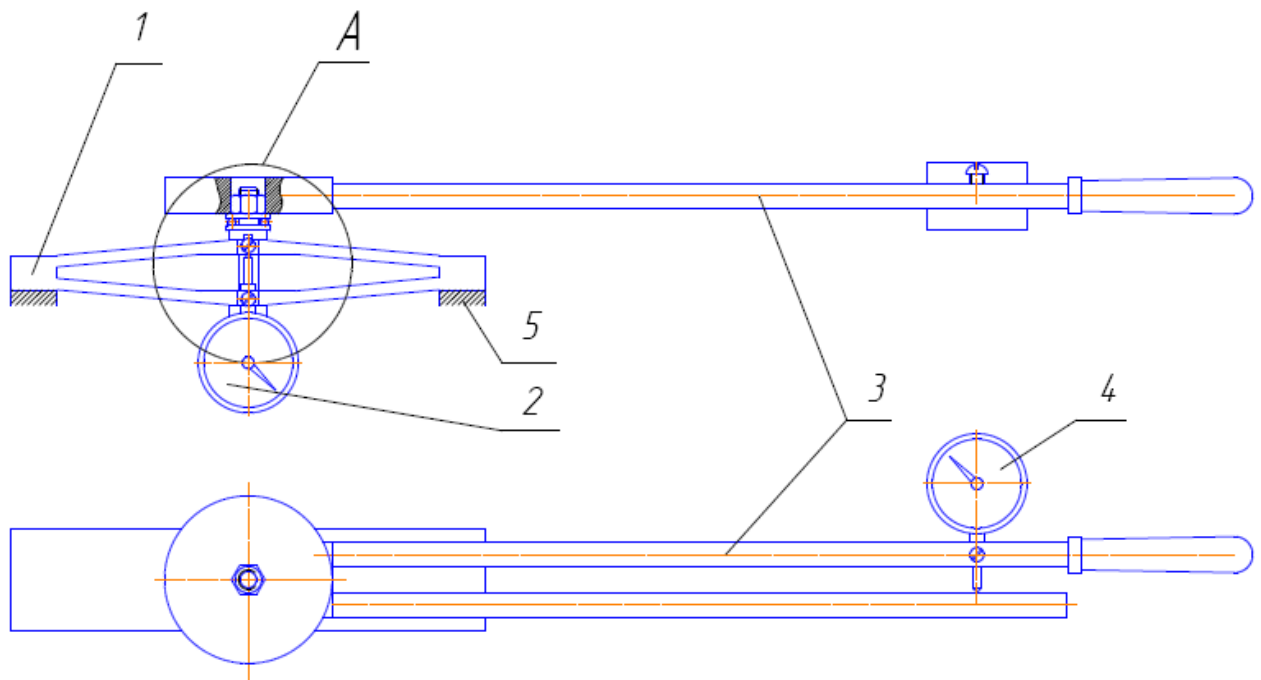


Рисунок 5.2 – Схема виміру

Відстань між мітками на колодці й на лівій пластині відповідає зазору між болтом і колодкою. При сполученні міток зазор з однієї сторони повністю вибирається.

Динамометричний ключ (рис. 5.2) складається із пружного стрижня з рукояткою, колодки, змінної голівки й державки з індикатором, закріпленим в колодці.

При закручуванні гайки до рукоятки прикладають силу, що згинає пружний стрижень. Величина деформації стрижня пропорційна моменту закручування й фіксується індикатором. Тарування динамометричного ключа виконують за допомогою вантажів, підвішених до центру рукоятки при горизонтальному робочому положенні ключа.

5.3 Порядок виконання роботи

Визначення сили тертя й моменту закручування виконують розрахунковим і експериментальним шляхами.

5.3.1 Розрахунок сили тертя при зсуві

Роблять виміри параметрів обраних деталей з'єднання, округляють їх до стандартних і підставляють у табл. 5.1 звіту.

Таблиця 5.1 – Параметри деталей з'єднання

d	p	d ₁	d ₂	d _{отв}	D _{оп}	ψ	f	ρ'	f _т

f_т – коефіцієнт тертя на стику пластин і на торці гайки;

f – коефіцієнт тертя в різьбі.

