

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання контрольної роботи з дисципліни

«ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА»

Харків 2024

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки та проектування машин 26 лютого 2024 р., протокол № 7.

Призначені для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальності 275 «Транспортні технології» усіх форм навчання.

Укладач

доц. О. А. Логвіненко

Рецензент

доц. В. В. Захарченко

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Загальна будова і призначення стрілочного електропривода.....	5
2 Методичні рекомендації до виконання контрольної роботи.....	9
2.1 Вибір електродвигуна.....	10
2.2 Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму....	11
2.3 Визначення основних розмірів зубчастих коліс.....	13
2.4 Конструювання другого проміжного вала.....	14
2.5 Перевірочний розрахунок другого проміжного вала.....	17
2.6 Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала.....	21
2.7 Конструювання окремих деталей привода.....	23
Список літератури.....	25
Додаток А Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму.....	26
Додаток Б Шарикопідшипники радіальні однорядні (легка серія) (ГОСТ 8335-75).....	27
Додаток В Шпонки призматичні (ГОСТ 23360-78).....	28
Додаток Г Приклад оформлення титульного аркуша контрольної роботи.....	29
Додаток Д Приклад оформлення змісту контрольної роботи.....	30
Додаток Е Робоче креслення другого проміжного вала-шестірні.....	31
Додаток Ж Робоче креслення другого зубчастого колеса.....	32

ВСТУП

Навчальну дисципліну «Технічна механіка» викладають на кафедрі «Механіка і проектування машин» Українського державного університету залізничного транспорту для здобувачів вищої освіти факультету «Управління процесами перевезень» спеціальності 275.02 «Транспортні технології» (*залізничний транспорт*) заочної форми навчання. Базою для її засвоєння є набуті раніше знання з фізики, вищої математики, інженерної графіки, обчислювальної техніки і теоретичної механіки.

Типова та робоча програми з цієї дисципліни передбачають, окрім вивчення теоретичного курсу, виконання контрольної роботи з метою поглиблення знань здобувачів під час вивчення дисципліни, ознайомлення з сучасними методами проведення проєктувальних розрахунків, розроблення та оформлення конструкторської документації і застосування їх на практиці. Усі необхідні дані для розрахунків, креслення та оформлення наведені в додатках А-Ж.

Для фахової підготовки здобувачів 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.

Методична розробка містить завдання та методичні рекомендації до самостійного виконання контрольної роботи з технічної механіки здобувачами заочної форми навчання зазначеної вище спеціальності.

1 ЗАГАЛЬНА БУДОВА І ПРИЗНАЧЕННЯ СТІЛОЧНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА

Призначенням стрілочних електроприводів є замикання, переведення та контроль положення гостряків централізованих стрілок. Також вони забезпечують можливість повернення стрілки з будь-якого проміжного положення в первісне, а також дають змогу здійснити переведення стрілки вручну. Стрілочні електроприводи застосовують у пристроях електричної централізації, широко використовуваних на залізницях. Керування приводом у системі електричної централізації здійснюється зі стаціонарного диспетчерського пункту.

За часом переведення стрілок приводи поділяються на приводи з нормальним переведенням ($2...7\text{ с}$) і швидкодіючі (до 1 с). Швидкодіючі приводи використовують на сортувальних гірках і шляхах маневрових станцій.

Незалежно від типу і 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 керування і контролю роботи привода;
- шибер і контрольні лінійки, з'єднані з гостряками рейок.

Передаточний механізм працює в такий спосіб (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 і зубчастих коліс 2,4. Зубчасте колесо 4, розташоване на вихідному валу редуктора, з'єднаний із цим валом за допомогою фрикційної муфти (фрикціона) 11. Фрикціон складається з набору сталевих або металокерамічних дисків, одна частина яких з'єднана з вихідним каскадом

редуктора, а друга – вхідним. Диски стискаються між собою притискними пружинами, зусилля стискання яких регульоване спеціальною гайкою, розташованою на валу зовні корпусу редуктора. Сил тертя між поверхнями дисків, що стикаються, достатньо для нормального переведення стрілки, але недостатньо для передавання зусилля, яке збільшилося, наприклад, через напруження снігу або забруднення стрілки. У 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 [1].

