

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проектування з дисципліни

«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

Харків – 2017

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки та проектування машин

14 листопада 2016 р., протокол № 4.

Рекомендуються для студентів усіх форм навчання спеціальності «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» (спеціалізації: «Електричні системи і комплекси транспортних засобів», «Електричний транспорт»).

Укладачі:

професори В. І. Мороз,
О. В. Братченко,
доц. О. А. Логвіненко

Рецензент

доц. В. В. Захарченко

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проектування з дисципліни
«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

Відповідальний за випуск Логвіненко О. А.

Редактор Еткало О. О.

Підписано до друку 30.03.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 3,0. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

	Вступ	4
1	Загальна будова та призначення стрілочного електропривода	5
2	Методичні рекомендації до виконання курсової роботи ...	9
2.1	Вибір електродвигуна	9
2.2	Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму	11
2.3	Визначення основних розмірів зубчатих коліс	14
2.4	Конструювання другого проміжного вала	17
2.5	Перевірний розрахунок другого проміжного вала	20
2.6	Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала	25
2.7	Конструювання окремих деталей привода	27
	Список літератури	30
	Додаток А. Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму	31
	Додаток Б. Схема механізму стрілочного електропривода	32
	Додаток В. Робоче креслення другого проміжного вала-шестірні	33
	Додаток Г. Робоче креслення зубчатого колеса 2	34
	Додаток Д. Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки	35
	Додаток Е. Приклад оформлення змісту пояснювальної записки	36
	Додаток Ж. Шарикопідшипники радіальні однорядні	37
	Додаток И. Шпонки призматичні	38

ВСТУП

Навчальна дисципліна «Прикладна механіка» викладається на кафедрі «Механіка і проектування машин» Українського державного університету залізничного транспорту для студентів механіко-енергетичного факультету напряму підготовки (спеціальності) 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» (спеціалізації «Електричні системи і комплекси транспортних засобів», «Електричний транспорт») денної та заочної форм навчання. Базою для її засвоєння є набуті раніше знання з фізики, вищої математики, інженерної графіки, обчислювальної техніки й теоретичної механіки.

Типова та робоча програми з цієї дисципліни передбачають, поряд з вивченням теоретичного курсу, виконання курсової роботи з метою поглиблення знань студентів при вивченні дисципліни, ознайомлення із сучасними методами проведення проектувальних розрахунків, розроблення та оформлення конструкторської документації і застосування їх на практиці.

З метою здійснення фахової підготовки студентів на ранніх стадіях навчання як об'єкт досліджень у методичних вказівках обрано поширений на залізничному транспорті пристрій електричної централізації станцій – механізм стрілочного електропривода типу СП.

Запропоновані методичні вказівки містять завдання та методичні рекомендації до самостійного виконання курсової роботи з прикладної механіки студентами зазначеної спеціальності.

Кожен студент виконує індивідуальну курсову роботу. *Початкові дані студенти денної форми навчання обирають за вказівкою викладача, а заочної – самостійно у відповідності до свого навчального шифру.*

При вивченні навчального курсу «Прикладна механіка» студенти денної та заочної форм навчання на сайті університету (електронна адреса: www.kart.edu.ua) можуть ознайомитися з матеріалами, які містять базову інформацію навчального курсу, його структуру, робочу програму, лекційний матеріал, питання щодо підготовки до модульних контролів та екзамену, а також методичні вказівки до курсового проектування. При необхідності студенти можуть отримати вказані матеріали у викладача.

1 ЗАГАЛЬНА БУДОВА ТА ПРИЗНАЧЕННЯ СТРІЛОЧНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА

Стрілочні електроприводи призначені для переведення, замикання та контролю положення гостряків централізованих стрілок. Окрім цього, вони забезпечують можливість повернення стрілки з будь-якого проміжного положення в первісне, а також допускають переведення стрілки вручну. Стрілочні електроприводи застосовуються у пристроях електричної централізації, які широко використовуються на залізницях. Керування приводом у системі електричної централізації здійснюється зі стаціонарного диспетчерського пункту.

За часом переведення стрілок приводи розподіляються на приводи з нормальним переведенням ($2...7\text{ c}$) та швидкодіючі (до 1 c). Швидкодіючі приводи використовуються на сортувальних гірках і коліях маневрових станцій.

Незалежно від типу та серії кожен привод має такі вузли:

- електродвигун (як джерело механічної енергії);
- передаточний механізм;
- запобіжний пристрій у вигляді фрикційної муфти, яка забезпечує захист двигуна від перевантажень і поломок;
- блок управління і контролю роботи приводу;
- шибер і контрольні лінійки, з'єднані з гостряками рейок.

Передавальний механізм працює таким чином (рисунок 1.1). У процесі роботи обертальний рух ротора електродвигуна 9 передається через з'єднувальну муфту вхідному валу двоступінчастого редуктора 10, який містить дві зубчаті пари 1–2 та 3–4, що складаються з шестерень 1,3 та зубчатих коліс 2,4. Зубчате колесо 4, що розташоване на вихідному валу редуктора, з'єднується з цим валом за допомогою фрикційної муфти (фрикціона) 11. Фрикціон складається з набору сталевих або металокерамічних дисків, одна частина яких пов'язана з вихідним каскадом редуктора, а друга – з вхідним. Диски стискаються між собою притискними пружинами, зусилля стискання яких регулюється спеціальною гайкою, що розташована на валу зовні корпусу редуктора. Сил тертя між поверхнями дисків, що стикаються, достатньо для нормального

переведення стрілки, але недостатньо для передачі зусилля, яке збільшилося, наприклад, через напруження снігу або забруднення стрілки. У цьому випадку диски фрикційного механізму починають проковзувати один відносно другого, механічна енергія обертання перетворюється в теплову, обертальний момент на вихідні каскади редуктора не передається, а навантаження електродвигуна обмежується подоланням сил тертя [1].

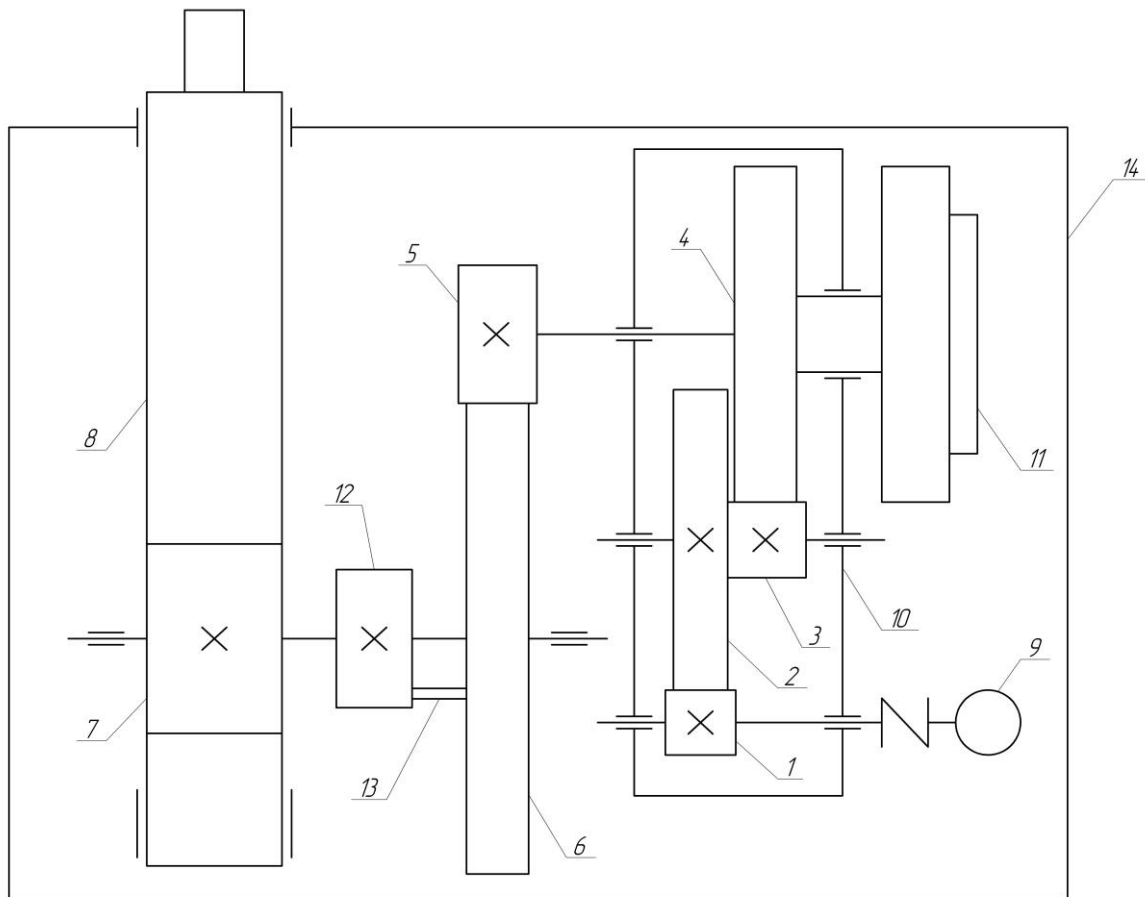


Рисунок 1.1 – Механізм стрілочного електропривода

Основним призначенням фрикціона є недопустимість перевантаження електродвигуна при потраплянні сторонніх предметів між гостряком і рамною рейкою. Для нормальної роботи привода необхідно, щоб крутний момент T_3 на валу фрикціона, що залежить від навантаження шибера, був меншим від момента тертя T_m у фрикційному зчепленні. Другим призначенням фрикціона є поглинання кінетичної енергії, що запасена у період розгону, при стопорінні, для уникання появи недопустимих динамічних навантажень у елементах привода.