Коефіцієнти тертя на стику і на торці гайки й у різьбі приймають залежно від чистоти поверхні й змащення:

- чисто оброблені поверхні при наявності змащення – 0,15;
- чисто оброблені поверхні без змащення – 0,2;
- грубо оброблені поверхні без змащення – 0,3.

Розрахункові величини сили й моменту загвинчування визначають за формулами (5.2) і (5.3).

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку

Сила затягування Q _з , Н	Момент затягування T _з , Нхмм	Сила зсуву F _{сд} , Н
1,0xQ _з		
0,75xQ _з		
0,5xQ _з		
0,25xQ _з		

За отриманими даними будують графік залежності розрахункової сили зсуву від моменту загвинчування.

$F_{cd}, \text{ Н}$

$T_3, \text{ Нхмм}$

5.3.2 Перевірка сили тертя досвідченим шляхом

Збирають з'єднання таким чином, щоб отвори пластин і колодки збігалися. Мітку на колодці поєднують із нижньою міткою на бічній пластині. Динамометричним ключем затягують гайку спочатку до $0,25 \times T_3$ (момент фіксується по шкалі індикатора), обертаючи маховик преса, навантажують з'єднання до припинення приросту навантаження на індикаторі динамометричного кільця (стрибок стрілки), що відповідає початку зсуву пластин. Заносять показання в журнал випробувань.

Таблиця 5.3 – Результати експерименту

№ з/п	Показник індикатора ключа	Момент затягування $T_3, \text{ Н х мм}$	Показник індикатора преса	Сила зсуву $F_{cd}, \text{ Н}$
1				
2				
3				
4				

5.4 Обробка результатів роботи

1 За даними, отриманими у результаті виконання роботи, проводять розрахунки сили зтягування, що відповідає моменту зтягування й зусиллю зсуву.

2 Будують графік залежності зусилля зсуву (вісь ординат) від моменту зтягування (вісь абсцис) по точкам, отриманим розрахунком (теоретична крива) і експериментом (експериментальна крива).

3 Представляють звіт про роботу.

5.5 Контрольні питання

1 Чим пояснюється невідповідність сили зсуву, отриману розрахунком і експериментом?

2 Як пояснити закономірність зміни сили зсуву й моменту закручування при зміні сили зтягування?

3 Що потрібно зробити, щоб при одній і тій же величині сили зтягування збільшити силу зсуву?

4 Пояснити вплив коефіцієнтів тертя на величину сили зсуву.

6 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ Й РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ З'ЄДНАННІ ЕЛЕКТРОДУГОВИМ ЗВАРЮВАННЯМ

Мета роботи – вивчення конструкцій нероз'ємних з'єднань електродуговим зварюванням, вимір параметрів швів, що впливають на міцність з'єднання, розрахунки навантажувальної здатності зварених з'єднань.

6.1 Теоретичні відомості

Зварювання – спосіб створення нероз'ємних з'єднань. Із численних видів зварювання в машинобудуванні найбільше поширення має електродугове зварювання металевим електродом.

По конструкції з'єднання електродуговим зварюванням діляться на: з'єднання встик, з'єднання внапуск кутувими (валиковими), пробочними й прорізними швами.

При з'єднанні встик загальна площинність деталей, що з'єднуються, не порушується. Встик можна зварювати деталі товщиною до 60 мм із попереднім обробленням крайок (з однієї або двох сторін) і без попереднього оброблення крайок товщиною до 20 мм при автоматичному зварюванні, товщиною до 8 мм – при ручному зварюванні.

З'єднання встик може навантажуватись, як силами розтягу, стиску, так і згинальними і крутними моментами. Розраховуються з'єднання встик по номінальному перетину деталей, що з'єднуються, у місці зварювання без обліку стовщення швів. Розрахункова схема зварного з'єднання стиковим швом представлена на рис. 6.1.