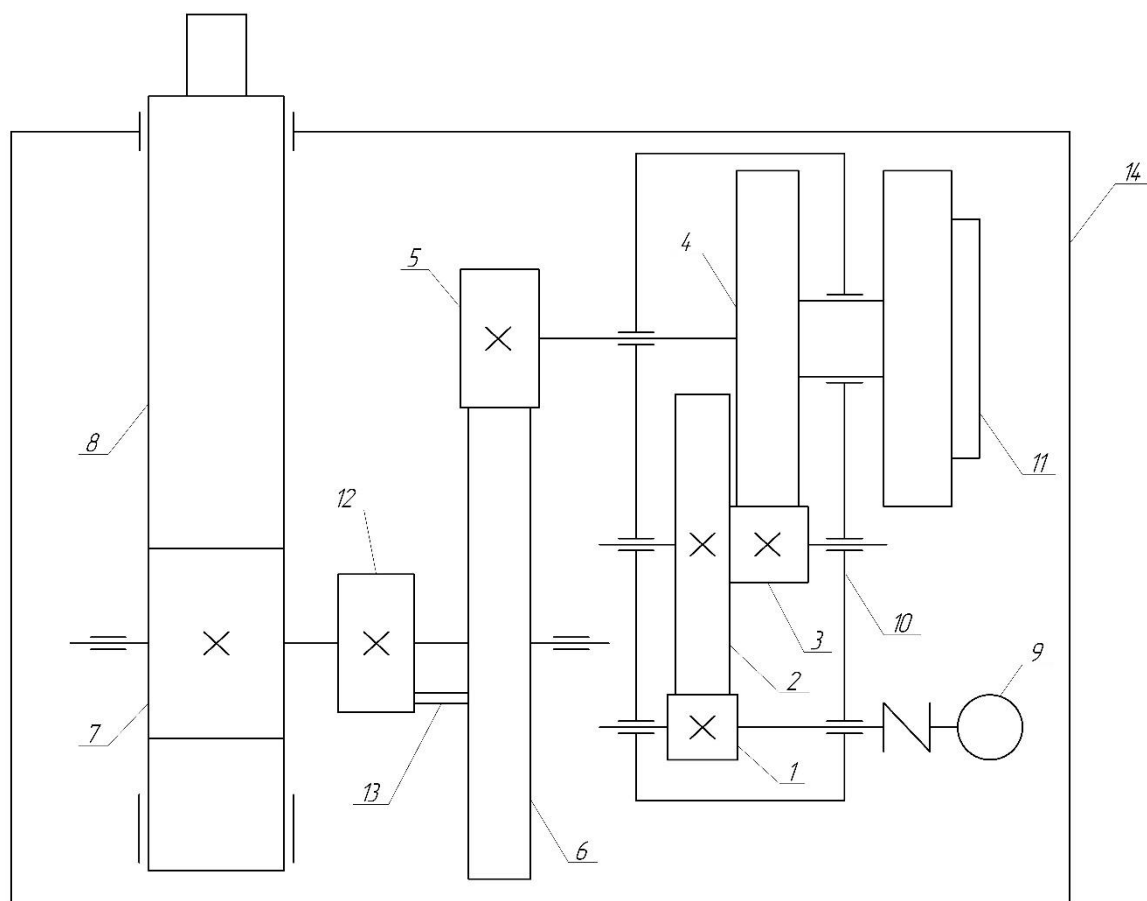


Рисунок 1.1 – Механізм стрілочного електропривода

Основним призначенням фрикціона є неприпустимість перевантаження електродвигуна за потрапляння 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 менший моменту тертя T_m у фрикційному зчепленні. Другим призначенням фрикціона є поглинання кінетичної енергії, запасеної в період розгону, при стопорінні, для уникнення 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 зубчастій рейці-шиберу 8. Зубчасте колесо 6 посаджено вільно на головний вал і з'єднано з шестірнею 7 за допомогою фігурної шайби 12 та упору 13 так, що може повертатися відносно неї на певний кут за реверсу руху. Це забезпечує розбіг двигуна майже без навантаження. При обертанні шестірні 7 шибер спочатку вимикається, потім переміщується в задане положення і наприкінці ходу замикається. Замикання здійснюється за допомогою механізму запирання [1]. Привод змонтовано в 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 в 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. За малих моментів на валу завдяки «м'якій» характеристиці він розвиває високу швидкість, а за 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.

В електродвигунів змінного струму характеристики близькі до потрібних – мають трифазний асинхронний двигун із короткозамкненим ротором. Для збільшення пускового моменту використовують електродвигун із підвищеним ковзанням, що досягається за рахунок збільшення активного опору ротора.

Основні типи двигунів постійного та змінного струму, що використовують у стрілочних приводах, і їхні характеристики наведені в додатку *A*.

При проектуванні стрілочного привода необхідно обрати електродвигун і провести кінематичний і силовий розрахунки привода; визначити розміри зубчастих коліс; виконати проєктувальний розрахунок і розробити конструкцію другого проміжного вала; виконати перевірочний розрахунок на статичну міцність другого проміжного вала, провести розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання; виконати робочі креслення другого проміжного вала та зубчастого колеса 2 на форматах А3 (додатки *E* та *Ж*).

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

Таблиця 1.1

Вихідні дані	Остання цифра навчального шифру				
	0	1	2	3	4
F_u, H	1800	3750	1700	830	3750
$V_u, м/с$	0,075	0,044	0,065	0,067	0,071
$[\tau], МПа$	12	15	17	20	10

Продовження таблиці 1.1

Вихідні дані	Остання цифра навчального шифру				
	5	6	7	8	9
F_u, H	1590	1850	1700	1950	1550
$V_u, м/с$	0,052	0,044	0,049	0,07	0,088
$[\tau], МПа$	13	18	14	16	19

Таблиця 1.2

Вихідні дані	Передостання цифра навчального 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 КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

Нижче наведено методику проведення розрахунку стосовно проектування передавального механізму стрілочного електропривода. Як початкові вибирають такі дані (у квадратних дужках проставлені розмірності параметрів):

- зусилля на шибєрі $F_{ш}$ [Н];
- швидкість шибєра $V_{ш}$ [м/с];
- допустиме дотичне напруження $[\tau]$ [МПа];
- кількості зубців шестерень (1,3,5,7) і зубчастих коліс (2,4,6)
 $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_7$;
- модулі зачеплення
 m_{12} [мм], m_{34} [мм], m_{56} [мм], m_7 [мм];
- максимальне переміщення (хід) шибєра $S_{ш}$ [мм].