З вихідного вала редуктора обертальний рух передається шестірні 5, сполученому з нею колесу 6, шестірні 7 (яка жорстко закріплена на головному валу) зубчатої рейкової передачі і зубчатій рейці-шиберу 8. Зубчате колесо 6 посаджено вільно на головний вал і з'єднується з шестірнею 7 за допомогою фігурної шайби 12 та упора 13 таким чином, що може повертатися відносно неї на певний кут при реверсі руху. Це забезпечує розбіг двигуна майже без навантаження. При обертанні шестірні 7 шибер спочатку відмикається, потім переміщується в задане положення і в кінці ходу замикається. Замикання здійснюється за допомогою механізму запирання [1, с. 16]. Привод змонтовано у корпусі 14.

Особливу увагу при проектуванні стрілочних електроприводів слід приділити вибору електродвигуна.

Роботу електродвигуна стрілочного перевodu характеризує ряд особливостей: повторно-короткочасний режим роботи, зміна навантаження у широких межах, реверсивний характер навантаження.

Ураховуючи ці особливості, найкращим двигуном для стрілочного електропривода є двигун постійного струму з послідовним збудженням, що має великий пусковий момент і значну перевантажувальну спроможність. При малих моментах на валу завдяки «м'якій» характеристиці він розвиває високу швидкість, а при великих – автоматично зменшує її. Ця властивість дає змогу, використовуючи один і той же двигун, забезпечувати прискорене переведення легких стрілок у маневрових районах і повільне переведення важких стрілок на головних коліях станцій.

У електродвигунів змінного струму характеристики, близькі до потрібних є трифазний асинхронний двигун з короткозамкнутим ротором. Для збільшення пускового моменту використовують електродвигун з підвищеним ковзанням, що досягається за рахунок збільшення активного опору ротора.

Основні типи двигунів постійного й змінного струму, що використовуються в стрілочних приводах та їх характеристики наведені в додатку А.

При проектуванні стрілочного привода необхідно: обрати електродвигун і провести кінематичний та силовий розрахунок привода; визначити розміри зубчатих коліс і побудувати у масштабі розгорнуту кінематичну схему привода на форматі А2 (додаток Б);

виконати проектувальний розрахунок і розробити конструкцію другого проміжного вала; виконати перевірний розрахунок на статичну міцність другого проміжного вала, провести розрахунок підшипників та шпонкового з'єднання; виконати робочі креслення другого проміжного вала та зубчатого колеса 2 на форматах А3 (додатки В та Г).

У додатках Д. Е наведено приклади оформлення титульного аркуша та змісту до курсової роботи.

Індивідуальні вихідні дані для розрахунків наведено в таблицях 1.1, 1.2.

Таблиця 1.1

Вихідні дані	Друга цифра варіанта (остання цифра навчального шифру)				
	0	1	2	3	4
$F_{ш}, Н$	1800	3750	1700	830	3750
$V_{ш}, м/с$	0,075	0,044	0,065	0,067	0,071
$[\tau], МПа$	12	15	17	20	10

Продовження таблиці 1.1

Вихідні дані	Друга цифра варіанта (остання цифра навчального шифру)				
	5	6	7	8	9
$F_{ш}, Н$	1590	1850	1700	1950	1550
$V_{ш}, м/с$	0,052	0,044	0,049	0,07	0,088
$[\tau], МПа$	13	18	14	16	19

Таблиця 1.2

Вихідні дані	Перша цифра варіанта (передостання цифра шифру)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	14	15	14	14	14	15	14	14	15	14
z_2	67	68	69	67	70	69	67	68	68	67
z_3	15	14	15	15	14	14	14	14	15	14
z_4	62	62	61	61	61	62	60	60	62	61
z_5	15	15	15	15	16	15	15	15	14	15
z_6	54	53	53	54	52	52	52	51	53	51

Примітка. - $z_7 = 10$, $m_{12} = 1,5$ мм, $m_{34} = 2$ мм, $m_{56} = 3$ мм, $m_7 = 7$ мм, $S_{ш} = 154$ мм.

2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Нижче наведено приклад проведення розрахунків стосовно проектування передавального механізму стрілочного електропривода для таких початкових даних:

- зусилля на шибєрі $F_{ш} = 2180 \text{ Н}$;
- швидкість шибєра $V_{ш} = 0,15 \text{ м/с}$;
- допустиме дотичне напруження $[\tau] = 19 \text{ МПа}$;
- кількості зубців шестерень (1,3,5,7) та зубчатих коліс (2,4,6):
 $z_1 = 16$, $z_2 = 74$, $z_3 = 14$, $z_4 = 62$, $z_5 = 17$, $z_6 = 58$, $z_7 = 10$;
- модулі зачеплення
 $m_{12} = 1,5 \text{ мм}$, $m_{34} = 2 \text{ мм}$, $m_{56} = 3 \text{ мм}$, $m_7 = 7 \text{ мм}$;
- максимальне переміщення (хід) шибєра $S_{ш} = 154 \text{ мм}$.

2.1 Вибір електродвигуна

Проектування передавального механізму стрілочного привода починається з вибору електродвигуна. Його потужність визначається за заданими значеннями зусилля на шибєрі $F_{ш}$ та його швидкості $V_{ш}$

$$P = \frac{F_{ш} \cdot V_{ш}}{\eta_{заг.}}, \quad (2.1)$$

де $\eta_{заг.}$ – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) передавального механізму

$$\eta_{заг.} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{ш}, \quad (2.2)$$

де η_1 , η_2 , η_3 – ККД зубчатих пар, включаючи втрати в підшипниках (при розрахунках приймаються $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0,96$);
 $\eta_{ш}$ – ККД шибєра (при розрахунках приймають $\eta_{ш} = 0,62$, тому що він переміщується у клинових напрямних)

$$\eta_{\text{заг.}} = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,62 = 0,549.$$

Тоді $P = \frac{2180 \cdot 0,15}{0,549} = 295,63 \text{ Вт.}$

Частоту обертання електродвигуна визначаємо за заданою швидкістю шибера та параметрами передавального механізму.

Кутова швидкість головного вала

$$\omega_7 = \frac{V_{ш}}{r_7}, \quad (2.3)$$

де r_7 – радіус ділильного кола шиберної шестірні:

$$r_7 = \frac{m_7 \cdot z_7}{2}, \quad (2.4)$$

$$r_7 = \frac{7 \cdot 10}{2} = 35 \text{ мм,}$$

тоді $\omega_7 = \frac{0,15}{0,035} = 4,286 \text{ с}^{-1}.$

Частота обертання головного (вихідного) вала стрілочного привода

$$n_7 = \frac{30 \cdot \omega_7}{\pi}, \quad (2.5)$$

$$n_7 = \frac{30 \cdot 4,286}{3,14} = 40,95 \text{ хв}^{-1}.$$

Частота обертання вала двигуна

$$n_{\text{дв}} = n_7 \cdot u_{\text{заг.}}, \quad (2.6)$$

де $u_{\text{заг.}}$ – загальне передаточне число передавального механізму:

$$u_{заг.} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56}, \quad (2.7)$$

де u_{12} , u_{34} , u_{56} – передаточні числа кожного ступеня визначаються через кількість зубців зубчатих коліс та шестерень:

$$u_{ij} = \frac{z_j}{z_i}, \quad (2.8)$$

де $i = 1, 3, 5$ – номери шестерень;
 $j = 2, 4, 6$ – номери зубчатих коліс

$$u_{12} = \frac{74}{16} = 4,625; \quad u_{34} = \frac{62}{14} = 4,429; \quad u_{56} = \frac{58}{17} = 3,412.$$

Тоді
$$u_{заг.} = 4,625 \cdot 4,429 \cdot 3,412 = 69,892,$$

$$n_{дв} = 40,95 \cdot 69,892 = 2862,08 \text{ хв}^{-1}.$$

За отриманими значеннями P і $n_{дв}$ підбираємо електродвигун з числа наведених у додатку А. Для прикладу, що розглядається обирається електродвигун постійного струму типу МСТ-0,6 ($P = 600 \text{ Вт}$, $n_{дв} = 2850 \text{ хв}^{-1}$).

2.2 Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму

Переходимо до кінематичного аналізу передавального механізму стрілочного привода з урахуванням частоти обертання обраного електродвигуна.

