

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Кафедра “Механіка і проектування машин”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проектування з дисципліни «Технічна механіка»

(для всіх форм навчання)

Харків 2014

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 25 грудня 2013 р., протокол № 5.

Призначені для студентів факультету управління процесами перевезень спеціальності 7.07010102 «Організація перевезень і управління на транспорті» (залізничний транспорт) усіх форм навчання.

Укладачі:

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

Рецензент
доц. О.В. Надтока

З М І С Т

Вступ.....	4
1 Загальна будова та призначення стрілочного електропривода.....	5
2 Методичні вказівки 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.....	16
2.5 Перевірний розрахунок другого проміжного вала....	19
2.6 Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала.....	24
2.7 Конструювання окремих деталей привода.....	26
Список літератури.....	28
Додаток А. Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму.....	29
Додаток Б. Шарикопідшипники радіальні однорядні.....	30
Додаток В. Шпонки призматичні.....	31
Додаток Г. Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки.....	32
Додаток Д. Приклад оформлення змісту пояснювальної записки.....	33
Додаток Е. Схема механізму стрілочного електропривода...	34
Додаток Ж. Робоче креслення другого проміжного валу-шестірні.....	35
Додаток И. Робоче креслення другого зубчатого колеса.....	36

ВСТУП

Навчальна дисципліна «Технічна механіка» викладається на кафедрі «Механіка і проектування машин» Української державної академії залізничного транспорту для студентів факультету управління процесами перевезень спеціальності 7.07010102 «Організація перевезень і управління на транспорті» денної (другий курс повна) і заочної (третій курс повна та другий курс скорочена) форм навчання. Базою для її засвоєння є набуті раніше знання з фізики, вищої математики, інженерної графіки та обчислювальної техніки.

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 з 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 за об'єкт досліджень у методичних вказівках обраний 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 технічної механіки студентами зазначеної спеціальності.

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

1 ЗАГАЛЬНА БУДОВА ТА ПРИЗНАЧЕННЯ СТІЛОЧНОГО 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 ($2...7\text{ с}$) та швидкодійні (до 1 с). Швидкодійні приводи використовуються на сортувальних гірках і коліях маневрових станцій.

Незалежно від типу та серії кожен привод має такі вузли:

- електродвигун (як джерело механічної енергії);
- передавальний механізм;
- запобіжний пристрій у вигляді фрикційної муфти, яка забезпечує захист двигуна від перевантажень і поломок;
- блок управління і контролю роботи привода;
- 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 зубчасті пари 1–2 та 3–4, що складаються з шестерень 1,3 та зубчастих коліс 2,4. Зубчасте 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 напрусування снігу або забруднення стрілки. В цьому випадку диски фрикційного механізму починають проковзувати один відносно одного, механічна енергія обертання перетворюється в теплову, обертальний момент на вихідні каскади редуктора не передається, а навантаження електродвигуна обмежується подоланням сил тертя.

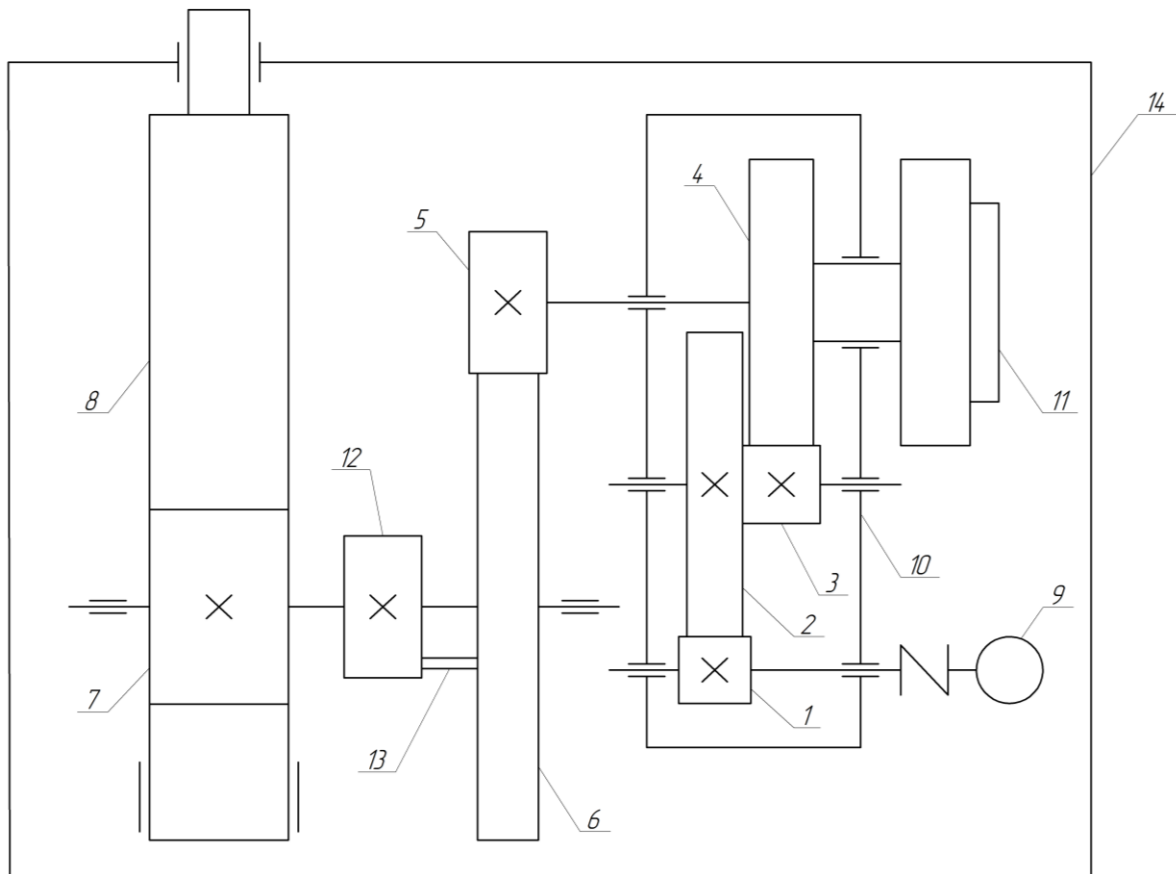


Рисунок 1.1 – Механізм стрілочного електропривода

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 за момент тертя T_m у фрикційному зчепленні. Іншим призначенням фрикціона є поглинання кінетичної енергії, що запасена у період розгону, при стопорінні, для уникання появи недопустимих динамічних навантажень в елементах привода.

З вихідного вала редуктора обертальний рух передається шестірні 5, спряженому з нею колесу 6, шестірні 7 (яка жорстко закріплена на головному валу) зубчастої рейкової передачі і шибери 8. Зубчасте 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 переводу характеризує ряд особливостей: повторно-короткочасний режим роботи, зміна навантаження у широких межах, реверсивний характер навантаження.