Результати розрахунків необхідно округляти з урахуванням трьох знаків після коми.

2.1 Вибір електродвигуна

Проектування передавального механізму стрілочного привода починають із вибору електродвигуна, потужність, Вт, якого визначають за заданими значеннями зусилля на шибєрі $F_{ш}$ і його швидкості $V_{ш}$:

$$P = \frac{F_{ш} \cdot V_{ш}}{\eta_{заг.}}$$

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

$$\eta_{заг.} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{ш},$$

де η_1, η_2, η_3 – ККД зубчастих пар, включаючи втрати в підшипниках (при розрахунках приймають $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0,96$);

$\eta_{ш}$ – ККД шибєра (при розрахунках приймають $\eta_{ш} = 0,62$, тому що він переміщується у клинових напрямляючих).

Частота обертання головного (вихідного) вала стрілочного привода, хв^{-1} ,

$$n_7 = \frac{30 \cdot \omega_7}{\pi},$$

де ω_7 – кутова швидкість головного валу, с^{-1} ,

$$\omega_7 = \frac{V_{ш}}{r_7},$$

де r_7 – радіус ділительного кола шибєрної шестерні, мм,

$$r_7 = \frac{m_7 \cdot z_7}{2}.$$

Частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ,

$$n_{дв} = n_7 \cdot u_{заг.},$$

де $u_{заг.}$ – загальне передаточне число передавального механізму,

$$u_{заг.} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56},$$

де u_{12} , u_{34} , u_{56} – передаточні числа кожного ступеня, визначувані через кількість зубців зубчастих коліс і шестерень,

$$u_{ij} = \frac{z_j}{z_i},$$

де $i = 1, 3, 5$ – номери шестерень;

$j = 2, 4, 6$ – номери зубчастих коліс.

За отриманими значеннями P і $n_{дв}$ підбирають електродвигун із наведених у додатку A .

2.2 Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму

Переходимо до кінематичного аналізу [2] передаточного механізму стрілочного привода з урахуванням частоти обертання обраного електродвигуна.

Кількість обертів першої шестірні, $хв^{-1}$,

$$n_1 = n_{дв} .$$

Кількість обертів другого зубчастого колеса і третьої шестірні, розташованих на одному валу, одна і та сама і дорівнює, $хв^{-1}$,

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{u_{12}} .$$

Аналогічно для четвертого зубчастого колеса та п'ятої шестірні, а також шостого зубчастого колеса та сьомої шестірні

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

Кутова швидкість шиберної шестірні, $с^{-1}$,

$$\omega_7 = \frac{\pi \cdot n_7}{30} .$$

Максимальна швидкість шибера, мм/с,

$$V_{u\max} = \omega_7 \cdot r_7 .$$

Середня швидкість переміщення шибера, мм/с,

$$V_{\text{сер.}} = \frac{V_{u\max}}{2} .$$

Час спрацювання стрілочного електропривода, с,

$$t = \frac{S_u}{V_{\text{сер}}} .$$

Визначаємо крутні моменти на валах, Н·м:

- вал електродвигуна

$$T_1 = 9560 \cdot \frac{P}{n_{\text{дв}}} ,$$

де P – потужність електродвигуна, кВт;

- другий проміжний вал

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_1 ;$$

- вал фрикціона

$$T_3 = T_2 \cdot u_{34} \cdot \eta_2 ;$$

- вихідний вал

$$T_4 = T_3 \cdot u_{56} \cdot \eta_3 .$$

Момент тертя в запобіжній фрикційній муфті, Н·м,

$$T_m = T_3 \cdot \beta ,$$

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

Зусилля на шибері, Н,

$$F_{ш} = \frac{T_4 \cdot \eta_{ш}}{r_7} .$$

2.3 Визначення основних розмірів зубчастих коліс

Для побудови в масштабі розгорнутої кінематичної схеми привода і робочих креслень другого проміжного вала-шестірні та другого зубчастого колеса визначаємо розміри зубчастих коліс.

Радіус ділильного кола шестірні або колеса, мм,

$$r_i = \frac{m_i \cdot z_i}{2} ,$$

де m_i – модуль зачеплення i -ї шестірні або зубчастого колеса;

z_i – кількість зубців i -ї шестірні або зубчастого колеса.

Ширину зубчастих коліс визначають за вибраною відносною шириною шестірні $\psi_{bd} = \frac{b_{ш}}{d_{ш}}$ і колеса $\psi_{ba} = \frac{b_{к}}{a}$, де $b_{ш}$, $d_{ш}$ – ширина шестірні та її діаметр ділильного кола, $b_{к}$ – ширина зубчастого колеса, a – міжосьова відстань зубчастої пари.

Міжосьові відстані дорівнюють, мм,

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

Відповідно до рекомендацій [3] для першого і другого ступеня (несиметричне розташування коліс відносно опор) приймаємо $\psi_{ba} = 0,3$, а для третього ступеня (консольне розташування шестірні) - $\psi_{ba} = 0,2$.

Визначаємо ψ_{bd} за формулою:

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

де u – передаточне число ступеня, що розглядають.