Кількість обертів шестірні 1

$$n_1 = n_{дв} = 2850 \text{ хв}^{-1}.$$

Кількість обертів зубчатого колеса 2 та шестірні 3, які розташовані на одному валу, однакова і дорівнює

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{u_{12}}, \quad (2.9)$$

$$n_2 = n_3 = \frac{2850}{4,625} = 616,22 \text{ } x\text{в}^{-1}.$$

Аналогічно для зубчатого колеса 4 та шестірні 5, а також зубчатого колеса 6 та шестірні 7

$$n_4 = n_5 = \frac{n_3}{u_{34}}, \quad n_6 = n_7 = \frac{n_5}{u_{56}}, \quad (2.10)$$

$$n_4 = n_5 = \frac{616,22}{4,429} = 139,13 \text{ } x\text{в}^{-1},$$

$$n_6 = n_7 = \frac{139,13}{3,412} = 40,78 \text{ } x\text{в}^{-1}.$$

Кутова швидкість шиберної шестірні

$$\omega_7 = \frac{\pi \cdot n_7}{30}, \quad (2.11)$$

$$\omega_7 = \frac{3,14 \cdot 40,78}{30} = 4,268 \text{ } c^{-1}.$$

Максимальна швидкість шибера

$$V_{шmax} = \omega_7 \cdot r_7, \quad (2.12)$$

$$V_{шmax} = 4,268 \cdot 35 = 149,38 \text{ } \text{мм} / \text{с}.$$

Середня швидкість переміщення шибера

$$V_{сер.} = \frac{V_{шmax}}{2}, \quad (2.13)$$

$$V_{\text{сер.}} = \frac{149,38}{2} = 74,69 \text{ мм/с.}$$

Час спрацювання стрілочного електропривода

$$t = \frac{S_{\text{ш}}}{V_{\text{сер}}}, \quad (2.14)$$

$$t = \frac{154}{74,69} = 2,06 \text{ с.}$$

Визначаємо крутні моменти на валах:

- на валу електродвигуна

$$T_1 = 9560 \cdot \frac{P}{n_{\text{дв}}}, \quad (2.15)$$

$$T_1 = 9560 \cdot \frac{0,6}{2850} = 2,013 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де P – потужність електродвигуна, кВт ;

- на другому проміжному валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_1, \quad (2.16)$$

$$T_2 = 2,013 \cdot 4,625 \cdot 0,96 = 8,938 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- на валу фрикціона

$$T_3 = T_2 \cdot u_{34} \cdot \eta_2, \quad (2.17)$$

$$T_3 = 8,938 \cdot 4,429 \cdot 0,96 = 38 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- на вихідному валу

$$T_4 = T_3 \cdot u_{56} \cdot \eta_3, \quad (2.18)$$

$$T_4 = 38 \cdot 3,412 \cdot 0,96 = 124,47 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент тертя в запобіжній фрикційній муфті

$$T_m = T_3 \cdot \beta, \quad (2.19)$$

де $\beta = 1,25 \div 1,5$ – коефіцієнт запасу зчеплення муфти,

$$T_m = 38 \cdot 1,5 = 57 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зусилля на шибєрі

$$F_{ш} = \frac{T_4 \cdot \eta_{ш}}{r_7}, \quad (2.20)$$

$$F_{ш} = \frac{124,47 \cdot 0,62}{0,035} = 2205 \text{ Н}.$$

2.3 Визначення основних розмірів зубчатих коліс

Для побудови у масштабі розгорнутої кінематичної схеми привода і робочих креслень другого проміжного вала-шестерні та зубчатого колеса 2 визначаємо розміри зубчатих коліс.

Радіус дільного кола шестірни або колеса

$$r_i = \frac{m_i \cdot z_i}{2}, \quad (2.21)$$

де m_i – модуль зачеплення i -ї шестірни або зубчатого колеса;

z_i – кількість зубців i -ї шестірни або зубчатого колеса.

$$r_1 = \frac{1,5 \cdot 16}{2} = 12 \text{ мм}, \quad r_2 = \frac{1,5 \cdot 74}{2} = 55,5 \text{ мм}, \quad r_3 = \frac{2 \cdot 14}{2} = 14 \text{ мм},$$

$$r_4 = \frac{2 \cdot 62}{2} = 62 \text{ мм}, \quad r_5 = \frac{3 \cdot 17}{2} = 25,5 \text{ мм}, \quad r_6 = \frac{3 \cdot 58}{2} = 87 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатих коліс визначається за обраною відносною шириною шестірні $\psi_{bd} = \frac{b_u}{d_u}$ та колеса $\psi_{ba} = \frac{b_k}{a}$, де b_u , d_u – ширина шестірні та її діаметр діляльного кола, b_k – ширина зубчатого колеса, a – міжосьова відстань зубчатої пари.

Міжосьові відстані дорівнюють:

$$a_{12} = r_1 + r_2, \quad a_{34} = r_3 + r_4, \quad a_{56} = r_5 + r_6. \quad (2.22)$$

$$a_{12} = 12 + 55,5 = 67,5 \text{ мм},$$

$$a_{34} = 14 + 62 = 76 \text{ мм},$$

$$a_{56} = 25,5 + 87 = 112,5 \text{ мм}.$$

У відповідності до рекомендацій [3, таблиця 8.4, с. 136] для першого і другого ступенів (несиметричне розташування коліс відносно опор) приймаємо $\psi_{ba} = 0,3$, а для третього ступеня (консольне розташування шестірні) приймаємо $\psi_{ba} = 0,2$.

Визначаємо ψ_{bd} за формулою

$$\psi_{bd1;3;5} = 0,5 \cdot \psi_{ba1;3;5} \cdot (u_{12;34;56} + 1), \quad (2.23)$$

де u – передаточне число ступеня, що розглядається.

$$\psi_{bd1} = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (4,625 + 1) = 0,844,$$

$$\psi_{bd3} = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (4,429 + 1) = 0,814,$$

$$\psi_{bd5} = 0,5 \cdot 0,2 \cdot (3,412 + 1) = 0,441.$$

Для шестірні 7 приймаємо $\psi_{bd7} = 0,7$.

Далі за відомою відносною шириною визначаємо дійсні ширини шестерень та коліс:

$$b_{u1;3;5} = \psi_{bd1;3;5} \cdot d_{u1;3;5}, \quad (2.24)$$

$$b_{к2;4;6} = \psi_{ba2;4;6} \cdot a_{12;34;56}. \quad (2.25)$$

$$b_{u1} = 0,844 \cdot 24 = 20,256 \text{ мм},$$

$$b_{u3} = 0,814 \cdot 28 = 22,792 \text{ мм},$$

$$b_{u5} = 0,441 \cdot 51 = 22,491 \text{ мм},$$

$$b_{u7} = 0,7 \cdot 70 = 49 \text{ мм},$$

$$b_{к2} = 0,3 \cdot 67,5 = 20,25 \text{ мм},$$

$$b_{к4} = 0,3 \cdot 76 = 22,8 \text{ мм},$$

$$b_{к6} = 0,2 \cdot 112,5 = 22,5 \text{ мм}.$$

Одержані за розрахунком ширини коліс округляємо до цілого значення, а саме: $b_{к2} = 20 \text{ мм}$; $b_{к4} = 23 \text{ мм}$; $b_{к6} = 23 \text{ мм}$.

При остаточному призначенні розмірів приймаємо ширину шестірні на 6 мм більшу від ширини колеса, яке перебуває з нею в зачепленні, отже, маємо: $b_{u1} = 26 \text{ мм}$; $b_{u3} = 29 \text{ мм}$; $b_{u5} = 29 \text{ мм}$.

Визначаємо діаметри кола вершин і западин зубчатого колеса 2 і шестірні 3. При цьому приймаємо рівнозміщену передачу з коефіцієнтом зміщення $x = 0,3$. При цьому колесо має від'ємне зміщення ($x = -0,3$), а шестірня – додатне ($x = +0,3$).

Діаметр кола вершин визначається за формулою

$$d_{a2;3} = m_{12;34} \cdot (z_{2;3} + 2h_a^* + 2x), \quad (2.26)$$

де $h_a^* = 1$ – коефіцієнт висоти головки зуба.

$$d_{a2} = 1,5 \cdot (74 + 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,3) = 113,1 \text{ мм},$$

$$d_{a3} = 2 \cdot (14 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0,3) = 33,2 \text{ мм}.$$

Діаметр кола западин

$$d_{f2;3} = m_{12;34} \cdot (z_{2;3} - 2h_a^* - 2c^* + 2x), \quad (2.27)$$

де $c^* = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазора.

$$d_{f2} = 1,5 \cdot (74 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 - 2 \cdot 0,3) = 106,35 \text{ мм},$$

$$d_{f3} = 2 \cdot (14 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,3) = 24,2 \text{ мм}.$$

2.4 Конструювання другого проміжного вала

Метою розділу є розроблення конструкції проміжного вала з визначенням його основних розмірів – проектувальний розрахунок вала. Початковими даними для розв'язання цієї задачі є ширина зубчатої шестірні 3, колеса 2 і крутний момент T_2 .