Враховуючи 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 самий 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: мають 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 та змінного струму, що використовуються в стрілочних приводах, та їх характеристики наведені в додатку А.

При проектуванні стрілочного привода необхідно:

1 Обрати електродвигун і провести кінематичний та силовий розрахунок привода.

2 Визначити розміри зубчастих коліс і побудувати у масштабі розгорнуту кінематичну схему привода на форматі А2 (додаток *Е*).

3 Виконати проектувальний розрахунок і розробити конструкцію другого проміжного вала.

4 Виконати перевірний розрахунок на статичну міцність другого проміжного вала, провести розрахунок підшипників та шпонкового з'єднання.

5 Виконати робочі креслення другого проміжного вала та зубчатого колеса 2 на форматах А3 (додатки *Ж* та *И*).

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

Таблиця 1.1

Вихідні дані	Остання цифра шифру				
	1	2	3	4	5
$F_{ш}, Н$	1700	1800	1550	3750	2300
$V_{ш}, м/с$	0,049	0,075	0,088	0,044	0,071

Продовження таблиці 1.1

Вихідні дані	Остання цифра шифру				
	6	7	8	9	0
$F_{ш}, Н$	1700	3750	830	1590	1850
$V_{ш}, м/с$	0,065	0,071	0,067	0,052	0,044

Таблиця 1.2

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

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 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

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

- зусилля на шибєрі $F_{ш} = 1450 \text{ Н}$;
- швидкість шибєра $V_{ш} = 0,095 \text{ м/с}$;
- кількості зубців шестерень (1,3,5,7) та зубчатих коліс (2,4,6)
 $z_1 = 16, z_2 = 73, z_3 = 14, z_4 = 61, z_5 = 17, z_6 = 56, z_7 = 10$;
- 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 заданим зусиллям на шибєрі $F_{ш}$ і його швидкістю $V_{ш}$

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

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 приймається $\eta_{ш} = 0,62$, тому що він переміщується у клинових напрямних)

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

$$\text{Тоді } P = \frac{1450 \cdot 0,095}{0,549} = 250,91 \text{ Вт}.$$

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 ділительного кола шиберної шестірні,

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

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

$$\text{тоді } \omega_7 = \frac{0,095}{0,035} = 2,714 \text{ с}^{-1}.$$

Частота обертання головного (вихідного) вала стрілочного привода

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

$$n_7 = \frac{30 \cdot 2,714}{3,14} = 25,93 \text{ хв}^{-1}.$$

Частота обертання вала двигуна

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

де $u_{заг.}$ – 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,

$$u_{12} = \frac{73}{16} = 4,56 ;$$
$$u_{34} = \frac{61}{14} = 4,36 ;$$
$$u_{56} = \frac{56}{17} = 3,29 .$$

Тоді $u_{заг.} = 4,56 \cdot 4,36 \cdot 3,29 = 65,41$,

$$n_{\partial в} = 25,93 \cdot 65,41 = 1696,08 \text{ хв}^{-1} .$$

За отриманими значеннями P і $n_{\partial в}$ підбираємо електродвигун з числа наведених у додатку А. Для прикладу, що розглядається, обирається електродвигун постійного струму типу МСП–0,25 ($P = 250 \text{ Вт}$, $n_{\partial в} = 1700 \text{ хв}^{-1}$).

2.2 Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму

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

Число обертів першої шестірні

$$n_1 = n_{\partial в} = 1700 \text{ хв}^{-1} .$$

Числа обертів другого зубчатого колеса і третьої шестірні, які розташовані на одному валу, однакові і дорівнюють:

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

$$n_2 = n_3 = \frac{1700}{4,56} = 372,81 \text{ хв}^{-1}.$$

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

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

$$n_4 = n_5 = \frac{372,81}{4,36} = 85,51 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_6 = n_7 = \frac{85,51}{3,29} = 26 \text{ хв}^{-1}.$$

Кутова швидкість шиберної шестірні

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

$$\omega_7 = \frac{3,14 \cdot 26}{30} = 2,72 \text{ с}^{-1}.$$

Максимальна швидкість шибера

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

$$V_{шmax} = 2,72 \cdot 35 = 95,2 \text{ мм/с}.$$

Середня швидкість переміщення шибера

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

$$V_{сер.} = \frac{95,2}{2} = 47,6 \text{ мм/с}.$$

Час спрацювання стрілочного електропривода

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

$$t = \frac{154}{47,6} = 3,24 \text{ с.}$$

Визначаємо крутні моменти на валах:

- на валу електродвигуна

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

$$T_1 = 9560 \cdot \frac{0,25}{1700} = 1,406 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де P – потужність електродвигуна, кВт ;

- на другому проміжному валу

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

$$T_2 = 1,406 \cdot 4,56 \cdot 0,96 = 6,15 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- на валу фрикціона

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

$$T_3 = 6,15 \cdot 4,36 \cdot 0,96 = 25,74 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- на вихідному валу

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

$$T_4 = 25,76 \cdot 3,29 \cdot 0,96 = 81,29 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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.

$$T_m = 25,76 \cdot 1,5 = 38,61 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зусилля на шибері

$$F_{ш} = \frac{T_4 \cdot \eta_{ш}}{r_7}, \quad (2.20)$$
$$F_{ш} = \frac{81,29 \cdot 0,62}{0,035} = 1440 \text{ Н}.$$

2.3 Визначення основних розмірів зубчатих коліс

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

Радіус ділильного кола шестірні або колеса

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

де m_i – модуль зачеплення i -ї шестірні або зубчатого колеса;
 z_i – кількість зубців i -ї шестірні або зубчатого колеса.

$$r_1 = \frac{1,5 \cdot 16}{2} = 12 \text{ мм}, \quad r_2 = \frac{1,5 \cdot 73}{2} = 54,75 \text{ мм},$$
$$r_3 = \frac{2 \cdot 14}{2} = 14 \text{ мм}, \quad r_4 = \frac{2 \cdot 61}{2} = 61 \text{ мм},$$
$$r_5 = \frac{3 \cdot 17}{2} = 25,5 \text{ мм}, \quad r_6 = \frac{3 \cdot 56}{2} = 84 \text{ мм}.$$

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

Міжосьові відстані дорівнюють

$$a_{12} = r_1 + r_2, \quad a_{34} = r_3 + r_4, \quad a_{56} = r_5 + r_6. \quad (2.22)$$
$$a_{12} = 12 + 54,75 = 66,75 \text{ мм},$$

$$a_{34} = 14 + 61 = 75 \text{ мм},$$

$$a_{56} = 25,5 + 84 = 109,5 \text{ мм}.$$

Відповідно до рекомендацій [2, таблиця 8.4, с. 136] для першого і другого ступеня (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 розглядуваного ступеня.