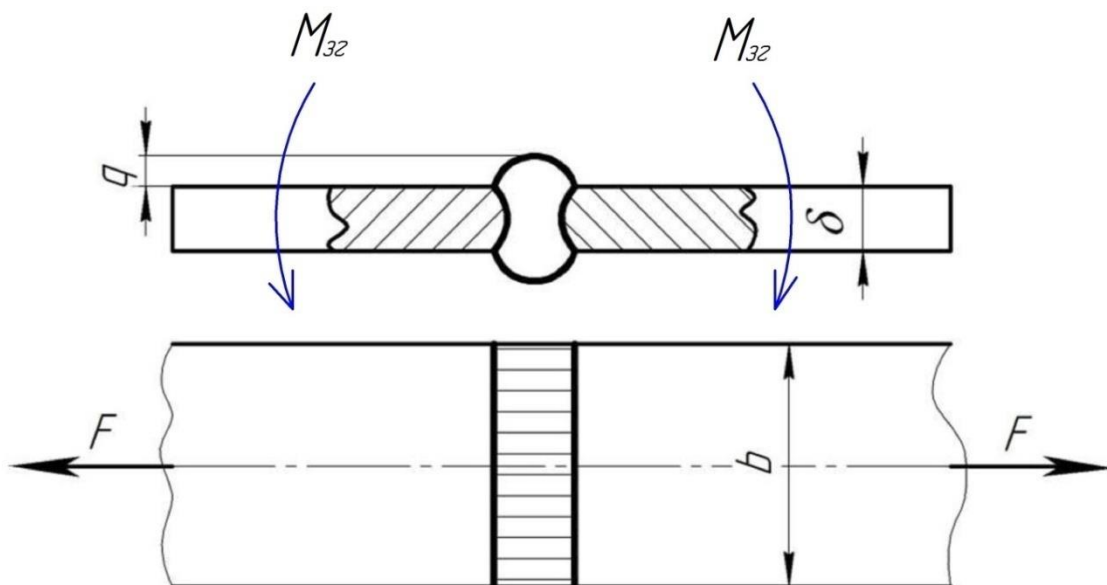


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема зварного з'єднання стиковим швом

Умова міцності для стикових швів залежить від схеми навантаження.

1 Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F умова міцності має вигляд

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{l \cdot \delta} \leq [\sigma]_p, \quad (6.1)$$

де σ_p – напруження розтягу у шві (зоні термічного впливу);

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження для зварного з'єднання, яке залежить від допустимого напруження для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження;

l – довжина зварного шва. $l = b$;

b – ширина деталі;

δ – товщина деталі.

У разі коли зварний шов косий (рис. 6.2) довжина зварного шва дорівнює $l = b / \sin \beta$.

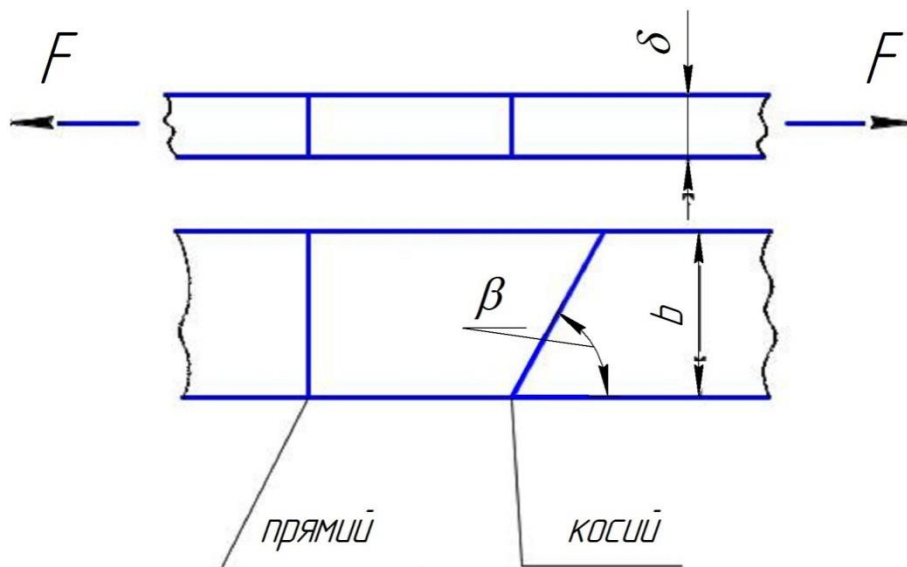


Рисунок 6.2 – Розрахункова схема зварного з'єднання стиковим швом

2 Якщо з'єднання навантажене моментом згину $M_{зг}$ умова міцності має вигляд

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_o} = \frac{M_{зг}}{b \cdot \delta^2 / 6} \leq [\sigma]_{зг}, \quad (6.2)$$

де $\sigma_{зг}$ – напруження згину у шві (зоні термічного впливу);

$[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження для зварного з'єднання, яке залежить від допустимого напруження для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження.