За умовами на конструювання відповідні ділянки вала (рисунок 2.1) з'єднуються з вихідним зубчатим колесом 2 і підшипниками кочення 1. Шестірня 3 виконана як одне ціле з валом. Це відповідає реальній конструкції проміжного вала. Проектувальний розрахунок передбачає визначення діаметра вала, діаметра підшипник і довжини кожної з позначених ділянок.

Діаметр вала визначається з розрахунку тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях [3, с. 296]

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (2.28)$$

де $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження (обирається згідно з варіантом),

$$d = \sqrt[3]{\frac{8,938}{0,2 \cdot 19 \cdot 10^6}} = 0,0133 \text{ м}.$$

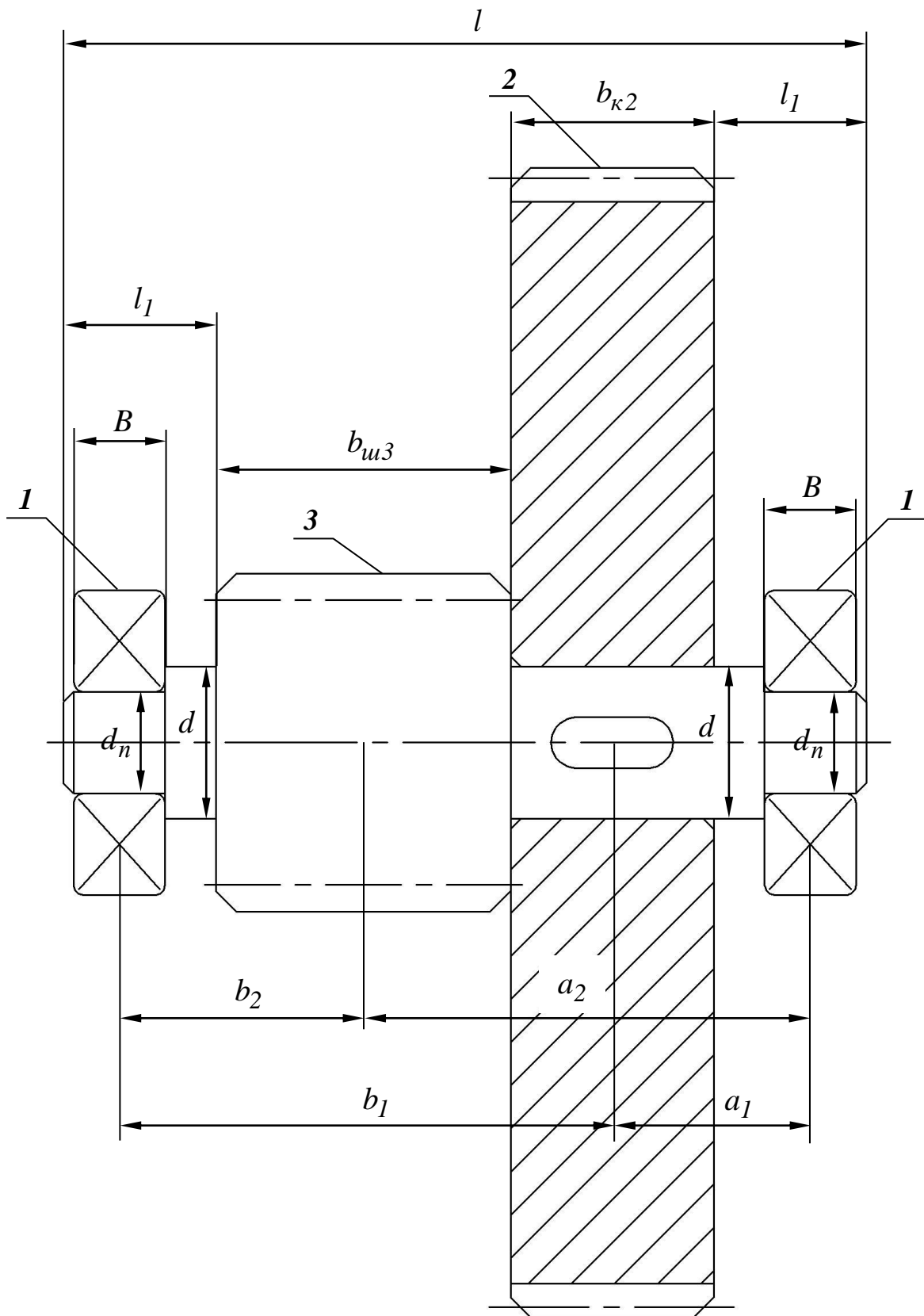


Рисунок 2.1 – Конструкція проміжного вала

Величину отриманого діаметра вала d округляємо до найближчого більшого значення з ряду R_{a40} (ГОСТ 6636-69): 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24.

Отже, для нашого випадку обираємо $d = 15$ мм.

Діаметр вала під підшипник

$$d_n = d - (4 \dots 8) \text{ мм}, \quad (2.29)$$

$$d_n = 15 - 5 = 10 \text{ мм}.$$

За визначеним діаметром підбираємо радіальний кульковий підшипник з додатка Ж (№ 200, у якого ширина $B = 9$ мм).

Довжина ділянки вала під підшипник, мм:

$$l_n = B + f (\text{мм}), \quad (2.30)$$

де $f = 1$ мм – фаска.

$$l_n = 9 + 1 = 10 \text{ мм}.$$

Відстань від лівого кінця вала до шестірні 3 або від правого кінця вала до зубчатого колеса 2

$$l_1 = (1,0 \div 1,5) d, \quad (2.31)$$

$$l_1 = 1,0 \cdot 15 = 15 \text{ мм}.$$

Повна довжина вала

$$l = 2 \cdot l_1 + b_{ш3} + b_{к2}, \quad (2.32)$$

$$l = 2 \cdot 15 + 29 + 20 = 79 \text{ мм}.$$

Відстань між серединами колеса 2 і лівої опори вала

$$a_1 = l_1 + \frac{b_{к2}}{2} - \left(\frac{B}{2} + f \right), \quad (2.33)$$

$$a_1 = 15 + \frac{20}{2} - \left(\frac{9}{2} + 1 \right) = 19,5 \text{ мм.}$$

Відстань між серединами шестірні 3 і правої опори вала

$$b_2 = l_1 + \frac{b_{уз}}{2} - \left(\frac{B}{2} + f \right), \quad (2.34)$$

$$b_2 = 15 + \frac{29}{2} - \left(\frac{9}{2} + 1 \right) = 24 \text{ мм.}$$

Відстань між серединами правої і лівої опор вала

$$a_1 + b_1 = a_2 + b_2 = l - (B + 2 \cdot f), \quad (2.35)$$

$$a_1 + b_1 = a_2 + b_2 = 79 - (9 + 2) = 68 \text{ мм.}$$

Тоді

$$a_2 = 68 - b_2 = 68 - 24 = 44 \text{ мм,}$$

$$b_1 = 68 - a_1 = 68 - 19,5 = 48,5 \text{ мм.}$$

2.5 Перевірний розрахунок другого проміжного вала

Метою перевірного розрахунку другого проміжного вала є його перевірка на статичну міцність з урахуванням деформацій згинання і кручення. Схема вала з основними розмірами та зусиллями у зачепленні зубчатих коліс зображена на рисунку 2.2.

Розрахунок починаємо з визначення зусиль у зачепленні коліс z_1, z_2 та z_3, z_4 .

Окружні зусилля

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \quad F_{t43} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3}, \quad (2.36)$$

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot 8,938}{0,111} = 161,045 \text{ Н}, \quad F_{t43} = \frac{2 \cdot 8,938}{0,028} = 638,43 \text{ Н},$$

де d_2, d_3 – відповідно діаметри ділільних кіл колеса 2 і шестірні 3.

Радіальні зусилля

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_{r43} = F_{t43} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (2.37)$$

$$F_{r12} = 161,045 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 58,616 \text{ Н},$$

$$F_{r43} = 638,43 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 232,37 \text{ Н},$$

де α_w – кут зачеплення (для рівнозміщених передач $\alpha_w = 20^\circ$).