$$\psi_{bd1} = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (4,56 + 1) = 0,834,$$

$$\psi_{bd3} = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (4,36 + 1) = 0,804,$$

$$\psi_{bd5} = 0,5 \cdot 0,2 \cdot (3,29 + 1) = 0,429.$$

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

Далі за відомою відносною шириною визначаємо дійсні значення ширин шестерень та коліс:

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

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

$$b_{u1} = 0,834 \cdot 24 = 20,02 \text{ мм},$$

$$b_{u3} = 0,804 \cdot 28 = 22,51 \text{ мм},$$

$$b_{u5} = 0,429 \cdot 51 = 21,88 \text{ мм},$$

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

$$b_{к2} = 0,3 \cdot 66,75 = 20,03 \text{ мм},$$

$$b_{к4} = 0,3 \cdot 75 = 22,5 \text{ мм},$$

$$b_{к6} = 0,2 \cdot 109,5 = 21,9 \text{ мм}.$$

Одержані за розрахунком ширини коліс округляємо до цілого значення, а саме: $b_{к2} = 20 \text{ мм}$; $b_{к4} = 23 \text{ мм}$; $b_{к6} = 22 \text{ мм}$.

При остаточному призначенні розмірів приймаємо ширину шестірні на $2 \div 6$ мм більше ширини колеса, отже, приймаємо: $b_{u1} = 26$ мм; $b_{u3} = 29$ мм; $b_{u5} = 28$ мм.

Визначаємо діаметри кола вершин і западин зубчастого 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.

$$\begin{aligned} d_{a2} &= 1,5 \cdot (73 + 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,3) = 111,6 \text{ мм}, \\ d_{a3} &= 2 \cdot (14 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0,3) = 33,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

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 зазору.

$$\begin{aligned} d_{f2} &= 1,5 \cdot (73 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 - 2 \cdot 0,3) = 104,85 \text{ мм}, \\ d_{f3} &= 2 \cdot (14 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,3) = 24,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

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 зубчастим колесом 2 і підшипниками кочення 1. Шестірня 3 виконана за одне ціле з валом. Це відповідає реальній конструкції проміжного вала. Проектувальний розрахунок передбачає визначення діаметра

вала, діаметра під підшипник і довжини кожної з позначених ділянок.

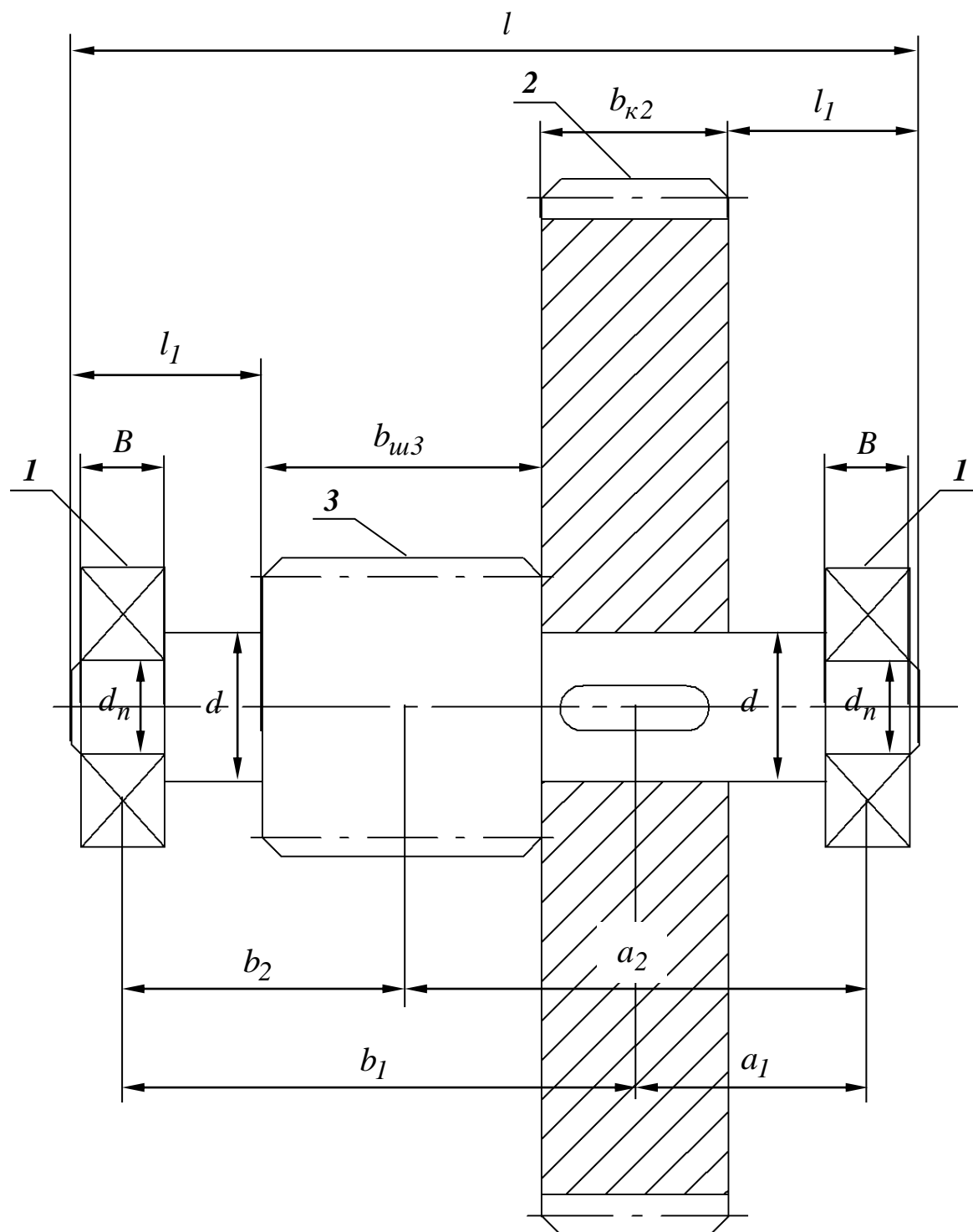


Рисунок 2.1 – Конструкція проміжного вала

Діаметр вала визначається з розрахунку тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях [2, с. 296]:

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

де $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження (для редукторних валів $[\tau] = 12 \div 15 \text{ МПа}$);

$$d = \sqrt[3]{\frac{6,15}{0,2 \cdot 12 \cdot 10^6}} = 0,0137 \text{ м.}$$

Отриманий діаметр вала збільшуємо з урахуванням ослаблення шпонковим пазом (округляємо до більшого цілого значення, кратного п'ятю), отже приймаємо $d = 15 \text{ мм}$.