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

Далі за відомою відносною шириною визначаємо дійсні ширини шестерень і коліс, мм:

$$b_{ш1;3;5;7} = \psi_{bd1;3;5;7} \cdot d_{ш1;3;5;7} ,$$

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

Одержані ширини коліс b_k потрібно округлити в більший бік до найближчого цілого значення. За остаточного призначення розмірів приймаємо ширину шестірні $b_{ш}$ на 6 мм більше ширини колеса b_k , яке знаходиться з нею в зачепленні.

Визначаємо діаметри кола вершин і западин другого зубчастого колеса і третьої шестірні. 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, мм,

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

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

Діаметр кола западин, мм,

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

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

2.4 Конструювання другого проміжного вала

У цьому пункті розглянемо розроблення конструкції проміжного вала з визначенням його основних розмірів – проектувальний розрахунок вала.

Початковими даними для вирішення цього завдання є ширина зубчастої шестірні 3, колеса 2 і крутний момент T_2 .

За умовами на конструювання, відповідні ділянки вала (рисунок 2.1) з'єднані з вихідним зубчастим 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 під підшипник і довжини кожної з позначених ділянок.

Діаметр вала розраховують тільки на кручення за знижених допустимих напружень [3, 4], м,

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

Величину отриманого діаметра вала d округляємо до ближчого 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.**

Діаметр вала під підшипник, мм,

$$d_n = d - (4 \dots 8)$$

За визначеним діаметром підбираємо радіальний шариковий підшипник із додатка **Б**.

Довжина ділянки вала під підшипник, мм,

$$l_n = B + f$$

де $f = 1$ мм – фаска;

B – ширина обраного підшипника, мм.

Відстань від лівого кінця вала до шестірні 3 або від правого кінця вала до зубчастого колеса 2, мм,