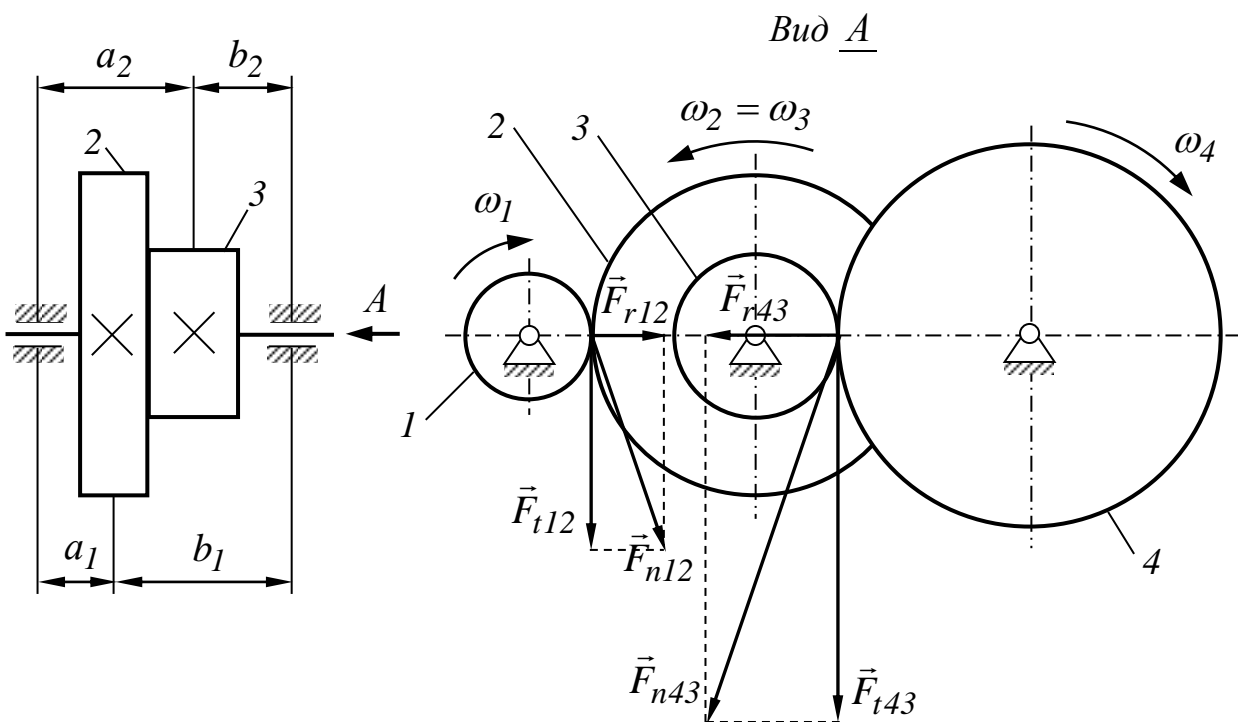


Рисунок 2.2 – Схема проміжного вала та зусиль у зачепленні зубчатих коліс

Окружні та радіальні зусилля переносимо на вісь проміжного вала. При перенесенні окружних сил з ободів колеса 2 та шестірні 3 на вісь вала відповідно до теореми Пуансо до сил додаються пари,

момент яких дорівнює T_2 . Ці пари діють у площинах перпендикулярних до осі вала, тобто скручують вал. При цьому окружні зусилля будуть діяти у вертикальній площині, а радіальні – у горизонтальній (рисунок 2.3).

Реакції в опорах визначаємо з рівнянь рівноваги.

У вертикальній площині

$$\sum M_A = 0; \quad R_{B\text{вер.}} \cdot (a_1 + b_1) - F_{t12} \cdot a_1 - F_{t43} \cdot a_2 = 0, \quad (2.38)$$

звідки

$$R_{B\text{вер.}} = \frac{F_{t12} \cdot a_1 + F_{t43} \cdot a_2}{a_1 + b_1}, \quad (2.39)$$

$$R_{B\text{вер.}} = \frac{161,045 \cdot 19,5 + 638,43 \cdot 44}{19,5 + 48,5} = 459,284 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{A\text{вер.}} \cdot (a_1 + b_1) + F_{t12} \cdot b_1 + F_{t43} \cdot b_2 = 0, \quad (2.40)$$

звідки

$$R_{A\text{вер.}} = \frac{F_{t12} \cdot b_1 + F_{t43} \cdot b_2}{a_1 + b_1}, \quad (2.41)$$

$$R_{A\text{вер.}} = \frac{161,045 \cdot 48,5 + 638,43 \cdot 24}{19,5 + 48,5} = 340,191 \text{ Н}.$$

У горизонтальній площині

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{B\text{гор.}} \cdot (a_1 + b_1) + F_{r43} \cdot a_2 - F_{r12} \cdot a_1 = 0, \quad (2.42)$$

$$R_{B\text{гор.}} = \frac{F_{r43} \cdot a_2 - F_{r12} \cdot a_1}{a_1 + b_1}, \quad (2.43)$$

$$R_{B\text{гор.}} = \frac{232,37 \cdot 44 - 58,616 \cdot 19,5}{19,5 + 48,5} = 133,548 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{A\text{гор.}} \cdot (a_1 + b_1) + F_{r12} \cdot b_1 - F_{r43} \cdot b_2 = 0, \quad (2.44)$$

$$R_{A\text{гор.}} = \frac{F_{r43} \cdot b_2 - F_{r12} \cdot b_1}{a_1 + b_1}, \quad (2.45)$$

$$R_{A\text{гор.}} = \frac{232,37 \cdot 24 - 58,616 \cdot 48,5}{19,5 + 48,5} = 40,206 \text{ Н}.$$

Переходимо до побудови епюр згинальних та крутних моментів. Особливістю цієї схеми є та обставина, що на вал діють тільки зосереджені сили. У цьому випадку моменти на опорах дорівнюють нулю і змінюються за лінійним законом. Тому для побудови епюр згинальних моментів необхідно обчислити згинальні моменти тільки в перерізах C і D :

$$M_{C\text{вер.}} = R_{A\text{вер.}} \cdot a_1, \quad (2.46)$$

$$M_{C\text{вер.}} = 340,191 \cdot 0,0195 = 6,634 \text{ Нм},$$

$$M_{C\text{гор.}} = -R_{A\text{гор.}} \cdot a_1, \quad (2.47)$$

$$M_{C\text{гор.}} = -40,206 \cdot 0,0195 = -0,784 \text{ Нм},$$

$$M_{D\text{вер.}} = R_{B\text{вер.}} \cdot b_2, \quad (2.48)$$

$$M_{D\text{вер.}} = 459,284 \cdot 0,024 = 11,023 \text{ Нм},$$

$$M_{D\text{гор.}} = -R_{B\text{гор.}} \cdot b_2, \quad (2.49)$$

$$M_{D\text{гор.}} = -133,548 \cdot 0,024 = -3,205 \text{ Нм}.$$

За одержаними результатами будуюмо епюри згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах, а також епюру крутного моменту, що дорівнює T_2 і діє між перерізами C і D (рисунок 2.3).

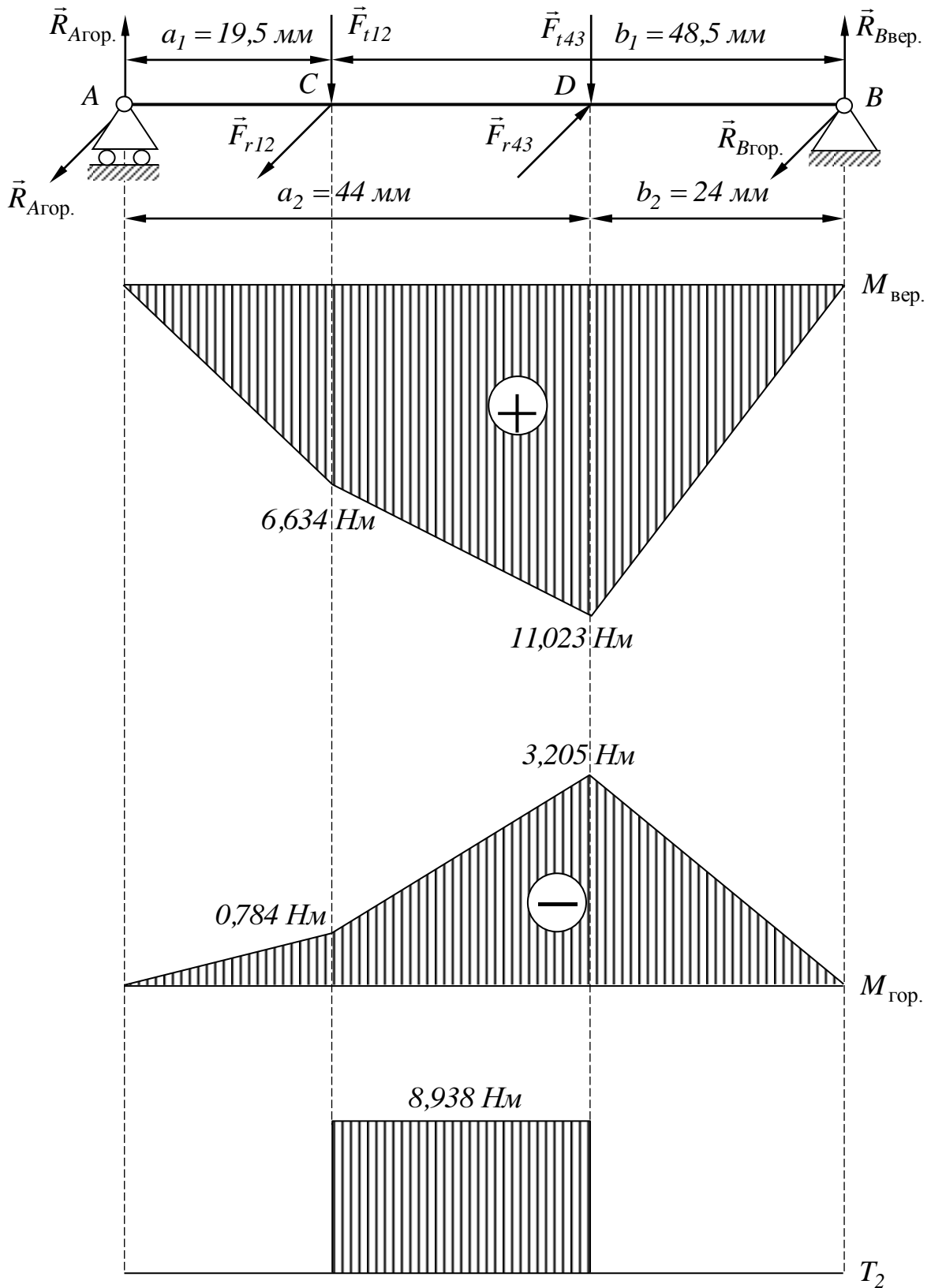


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема вала та епюри силових факторів

Із побудованих епюр видно, що з точки зору міцності найбільш небезпечним є переріз D , де діють максимальні згинальні моменти.