Діаметр вала під підшипник:

$$\begin{aligned} d_n &= d - (4 \dots 8) \text{ мм}, \\ d_n &= 15 - 5 = 10 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (2.29)$$

За визначеним діаметром підбираємо радіальний шариковий підшипник з додатка **Б (№ 200)**, у якого ширина $B = 9 \text{ мм}$.

Довжина ділянки вала під підшипник

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

де $f = 1 \text{ мм}$ – 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

$$\begin{aligned} l_1 &= (1,0 \div 1,5) d, \\ l_1 &= 1,3 \cdot 15 = 19,5 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Повна довжина вала

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

$$l = 2 \cdot 19,5 + 29 + 20 = 88 \text{ мм.}$$

Відстань між серединами колеса 2 і лівої опори вала

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

$$a_1 = 19,5 + \frac{20}{2} - \left(\frac{9}{2} + 1 \right) = 24 \text{ мм.}$$

Відстань між серединами шестірні 3 і правої опори вала

$$b_2 = l_1 + \frac{b_{ш3}}{2} - \left(\frac{B}{2} + f \right), \quad (2.34)$$

$$b_2 = 19,5 + \frac{29}{2} - \left(\frac{9}{2} + 1 \right) = 28,5 \text{ мм.}$$

Відстань між серединами правої і лівої опор

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

$$a_1 + b_1 = a_2 + b_2 = 88 - (9 + 2) = 77 \text{ мм.}$$

Тоді

$$a_2 = 77 - b_2 = 77 - 28,5 = 48,5 \text{ мм,}$$

$$b_1 = 77 - a_1 = 77 - 24 = 53 \text{ мм.}$$

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 .

Колові зусилля

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

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot 6,15}{0,1095} = 112,3 \text{ Н}, \quad F_{t43} = \frac{2 \cdot 6,15}{0,028} = 439,3 \text{ Н},$$

де d_2, d_3 – відповідно діаметри ділительних кіл 2-го колеса і 3-ї шестірни.

Радіальні зусилля

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

$$F_{r12} = 112,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 40,9 \text{ Н},$$

$$F_{r43} = 439,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 160 \text{ Н},$$

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

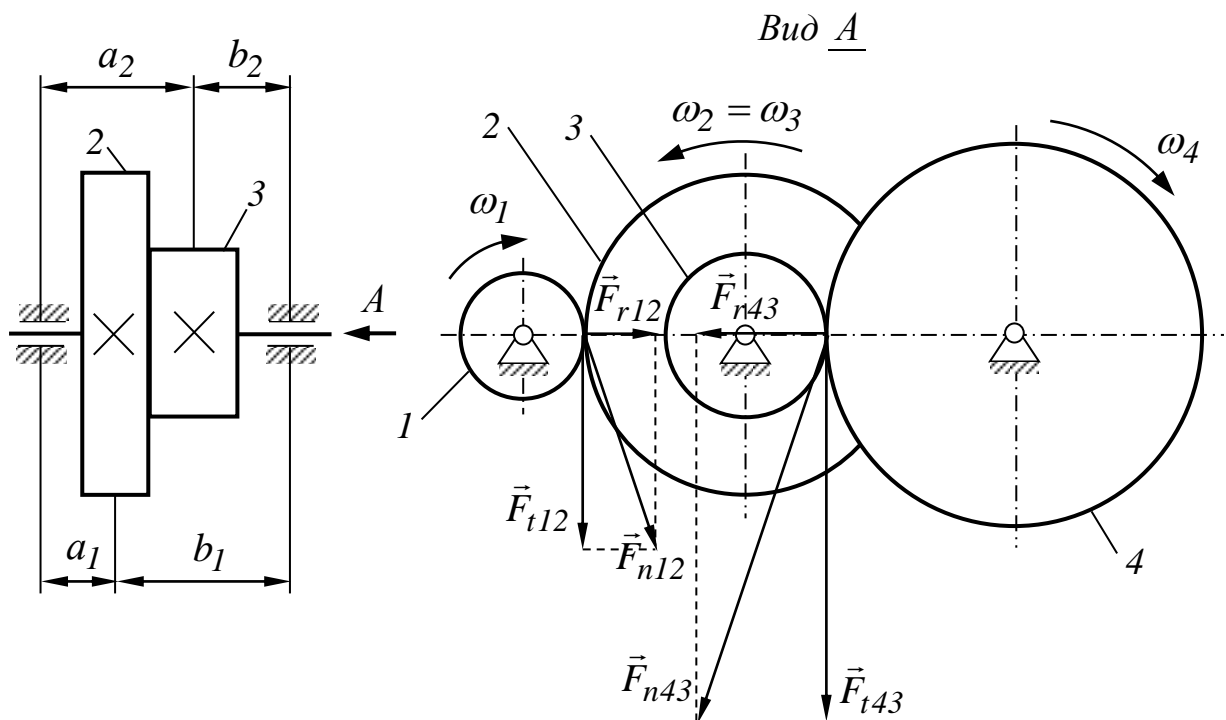


Рисунок 2.2– Схема проміжного вала та зусиль у зачепленні зубчатих коліс

Колові та радіальні зусилля переносимо на вісь проміжного вала. При перенесенні колових сил з ободів колеса 2 та шестірни 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 колові зусилля будуть діяти у вертикальній площині, а радіальні – у горизонтальній (див. 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

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

$$R_{B\text{Вер.}} = \frac{112,3 \cdot 24 + 439,3 \cdot 48,5}{24 + 53} = 311,7 \text{ Н}.$$

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

звідки

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

$$R_{A\text{Вер.}} = \frac{112,3 \cdot 53 + 439,3 \cdot 28,5}{24 + 53} = 240 \text{ Н}.$$

У горизонтальній площині

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

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

$$R_{B\text{Гор.}} = \frac{160 \cdot 48,5 - 40,9 \cdot 24}{24 + 53} = 88,03 \text{ Н}.$$

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

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

$$R_{A\text{гор.}} = \frac{160 \cdot 28,5 - 40,9 \cdot 53}{24 + 53} = 31,07 \text{ Н.}$$

Переходимо до побудови епюр згинальних та крутних моментів. Особливістю даної 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 :

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

$$M_{C\text{вер.}} = 240 \cdot 0,024 = 5,76 \text{ Нм,}$$

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

$$M_{C\text{гор.}} = -31,07 \cdot 0,024 = -0,75 \text{ Нм,}$$

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

$$M_{D\text{вер.}} = 311,7 \cdot 0,0285 = 8,88 \text{ Нм,}$$

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

$$M_{D\text{гор.}} = -88,03 \cdot 0,0285 = -2,51 \text{ Нм.}$$

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).