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d$$

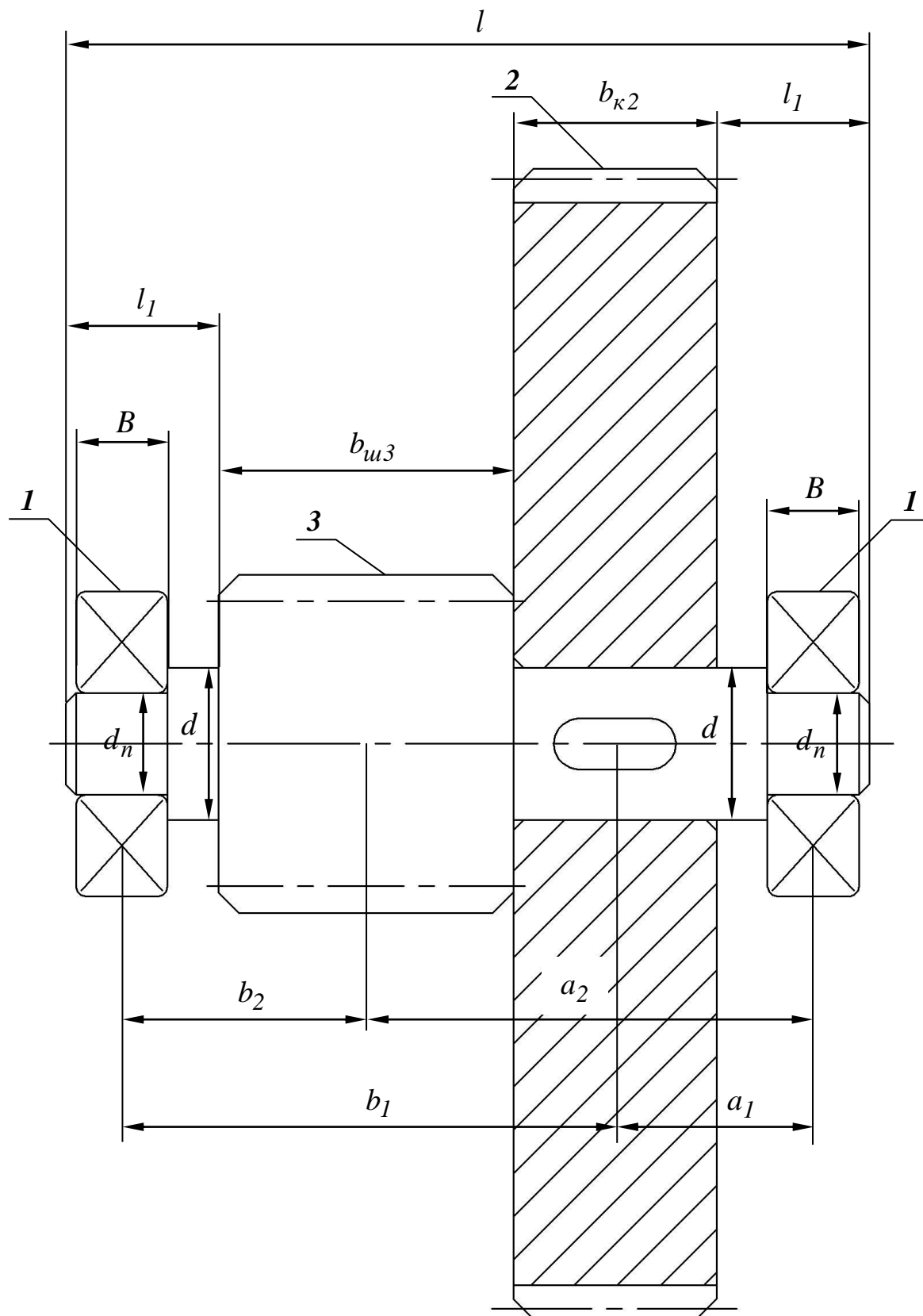


Рисунок 2.1 – Конструкція проміжного вала

Повна довжина вала, мм,

$$l = 2 \cdot l_1 + b_{ш3} + b_{к2} .$$

Відстань між серединами колеса 2 і лівої опори вала, мм,

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

Відстань між серединами шестірні 3 і правої опори вала, мм,

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

Відстань між серединами правої і лівої опор вала, мм,

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

Тоді

$$a_2 = [l - (B + 2 \cdot f)] - b_2 ,$$

$$b_1 = [l - (B + 2 \cdot f)] - a_1 .$$

2.5 Перевірочний розрахунок другого проміжного вала

Метою перевірконого розрахунку другого проміжного вала є його перевірка на статичну міцність з урахуванням деформацій згинання і кручення [3, 4]. Схема вала з основними розмірами та зусиллями в зачепленні зубчастих коліс зображена на рисунку 2.2.

Розрахунок починаємо з визначення зусиль у зачепленні шестерень із зубчастими колесами z_1, z_2 та z_3, z_4 .

Колові зусилля, Н,

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

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

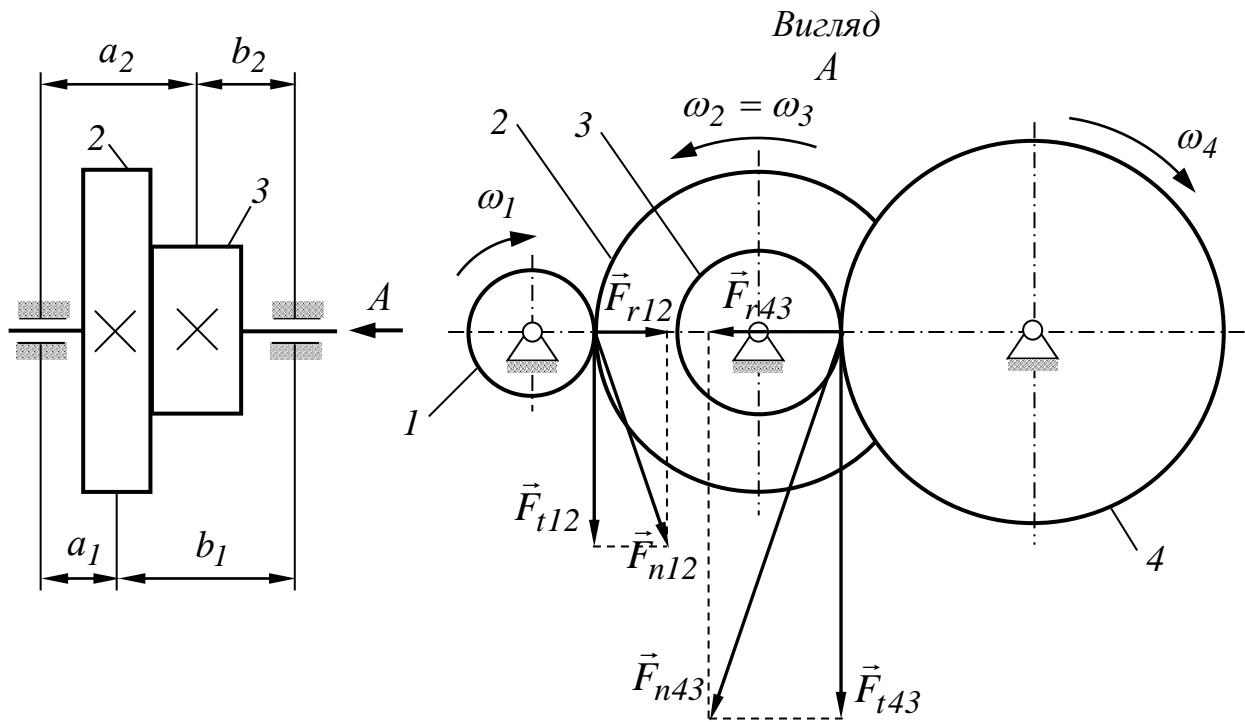


Рисунок 2.2 – Схема проміжного вала та зусиль у зачепленні зубчастих коліс

Радіальні зусилля, Н,

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

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

Колові та радіальні зусилля переносимо на вісь проміжного вала. При перенесенні колових сил з ободів колеса 2 та шестірні 3 на вісь вала, за теоремою Пуансо [2], 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 – горизонтальній (рисунок 2.3).

Реакції в опорах визначаємо з рівнянь рівноваги.

У вертикальній площині

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

звідки
$$R_{\text{Ввер.}} = \frac{F_{t12} \cdot a_1 + F_{t43} \cdot a_2}{a_1 + b_1} \quad [H],$$

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

$$\text{звідки } R_{\text{Авер.}} = \frac{F_{t12} \cdot b_1 + F_{t43} \cdot b_2}{a_1 + b_1} \quad [H].$$

У горизонтальній площині

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

$$\text{звідки } R_{\text{Вгор.}} = \frac{F_{r43} \cdot a_2 - F_{r12} \cdot a_1}{a_1 + b_1} \quad [H],$$

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

$$\text{звідки } R_{\text{Агор.}} = \frac{F_{r43} \cdot b_2 - F_{r12} \cdot b_1}{a_1 + b_1} \quad [H].$$

Переходимо до побудови епюр згинальних і 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 , Н·м,

$$M_{\text{Свер.}} = R_{\text{Авер.}} \cdot a_1,$$

$$M_{\text{Сгор.}} = -R_{\text{Агор.}} \cdot a_1,$$

$$M_{\text{Dвер.}} = R_{\text{Ввер.}} \cdot b_2,$$

$$M_{\text{Dгор.}} = -R_{\text{Вгор.}} \cdot b_2.$$

За одержаними результатами будують 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). Як видно з побудованих епюр, щодо міцності найбільш небезпечним є переріз D , де

діють максимальні згинальні моменти. При побудованні епюр необхідно вказувати значення моментів і відстаней із зазначенням їхніх розмірностей.