Визначаємо зведений момент у розрахунковому перерізі, використовуючи теорію міцності найбільших дотичних напружень:

$$M_{зв.} = \sqrt{M_{Dвер.}^2 + M_{Dгор.}^2 + T_2^2}, \quad (2.50)$$

$$M_{зв.} = \sqrt{11,023^2 + 3,205^2 + 8,938^2} = 14,549 \text{ Нм.}$$

Визначаємо еквівалентне напруження

$$\sigma = \frac{M_{зв.}}{0,1 \cdot d^3}, \quad (2.51)$$

$$\sigma = \frac{14,549}{0,1 \cdot 0,015^3} = 43,11 \cdot 10^6 \text{ Па} = 43,11 \text{ МПа.}$$

Виконуємо перевірку на міцність за величиною допустимого нормального напруження $[\sigma]$ (для сталі 40Х, з якої виготовлено проміжний вал редуктора стрілочного привода, $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$). Отже, міцність вала буде забезпечена в тому випадку, коли буде виконуватися така умова: $\sigma \leq [\sigma]$. У нашому випадку умова міцності виконується, тобто $\sigma < [\sigma]$. Якщо умова міцності не виконується, потрібно виконати перерахунок, а саме: зменшити l_1 (формула (2.31)) або збільшити прийняте значення d (згідно з рядом $R_a 40$).

2.6 Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала

У розділі 2.4 для опор другого проміжного вала був обраний підшипник легкої серії № 200, для якого динамічна вантажопідйомність складає $C = 5900 \text{ Н}$ (див. додаток Ж).

Визначаємо для обраного підшипника моторесурс у мільйонах обертів для більш навантаженої правої опори вала

$$L = (C / P_{екв})^p, \quad (2.52)$$

де $P_{екв}$ – еквівалентне навантаження;

p – показник ступеня (для кулькових підшипників $p = 3$).

Еквівалентне навантаження для радіальних підшипників визначаємо за формулою

$$P_{екв} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_m, \quad (2.53)$$

де F_r , F_a – радіальне та осьове навантаження на підшипник, у нашому випадку

$$F_r = \sqrt{R_{Ввер.}^2 + R_{Вгор.}^2}, \quad (2.54)$$

$$F_r = \sqrt{459,284^2 + 133,548^2} = 478,3 \text{ Н};$$

$$F_a = 0;$$

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження (при $F_a = 0$, $X = 1$, $Y = 0$ [3, таблиця 16.5, с. 335];

V – коефіцієнт обертання (у випадку обертання внутрішнього кільця $V = 1$);

K_σ – коефіцієнт безпеки, величина якого залежить від характеру навантаження (у відповідності до рекомендацій для машин короткочасної експлуатації з підвищеними вимогами відносно надійності [3, с. 335] приймаємо $K_\sigma = 1,2$);

K_m – коефіцієнт, що враховує вплив робочої температури на довговічність підшипника (для сталі ШХ15 при t до 100°C , $K_m = 1$).

$$P_{екв} = (1 \cdot 1 \cdot 478,3 + 0 \cdot 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 574 \text{ Н}.$$

$$L = \left(\frac{5900}{574} \right)^3 = 1086 \text{ млн об.}$$

Ресурс підшипника, год:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2}, \quad (2.55)$$

$$L_h = \frac{1086 \cdot 10^6}{60 \cdot 616,22} = 29372,6 \text{ год.}$$

Переходимо до розрахунку шпонкового з'єднання проміжного вала. Переріз шпонки $b \times h$ залежить від діаметра обраного вала. Отже, з додатка II обираємо: $b \times h = 5 \times 5 \text{ мм}^2$.

З умови контактної міцності визначаємо робочу довжину шпонки

$$\sigma_{зм.} = \frac{4 \cdot T_2}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм.}], \quad (2.56)$$

звідки

$$l_p \geq \frac{4 \cdot T_2}{d \cdot h \cdot [\sigma_{зм.}]}, \quad (2.57)$$

де $[\sigma_{зм.}]$ – допустиме напруження. У відповідності до рекомендацій [3, с. 90] приймаємо $[\sigma_{зм.}] = 100 \text{ МПа}$.

$$l_p = \frac{4 \cdot 8,938}{0,015 \cdot 0,005 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,00477 \text{ м.}$$

З додатка II приймаємо стандартне значення довжини шпонки $l_{ун.} = 12 \text{ мм}$, яка не повинна перевищувати обране значення ширини зубчатого колеса 2.

Шпонковий паз на валу нарізаємо на відстані від шестірні 3

$$\frac{b_{к2} - l_{ун.}}{2} = \frac{20 - 12}{2} = 4 \text{ мм.}$$

2.7 Конструювання окремих деталей привода

У рамках останнього розділу курсової роботи виконується конструювання окремих деталей привода, а саме: проміжного другого вала-шестірні редуктора та зубчатого колеса 2. За викладеними результатами конструювання виконується побудування їх робочих креслень на форматах А3 (див. додатки В та Г).

На рисунку 2.4 зображено вал-шестірню з нанесеними на ньому відповідними розмірами ділянок. Вал-шестірня складається з п'яти ділянок: 1, 5 – ділянки під підшипники; 2 – упорна ділянка; 3 – шестірня 3 (за схемою механізму стрілочного привода); 4 – ділянка під зубчате колесо 2 (за схемою механізму стрілочного привода).

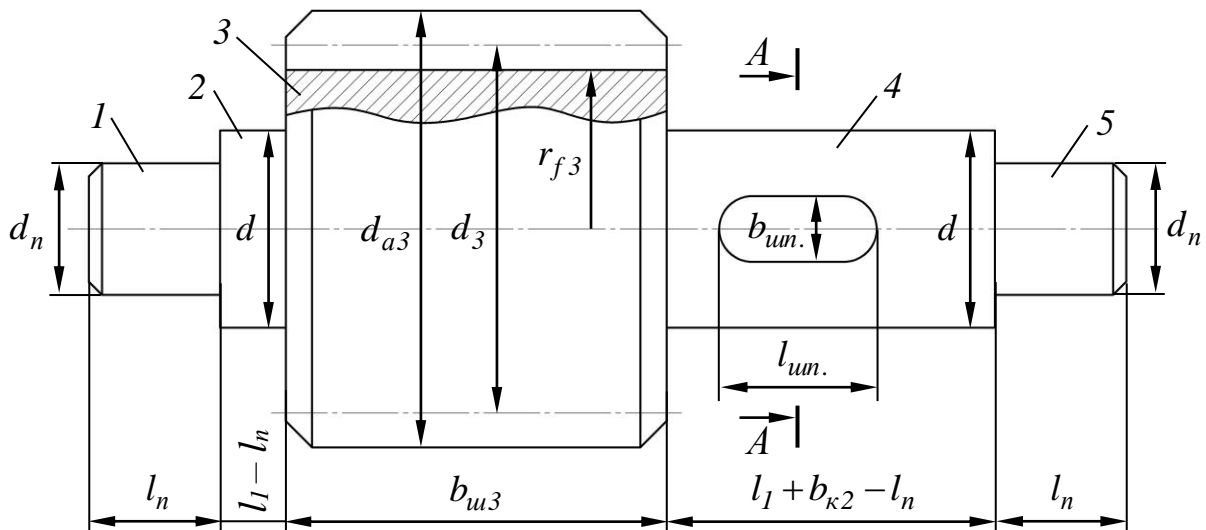
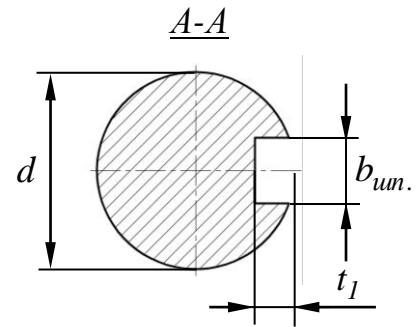


Рисунок 2.4 – Вал-шестірня

До основних розмірів ділянок вала-шестірні належать відповідні їх діаметри та довжини, які було отримано за наведеними вище розрахунками, отже: $d_n = 10 \text{ мм}$, $l_n = 10 \text{ мм}$, $d = 15 \text{ мм}$, $l_1 - l_n = 5 \text{ мм}$, $d_{a3} = 33,2 \text{ мм}$, $d_3 = 2r_3 = 28 \text{ мм}$, $r_{f3} = \frac{d_{f3}}{2} = 12,1 \text{ мм}$, $b_{ун3} = 29 \text{ мм}$, $l_1 + b_{к2} - l_n = 25 \text{ мм}$.