3 Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F і моментом згину $M_{зг}$ зварний шов знаходиться у складному напруженому стані:

$$\sigma_{екв} = \sigma_p + \sigma_{зг} = \frac{F}{b \cdot \delta} + \frac{M_{зг}}{b \cdot \delta^2 / 6} \leq [\sigma]_p, \quad (6.3)$$

Розрахунки на міцність усіх зварних з'єднань, виконаних кутовими швами, виконують за дотичними напруженнями зрізу, які виникають у площині бісектриси прямого кута (рис. 6.3) незалежно від діючого навантаження.

Умова міцності для стикових швів залежить від схеми навантаження.

1 Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F умова міцності має вигляд

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l_p} \leq [\tau]_{зр}, \quad (6.4)$$

де $\tau_{зр}$ – напруження зрізу у шві (зоні термічного впливу);

$[\tau]_{зр}$ – допустиме напруження для зварного з'єднання, яке залежить від допустимого напруження для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження;

l_p – розрахункова довжина зварних швів:

- у разі наявності тільки двох лобових або флангових швів розрахункова довжина зварних швів дорівнює: $l_p = 2 \cdot l_l$ або $l_p = 2 \cdot l_\phi$;

- у разі наявності комбінованих швів розрахункова довжина зварних швів дорівнює: $l_p = 0,3 \cdot l_l + 1,5 \cdot l_\phi$.

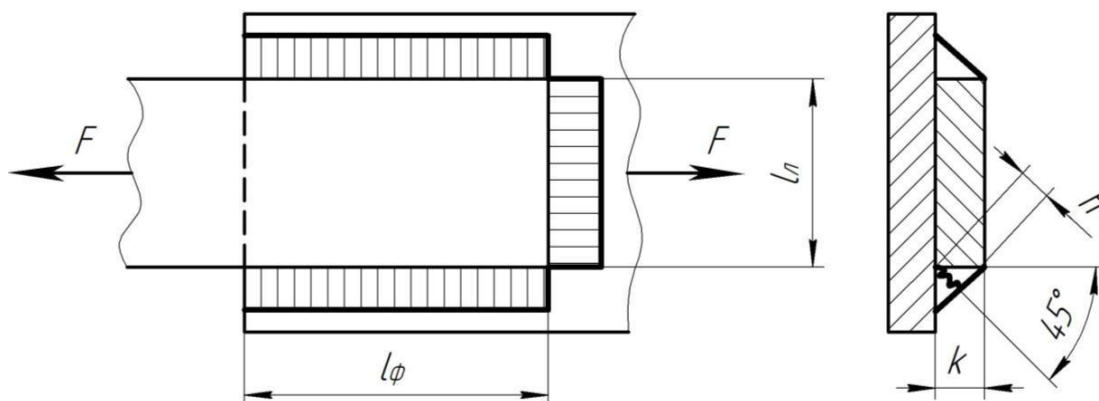


Рисунок 6.3 – Розрахункова схема

Коли на з'єднання діють кілька силових факторів, доцільно використовувати принцип суперпозиції

$$\tau = \sum_{i=1}^k \tau_i \leq [\tau]', \quad (6.5)$$

де τ_i – дотичні напруження зрізу, зумовлені дією i -го силового фактора. Причому в окремих випадках мають на увазі геометричну суму.

Норми допустимих напружень у зварних швах установлюють із урахуванням конкретних якісних показників зварювання й характеру навантаження зварного шва (табл. 6.1), у залежності від допустимих напружень матеріалу з'єднувальних деталей – $[\sigma]_{p\text{дет}}$.

$$[\sigma]_{p\text{дет}} = \frac{\sigma_T}{S},$$

де σ_T – границя текучості матеріалу деталей, що зварюються;
 $S = 1,2 \dots 1,8$ – коефіцієнт запасу міцності.