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:

$$M_{3\phi.} = \sqrt{M_{D\text{вер.}}^2 + M_{D\text{гор.}}^2 + T_2^2}, \quad (2.50)$$

$$M_{3\phi.} = \sqrt{8,88^2 + 2,51^2 + 6,15^2} = 11,09 \text{ Нм.}$$

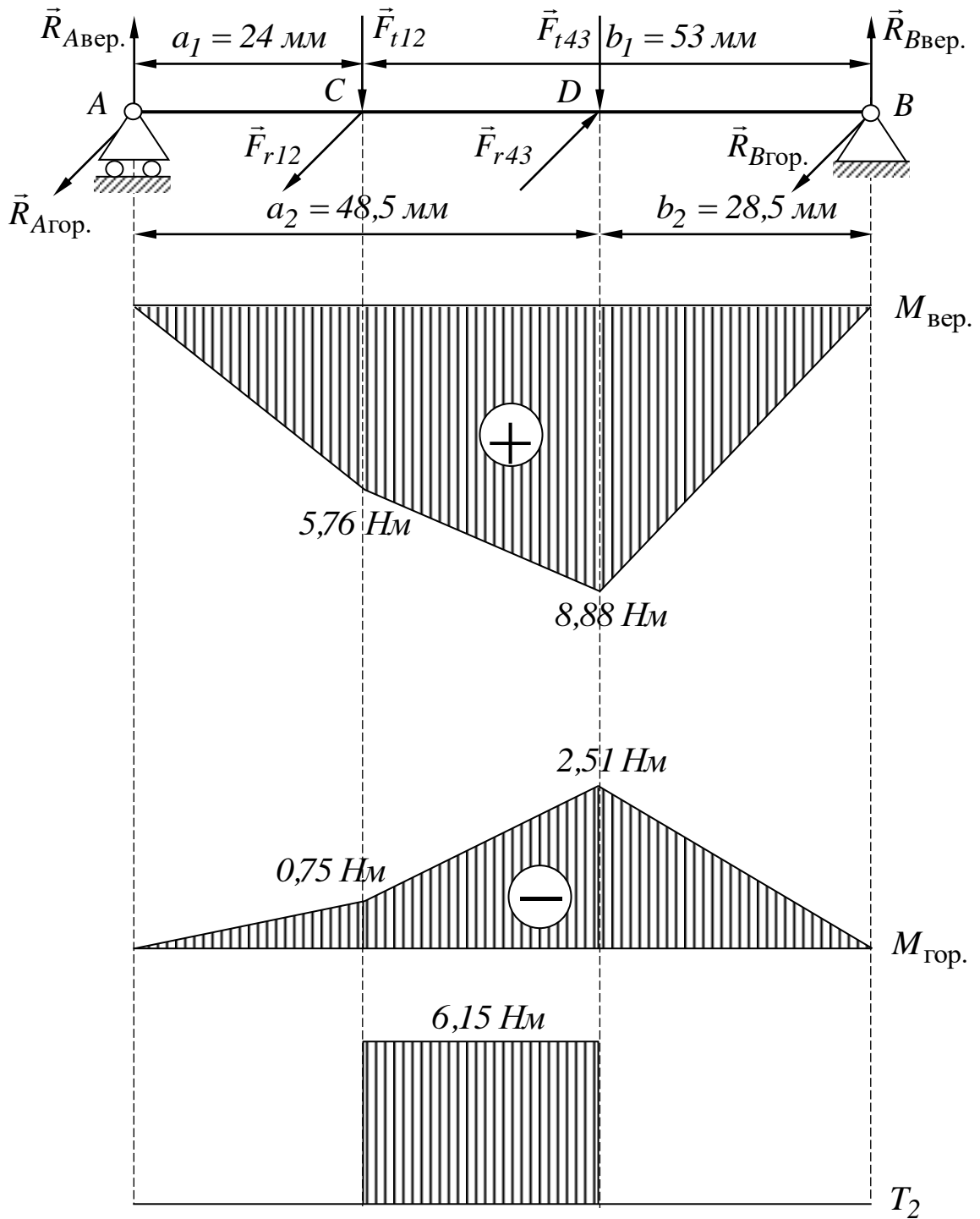


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема вала та епюри силових факторів

Визначаємо еквівалентне напруження

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

$$\sigma = \frac{11,09}{0,1 \cdot 0,015^3} = 32,86 \cdot 10^6 \text{ Па} = 32,86 \text{ МПа}.$$

Таким чином, отримане значення напруження не перевищує допустиме $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$ (для сталі 40Х), тому міцність вала забезпечена.

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 Б).

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 шарикових підшипників $p = 3$).

Еквівалентне навантаження для радіальних підшипників визначається 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

$$F_r = \sqrt{R_{Ввер.}^2 + R_{Вгор.}^2}, \quad (2.54)$$
$$F_r = \sqrt{311,7^2 + 88,03^2} = 323,9 \text{ Н};$$
$$F_a = 0;$$

X, Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження (при $F_a = 0, X = 1, Y = 0$ [2, 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 (відповідно до рекомендацій для машин короткочасної експлуатації з підвищеними вимогами щодо надійності [2, 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 , $K_m = 1$).

$$P = (323,9 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 388,68 \text{ Н}.$$

$$L = \left(\frac{5900}{388,68} \right)^3 = 3498 \text{ млн.об.}$$

Ресурс підшипника у годинах

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

$$L_h = \frac{3498 \cdot 10^6}{60 \cdot 372,81} = 156380 \text{ год.}$$

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

Робочу довжину шпонки отримаємо з умов контактної міцності

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

звідки

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

де $[\sigma_{зм.}]$ – допустиме напруження. Відповідно до рекомендацій [2, с. 90] приймаємо $[\sigma_{зм.}] = 100 \text{ МПа}$.

$$l_p = \frac{4 \cdot 6,15}{0,015 \cdot 0,005 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,00328 \text{ м.}$$

З додатка **B** приймаємо стандартне значення довжини шпонки $l_{шп.} = 12 \text{ мм.}$

Шпонковий паз на валу нарізаємо на відстані від шестірні 3

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

2.7 Конструювання окремих деталей привода

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

На рисунку 2.4 зображено вал-шестірню з нанесеними на ньому відповідними розмірами ділянок.