Розміри шпонкового паза обираються з додатка І в залежності від діаметра відповідної ділянки вала-шестірні, отже, для діаметра $d = 15 \text{ мм}$, ширина шпонкового паза складає $b_{um.} = 5 \text{ мм}$ глибина паза $t_1 = 3 \text{ мм}$, а його довжина $l_{um.} = 12 \text{ мм}$.

На рисунку 2.5 зображено зубчате колесо 2 для якого основні розміри складають: $d_{a2} = 113,1 \text{ мм}$, $d_{f2} = 106,35 \text{ мм}$, $d_2 = 2r_2 = 111 \text{ мм}$, $b_{к2} = 20 \text{ мм}$. З додатка І глибина паза маточини $t_2 = 2,3 \text{ мм}$.

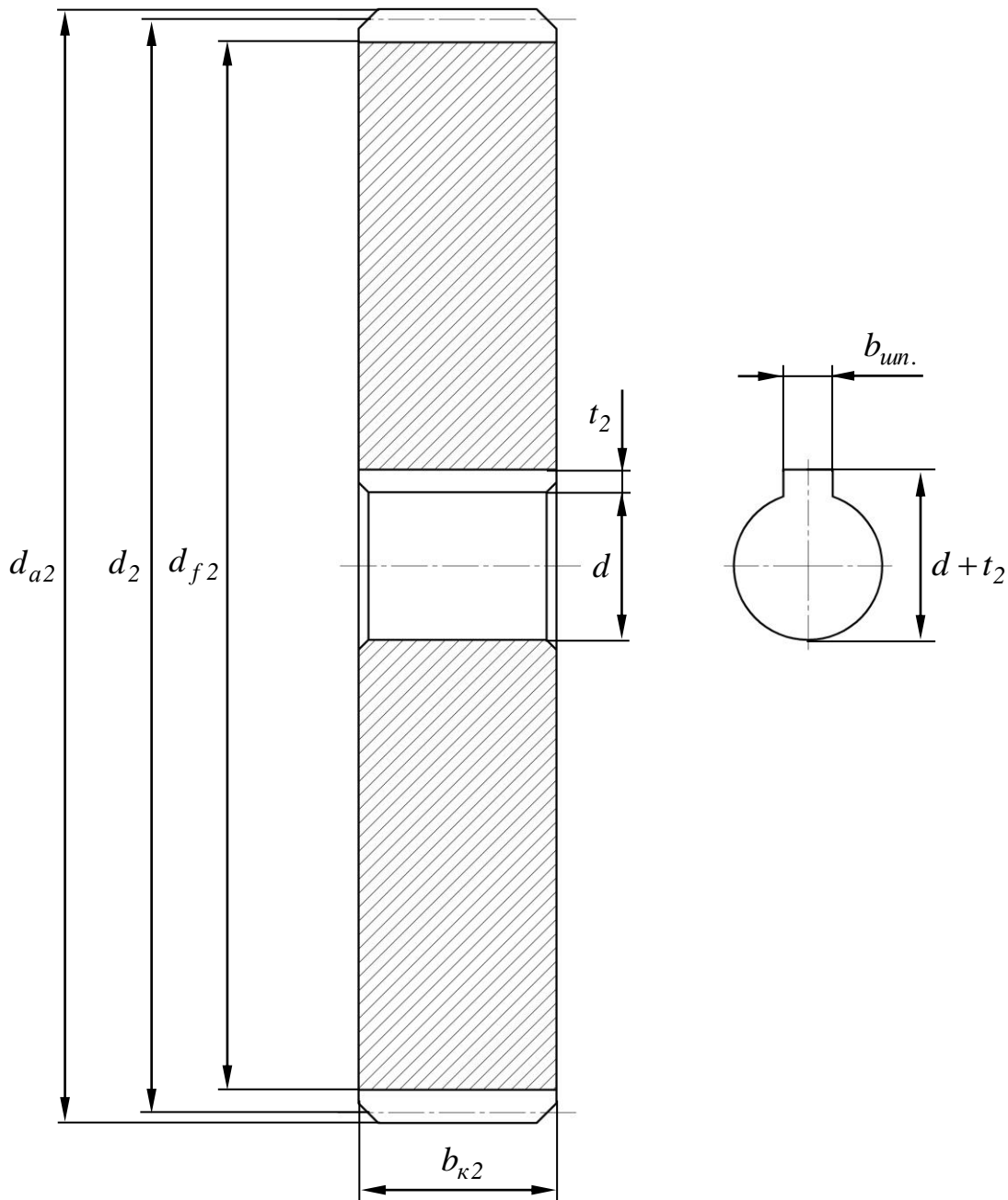


Рисунок 2.5 – Зубчате колесо

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Казаков А. А., Бубнов В. Д., Казаков Е.А. Станционные устройства автоматики и телемеханики: Учеб. для техникумов ж.-д. трансп. – М.: Транспорт, 1990. – 431 с.
- 2 Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. – 665 с.
- 3 Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
- 4 Заблонский К. И. и др. Прикладная механика. – К.: Вища шк., 1984. – 280 с.
- 5 Попов С. А., Тимофеев Г. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для вузов / Под ред. К. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 351 с.
- 6 Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
- 7 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю (нормативних документів) у студентській навчальній звітності. Текстова частина (пояснювальна записка). – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – 38 с.
- 8 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю у студентській навчальній звітності. Графічні конструкторські документи. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – 34 с.

ДОДАТОК А

Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму

Таблиця А.1 - Номінальні параметри стрілочних електродвигунів
постійного та змінного струму

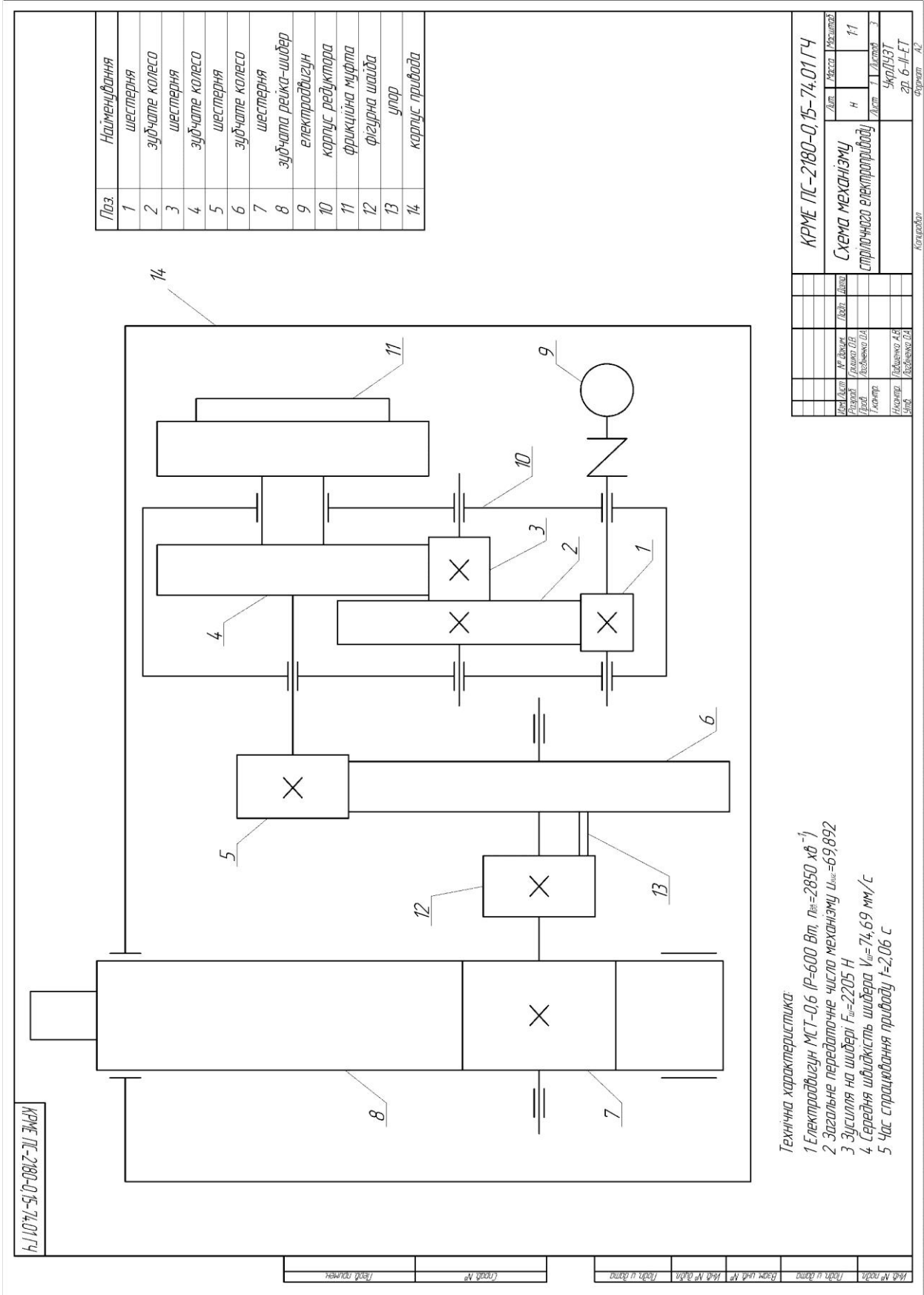
Тип двигуна	Напруга, <i>V</i>	Потужність, <i>Вт</i>	Частота обертання, хв^{-1}
<i>МСП – 0,1</i>	30	100	1300
<i>МСП – 0,15</i>	160	150	850
			950
			1000
<i>МСП – 0,25</i>	30	250	1460
	160		1700