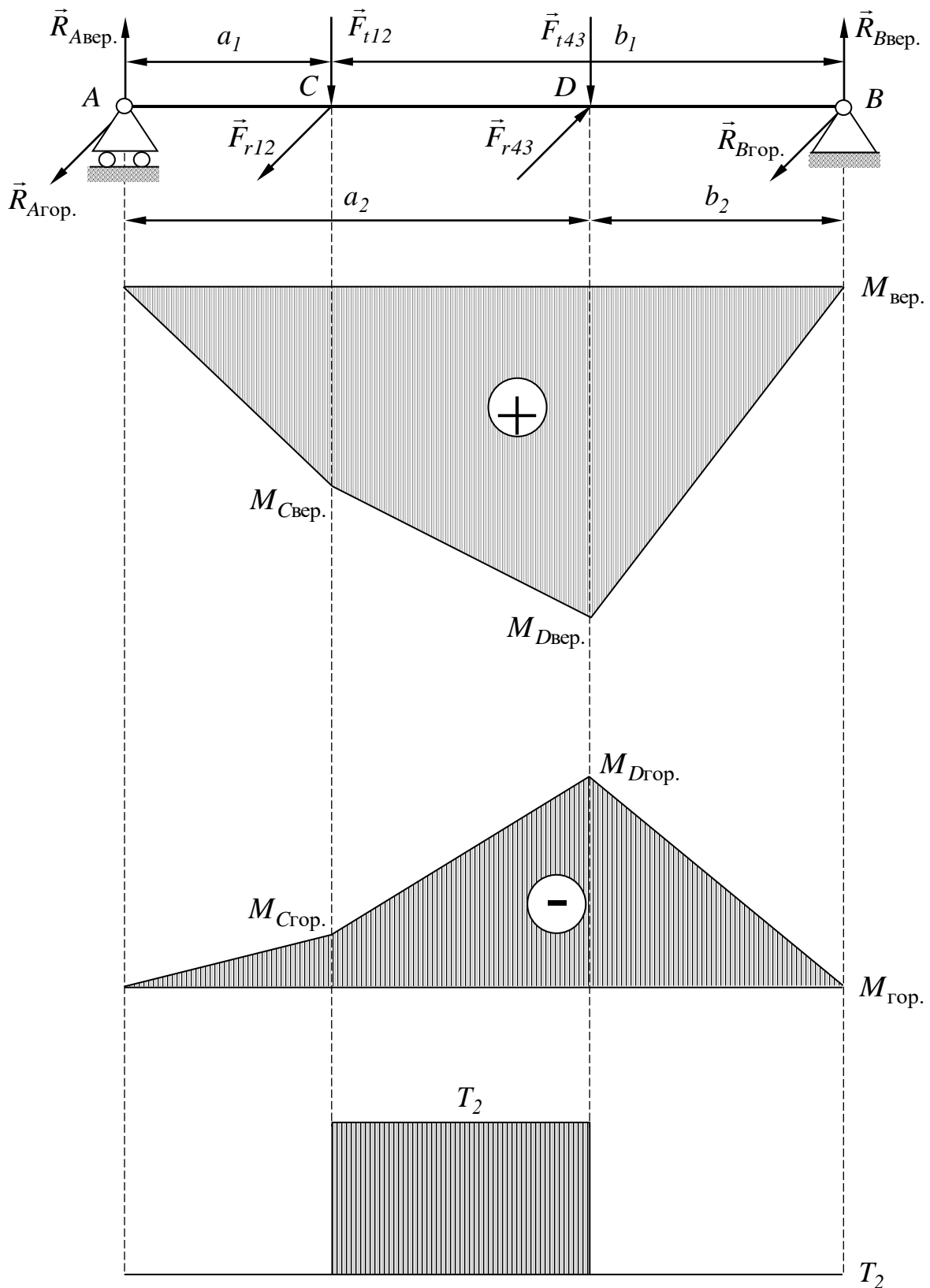


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема вала та епюри силових факторів

Зведений момент у розрахунковому перерізі визначаємо з використанням теорії міцності найбільших дотичних напружень [4], Н·м,

$$M_{зв.} = \sqrt{M_{Двер.}^2 + M_{Дгор.}^2 + T_2^2} .$$

Еквівалентне напруження, МПа,

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

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 за умови $\sigma \leq [\sigma]$.

Якщо умова міцності не забезпечена, потрібно виконати перерахунок, а саме зменшити l_1 або збільшити прийняте значення d (згідно з рядом R_a40).