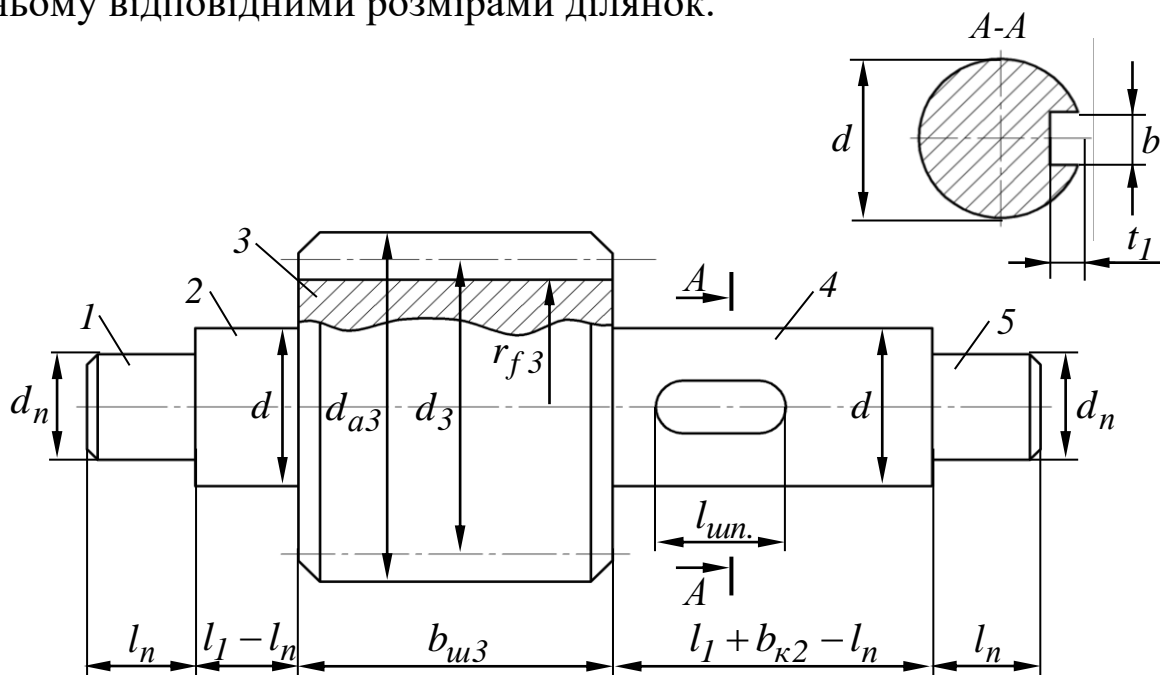


Рисунок 2.4 – Вал-шестірня

Вал-шестірня складається з 5 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).

До основних розмірів ділянок вала-шестірні належать відповідні їх діаметри та довжини, які було отримано за наведеними вище розрахунками, отже: $d_n = 10$ мм, $l_n = 10$ мм, $d = 15$ мм, $l_1 - l_n = 9,5$ мм, $d_{a3} = 33,2$ мм, $d_3 = 2r_3 = 28$ мм, $r_{f3} = \frac{d_{f3}}{2} = 12,1$ мм, $b_{уз} = 29$ мм, $l_1 + b_{к2} - l_n = 29,5$ мм. Розміри шпонкового паза обираються з додатка **В** залежно від діаметра відповідної ділянки вала-шестірні, отже, для діаметра $d = 15$ мм ширина шпонкового паза складає $b = 5$ мм, глибина паза $t_1 = 3$ мм, а його довжина $l_{ун.} = 12$ мм.

На рисунку 2.5 зображено зубчате колесо 2, для якого основні розміри складають: $d_{a2} = 111,6$ мм, $d_{f2} = 104,85$ мм, $d_2 = 2r_2 = 109,5$ мм, $b_{к2} = 20$ мм. З додатка **В** глибина паза маточини $t_2 = 2,3$ мм.

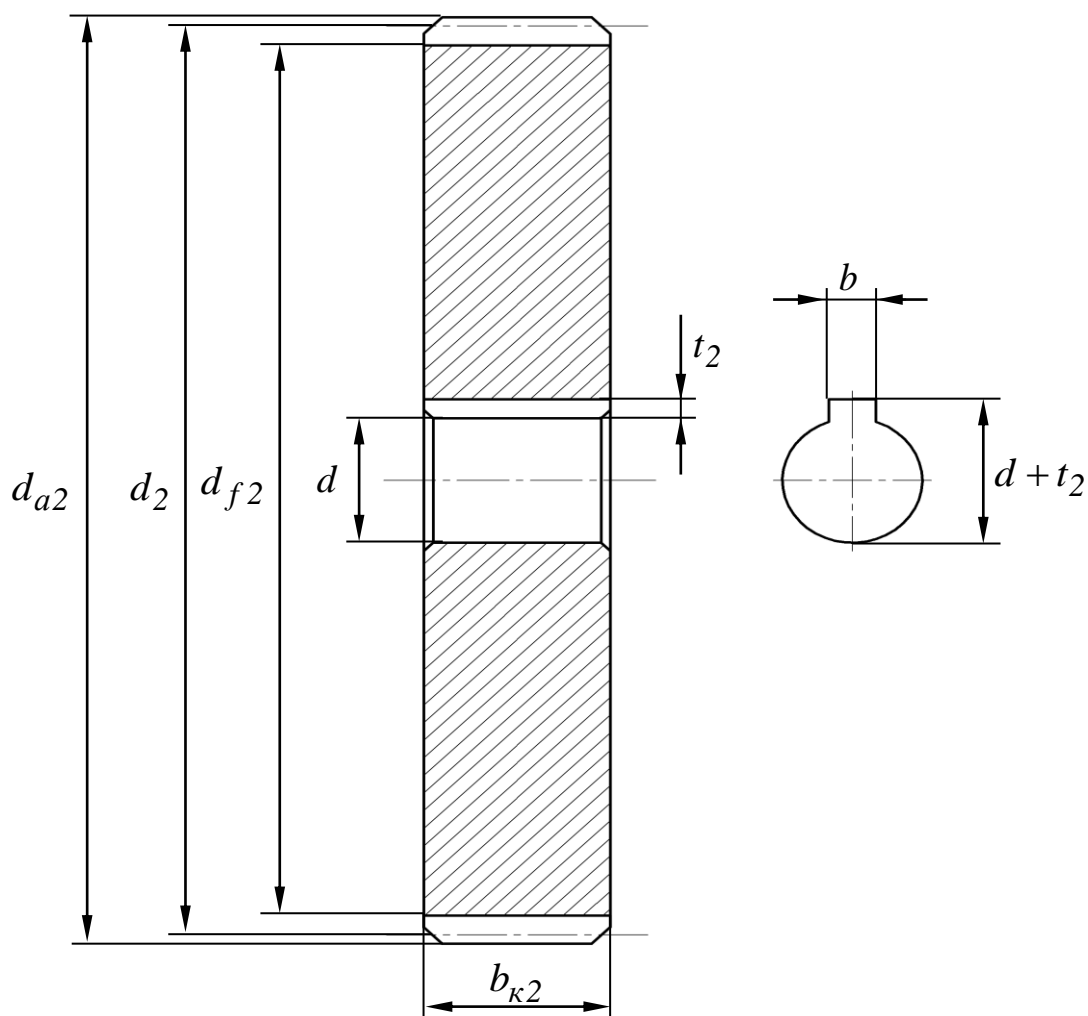


Рисунок 2.5 – Зубчате колесо

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 Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов втузов / Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.