Таблиця А.2 - Номінальні параметри стрілочних електродвигунів
змінного струму

Тип двигуна	Напруга, <i>V</i>	Потужність, <i>Вт</i>	Частота обертання, хв^{-1}
<i>МСТ – 0,25</i>	127	200	1250
<i>МСТ – 0,3</i>	190/110	300	850
<i>МСТ – 0,3В</i>	220/127	500	1370
<i>МСТ – 0,6</i>	190/110	600	2850
<i>МСА.М–0,25ВСП</i>	190	250	1350

ДОДАТОК Б

Схема механізму стрілочного електропривода



ДОДАТОК В

Робоче креслення другого проміжного вала-шестірни

$\sqrt{Ra6,3}$ (✓)

Модуль	m	2
Кількість зубців	z	14
Нормальний початковий контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	x	0,3
Ступінь точності по ГОСТ 1643-81	-	8-B
Дільний діаметр	d	28

1. Непозначені радіуси 1 мм
 2. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори H14, вали h14, інші ±IT14/2
 3. * Розмір забезпеч. інструментом

КРМЕ ПС-2180-0,15-74.02 ГЧ

КРМЕ ПС-2180-0,15-74.02 ГЧ

№ в. № розр.	№ в. № док.	№ в. № док.	№ в. № док.
Лист	Лист	Лист	Лист
Маса	Маса	Маса	Маса
2	2	2	3

Вал-шестерня

Сталь 40Х
ГОСТ 4543-71

УкрДУЗТ
зр. 6-ІІ-ЕТ

Копія
Формат А3

№ в. № розр.	№ в. № док.	№ в. № док.	№ в. № док.
Лист	Лист	Лист	Лист
Маса	Маса	Маса	Маса
2	2	2	3

Вал-шестерня

Сталь 40Х
ГОСТ 4543-71

УкрДУЗТ
зр. 6-ІІ-ЕТ

Копія
Формат А3

ДОДАТОК Г

Робоче креслення зубчатого колеса 2

$\sqrt{Ra6,3}$ (\checkmark)

Модуль	m	15
Кількість зубців	z	74
Нормальний початковий контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	x	-0,3
Ступінь точності по ГОСТ 1643-81	-	8-B
Дільний діаметр	d	111

1. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори Н14, вали h14
 2. Гострі кромки притупити

КРМЕ ПС-2180-0,15-74.03 ГЧ	
Колесо зубчатє	
Сталь 35 ГОСТ 1050-88	
УкрДУЗТ ЗР. 6-II-ET	
Формат А3	

ДОДАТОК Д

Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет залізничного транспорту
Кафедра «Механіка і проектування машин»

КУРСОВА РОБОТА

з прикладної механіки на тему:
«Проектування передавального механізму стрілочного привода»

КРМЕ ПС – 2180 – 0,15 – 74.00 ПЗ

Студента II курсу 6 групи
напряму підготовки 141 Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка
спеціалізація Електричний транспорт

_____ О.В. Гришко
Підпис

Керівник: канд. техн. наук, доцент

_____ О.А. Логвіненко
Підпис

Національна шкала _____

Кількість балів: _____ Оцінка: ECTS _____

Члени комісії: _____ О.А. Логвіненко
_____ С.В. Бобрицький
_____ А.В. Павшенко

м. Харків – 2017 рік

ДОДАТОК Е

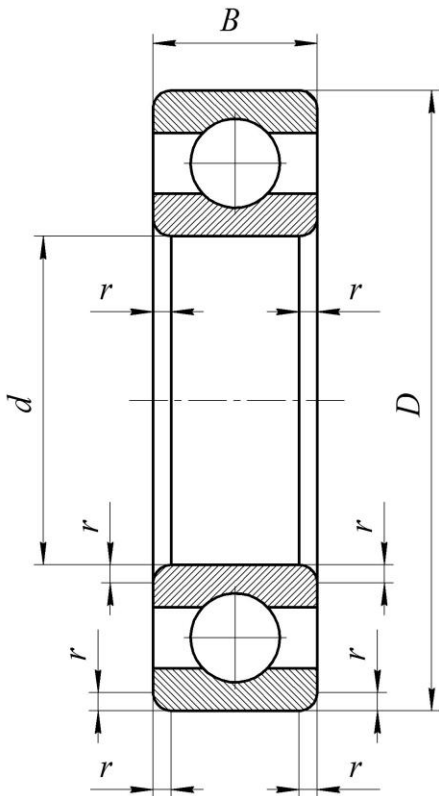
Приклад оформлення змісту пояснювальної записки

Зміст				
Вступ.....				3
1 Вихідні дані.....				4
2 Загальна будова та призначення стрілочного електропривода				4
3 Вибір електродвигуна.....				6
4 Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму.....				8
5 Визначення основних розмірів зубчатих коліс.....				10
6 Конструювання другого проміжного вала.....				12
7 Перевірний розрахунок другого проміжного вала.....				14
8 Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала.....				17
9 Конструювання окремих деталей привода.....				21
Список літератури.....				23

					<i>КРМЕ ПС – 2180 – 0,15 – 74.00 ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Проектування передавального механізму стрілочного привода</i>	Літ	Арк-ш	Арк-в	
Розроб.	Гришко О.В.					2	23		
Перевір.	Логвіненко О.А.								
Н. контр.	Павшенко А.В.								
Затв.	Логвіненко О.А.								
						<i>УкрДУЗТ гр. 6-II-ЕТ</i>			

ДОДАТОК Ж

Шарикопідшипники радіальні однорядні (легка серія) (ГОСТ 8335-75)



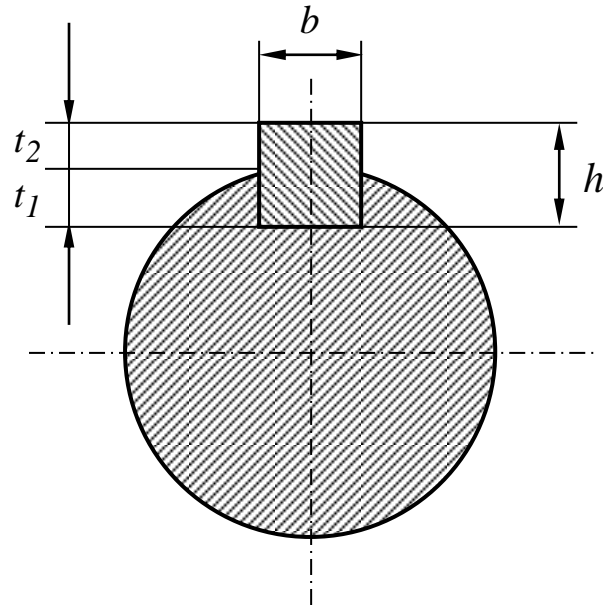
d – номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця;
 D – номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця;
 B – номінальна ширина підшипника;
 r – номінальна координата монтажної фаски

Позначення	Розміри, мм				Вантажопідйомність, Н	
	d	D	B	r	C	C_0
25	5	16	5	0,5	1480	740
26	6	19	6	0,5	2170	1160
27	7	22	7	0,5	3250	1350
28К	8	24	8	0,5	3330	1360
29	9	26	8	1	4620	1960
200	10	30	9	1	5900	2650
201	12	32	10	1	6890	3100
202	15	35	11	1	7800	3550
203	17	40	12	1	9560	4500
204	20	47	14	1,5	12700	6200

Примітка - C_0 – статична вантажопідйомність,
 C – динамічна вантажопідйомність

ДОДАТОК И

Шпонки призматичні (ГОСТ 23360-78)



Діаметр вала	Переріз шпонки		Глибина паза		Довжина
	b	h	вала t_1	маточини t_2	
> 8-10	3	3	1,8	1,4	6-36
> 10-12	4	4	2,5	1,8	8-45
> 12-17	5	5	3	2,3	10-56
> 17-22	6	6	3,5	2,8	14-70
> 22-30	8	7	4	3,3	18-90

Примітка - стандартні довжини призматичних шпонок: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32... мм