2.6 Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала

Визначаємо для вибраного підшипника моторесурс, млн обертів, для більш навантаженої правої опори вала:

$$L = (C / P_{екв})^p ,$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника (обираємо з додатка **Б**);

$P_{екв}$ – еквівалентне навантаження;

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

Еквівалентне навантаження для радіальних підшипників, Н,

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

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

$$F_r = \sqrt{R_{Ввер.}^2 + R_{Вгор.}^2} , \quad F_a = 0 ;$$

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження (при $F_a = 0$, $X = 1$, $Y = 0$ [3]);

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

K_{σ} – коефіцієнт безпеки, величина якого залежить від характеру навантаження (за рекомендаціями для машин короточасної експлуатації з підвищеними вимогами відносно надійності [3] приймаємо $K_{\sigma} = 1,2$);

K_m – коефіцієнт, що враховує вплив робочої температури на довговічність підшипника (для сталі ШХ15 за температури до $100^{\circ}C$, $K_m = 1$).

Ресурс підшипника, год,

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} .$$

Переходимо до розрахунку шпонкового з'єднання проміжного вала. Переріз шпонки $b \times h$ залежить від діаметра обраного вала, обираємо з додатка **B** (де b – ширина шпонки, а h – її висота).

З умови контактної міцності визначаємо робочу довжину шпонки, м,:

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

звідки

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

де $[\sigma_{зм.}]$ – допустиме напруження. Відповідно до рекомендацій [3, 4] приймаємо $[\sigma_{зм.}] = 100 \text{ МПа}$.

З додатка **B** приймаємо стандартне значення довжини шпонки $l_{шп.}$ [мм], яка не має перевищувати вибране значення ширини другого зубчастого колеса.

Шпонковий паз на валу нарізаємо на відстані від шестірні 3, мм,

$$\frac{b_{к2} - l_{шп.}}{2}.$$

2.7 Конструювання окремих деталей привода

У рамках останнього розділу контрольної роботи виконуємо конструювання окремих деталей привода [5], а саме проміжного другого вала-шестірні редуктора та другого зубчастого колеса. За викладеними результатами конструювання робимо їхні робочі креслення на форматах А3 (додатки **E** та **Ж**).

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 зубчасте колесо 2 (за схемою механізму стрілочного привода).