3 Заблонский К.И. и др. Прикладная механика. – К.: Вища школа, 1984. – 280 с.

4 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1990. – 399 с.

5 Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для втузов / Под ред. К.В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 351 с.

6 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю (нормативних документів) у студентській навчальній звітності. Текстова частина (пояснювальна записка). – Харків: УкрДАЗТ, 2004. - 38 с.

7 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 струму

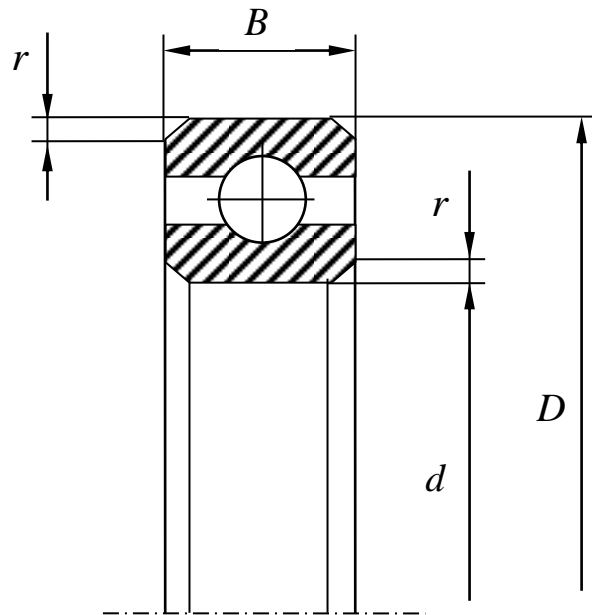
Тип двигуна	Напруга, <i>B</i>	Потужність, <i>Bm</i>	Частота обертання, xb^{-1}
<i>МСП – 0,1</i>	30	100	1300
<i>МСП – 0,15</i>	160	150	850
			950
			1000
<i>МСП – 0,25</i>	30	250	1460
	160		1700

Таблиця А.2 – Номінальні параметри стрілочних електродвигунів змінного струму

Тип двигуна	Напруга, <i>B</i>	Потужність, <i>Bm</i>	Частота обертання, xb^{-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>МСА – 0,3В</i>	220/127	300	1370

ДОДАТОК Б

Шарикопідшипники радіальні однорядні (ГОСТ 8335-75)

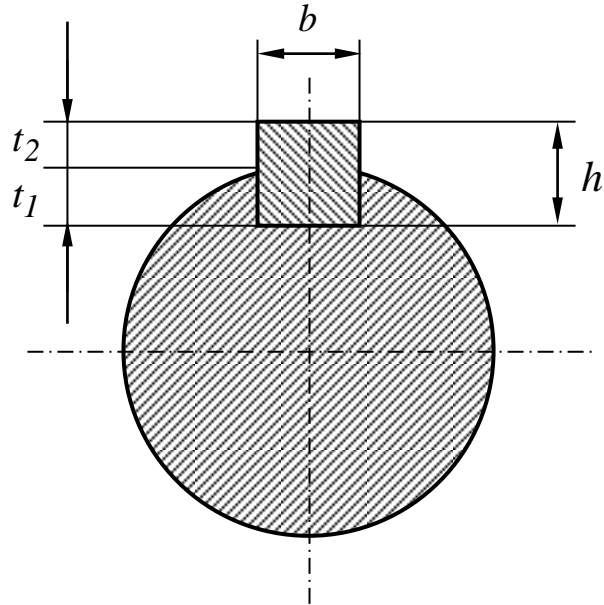


Позначення	Розміри, мм				Вантажопідйомність, Н	
	d	D	B	r	C	C_0
200	10	30	9	1	5900	2650
201	12	32	10	1	6890	3100
202	15	35	11	1	7800	3550
203	17	40	12	1	9560	4500
204	20	47	14	1,5	12700	6200

Примітка – C_0 – статична вантажопідйомність,
 C – динамічна вантажопідйомність.

ДОДАТОК В

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

ДОДАТОК Г

Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки

Міністерство освіти і науки України
Українська державна академія залізничного транспорту
Кафедра «Механіка і проектування машин»

КУРСОВА РОБОТА

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

КРУ ПС – 1450 – 0,095 – 76.00 ПЗ

Студента II курсу 4 групи
напряму підготовки 6.070101
Транспортні технології (залізничний транспорт)
Спеціальності 7.07010102 Організація перевезень
і управління на транспорті (залізничний
транспорт)

_____ В.В. Бабитко
Підпис

Керівник: доцент кафедри, доцент, к.т.н.
Логвіненко О.А.