Таблиця 6.1 – Допустимі напруження для зварних швів при статичному навантаженні

Вид технологічного процесу зварювання	Допустимі напруження у швах		
	$[\sigma]_p'$	$[\sigma]_{cm}'$	$[\tau]_{зр}'$
Автоматична під флюсом; ручна електродами Е42А,Е50А; контактна стикова	$[\sigma]_{p\text{дет}}$	$[\sigma]_{p\text{дет}}$	$0,65 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$
Ручна дугова електродами Е42,Е50	$0,9 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$	$[\sigma]_{p\text{дет}}$	$0,6 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$
Контактна точкова	–	–	$0,5 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$

При циклічному навантаженні зварного шва

$$[\tau]_r' = [\tau]' \cdot \gamma,$$

де $\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot k_e \pm 0,25) - (0,6 \cdot k_e \mp 0,25) \cdot r}$ – поправочний коефіцієнт;

k_e – ефективний коефіцієнт концентрації напружень:

- для кутових флангових швів $k_e = 3,4$;
- для лобових швів при ручному зварюванні $k_e = 2,3$;
- при автоматичному зварюванні $k_e = 1,7$;

$r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$ – коефіцієнт асиметрії циклу;

Верхні знаки \pm або \mp беруть коли середнє напруження в циклі $\sigma_m > 0, \tau_m > 0$, а нижні знаки, коли $\sigma_m < 0, \tau_m < 0$.

6.2 Порядок виконання роботи

- 1 Ознайомитися з конструкціями зразків зварних з'єднань.
- 2 Одержати зразки й масштабну лінійку.
- 3 Скласти ескізи зразків із вказівкою всіх розмірів, необхідних при розрахунках.
- 4 Одержати від викладача додаткові дані про матеріал деталей, технології зварювання, якщо вони не замаркіровані на зразках.
- 5 Виконати розрахунок навантажувальної здатності зразків. При цьому визначається:
 - для з'єднання встик найбільша допустима сила розтягу і згинальний момент в обох площинах;
 - для з'єднання внапуск – найбільша сила розтягу у площині накладки й положення лінії її дії, найбільший момент у площині накладки.

6.3 Контрольні питання

- 1 Яка максимальна довжина флангових швів може бути допущена в розглянутому зразку?
- 2 У з'єднанні деталі внапуск комбінованими кутовими швами можна запроектувати всі шви з однієї сторони (один лобовий, два флангових) і шви по контуру (додатковий лобовий шов із протилежної сторони). У чому переваги, недоліки кожного з'єднання?
- 3 Чому обмежують мінімальну довжину кутових швів (не менш 30 мм) і із чим пов'язане це обмеження?
- 4 Чим можна пояснити нерівність розрахункової навантажувальної здатності з'єднання й дійсного навантаження руйнування?
- 7 Чому в довгих флангових швах напруження по довжині шва неоднакові?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Карнаух С.Г. Конспект лекцій з дисципліни «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» / Карнаух С. Г., Таровик М. Г. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – 252 с. (ISBN 978-966-379-843-1).
2. Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності : методичні вказівки до самостійної роботи для студентів механічних спеціальностей усіх форм навчання / уклад. : С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 63 с.
3. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. – К.: Вища школа, 1993 – 556с.
4. Иванов М. Н. Детали машин: Ученик для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2002. 408–с.: ил.
5. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2002 – 356с.: ил.
6. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989 – 496с.: ил.
7. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя, т. 1-3 – М.: Машиностроение, 1999.
8. Дунаев П. Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. Вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 7-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2001. – 447 с.: ил.
9. Цехнович Л. И., Атлас конструкций редукторов. Учеб. пособие – 2-е изд. перераб. и доп / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – К.: Вища шк., 1990. – 151 с.: ил. (ISBN 5-11-002156-2)
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд. 2-е. перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2002.- 454 с.: ил., черт.
11. Карнаух С. Г. Розрахунки механічних передач: навчальний посібник до курсового і дипломного проектування / С. Г. Карнаух, Н. В. Чоста. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – 204с.

Навчально-методичне видання

**Карнаух Сергій Григорович
Таровик Микола Георгійович**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до самостійної роботи студентів
при підготовці до виконання
лабораторних робіт
з дисциплін: «Деталі машин, теорія механізмів
і основи взаємозамінності»
(для студентів спеціальностей: 131,133)

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання С. Г. Карнаух

10/2012. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 4,06.
Обл.-вид. арк. 2,95. Тираж прим. Зам. №

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003