Національна шкала _____

Кількість балів: _____ Оцінка: ECTS _____





Члени комісії: _____ О.А. Логвіненко
_____ О.В. Надтока
_____ А.В. Павшенко

м. Харків – 20____ рік

ДОДАТОК Д

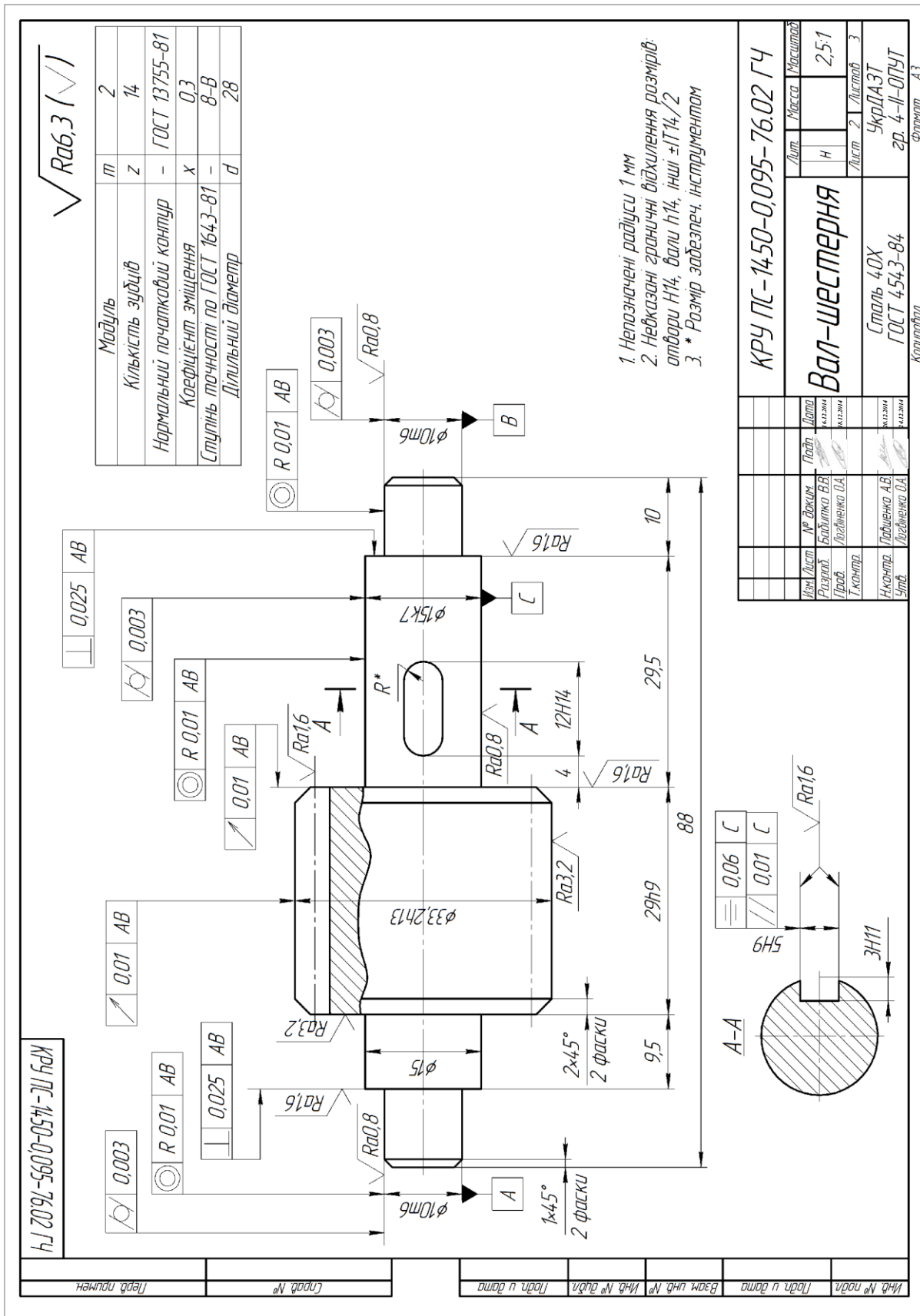
Приклад оформлення змісту пояснювальної записки

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 зубчастих 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	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	<i>КРУ ПС – 1450 – 0,095 – 76.00 ПЗ</i>			
Розроб.		Бабитко В.В.		16.12.2014	<i>Проектування передавального механізму стрілочного привода</i>	Літ	Аркуш	Арк-в
Перевір.		Логвіненко О.А.		18.12.2014		2	23	
Н. контр.		Павшенко А.В.		20.12.2014		<i>УкрДАЗТ гр. 4-II-ОПУТ</i>		
Затв.		Логвіненко О.А.		4.				

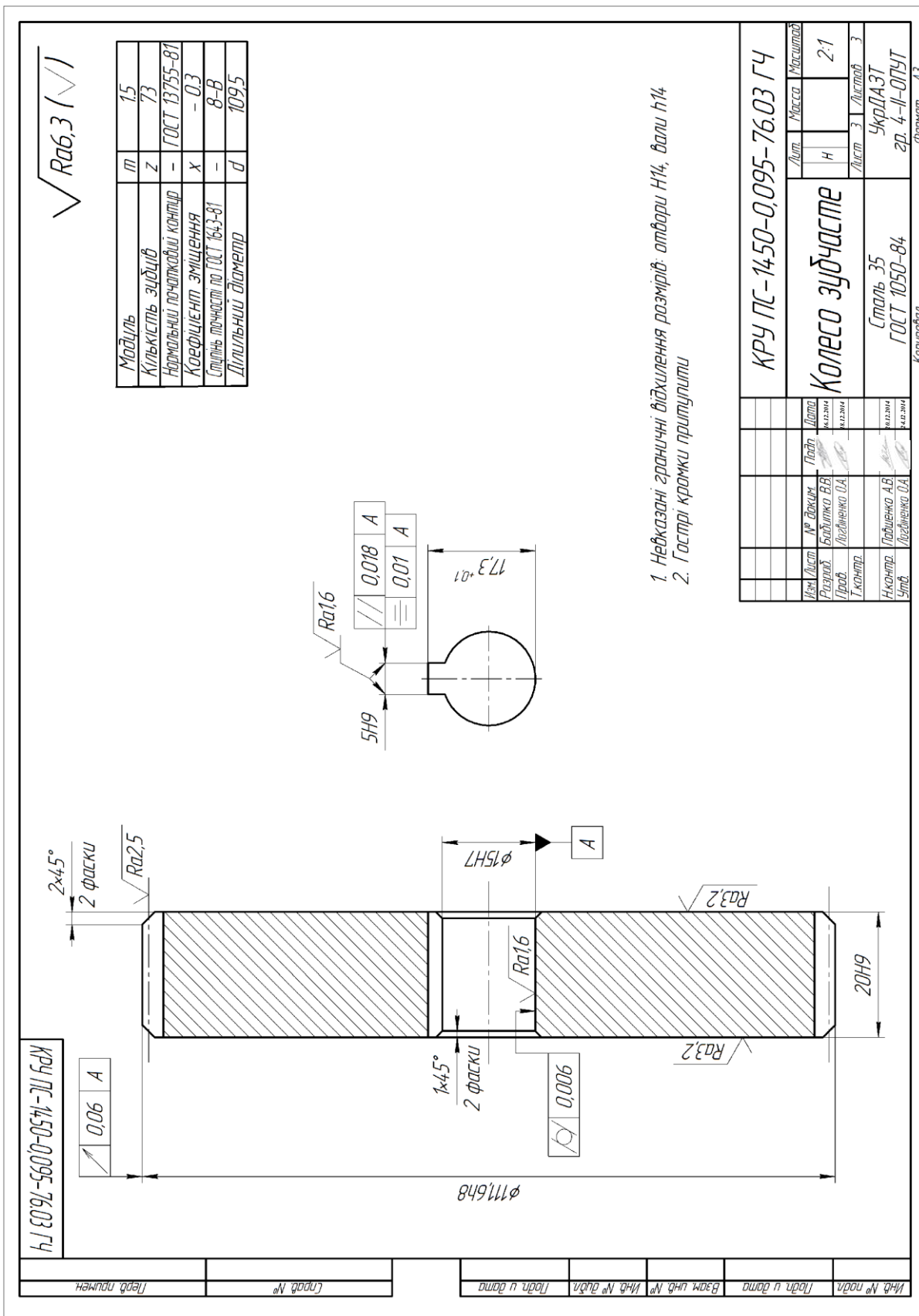
ДОДАТОК Ж

Робоче креслення другого проміжного вала-шестірни



Додаток И

Робоче креслення другого зубчатого колеса



Котировки
Формат А3