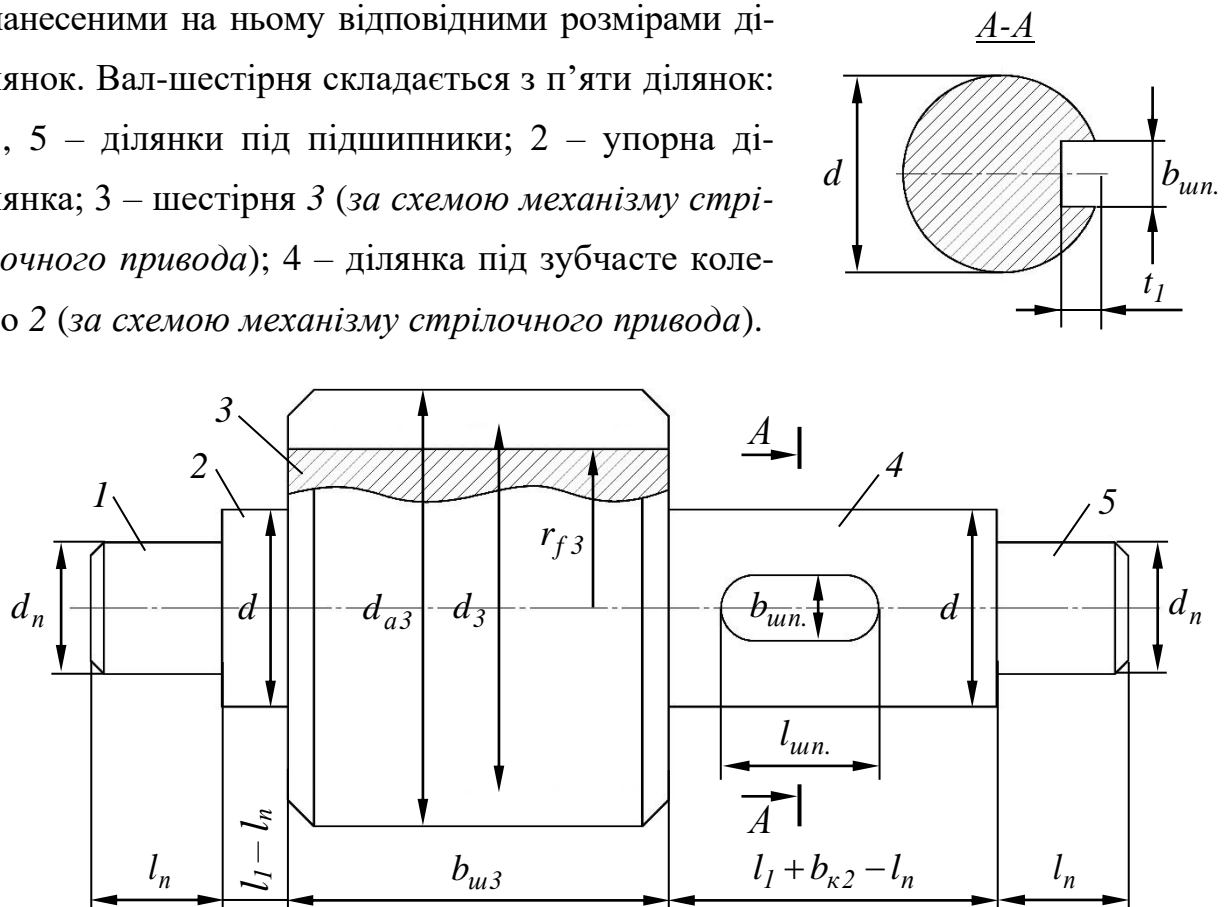


Рисунок 2.4 – Вал-шестірня

До основних розмірів ділянок вала-шестірні належать їхні діаметри (*радіуси*) і довжини, які було отримано за наведеними вище розрахунками, отже, d_n , l_n , d , $l_1 - l_n$, d_{a3} , $d_3 = 2r_3$, $r_{f3} = \frac{d_{f3}}{2}$, $b_{ш3}$, $l_1 + b_{к2} - l_n$. Розміри шпонкового паза вибирають із додатка **B** залежно від діаметра d відповідної ділянки вала-шестірні: ширина шпонкового паза $b_{шн.}$, глибина паза t_1 , довжина $l_{шн.}$.

На рисунку 2.5 зображено зубчасте колесо 2, для якого основні розміри складають d_{a2} , d_{f2} , $d_2 = 2r_2$, $b_{к2}$. Глибину паза маточини t_2 вибирають з додатка **B**.

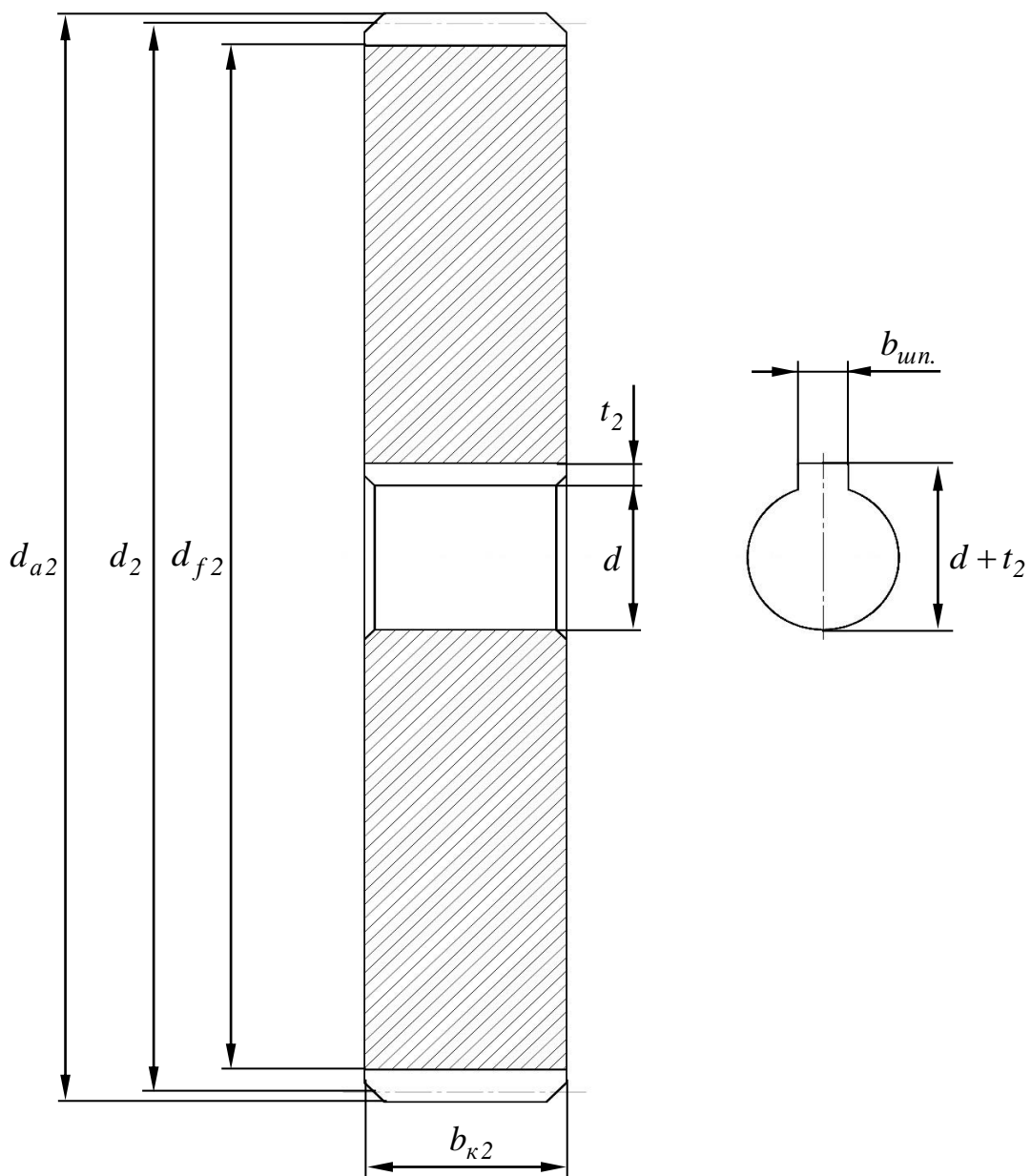


Рисунок 2.5 – Зубчасте колесо

Список літератури

- 1 Бойнік А. Б., Загарій Г. І. Діагностування пристроїв залізничної автоматики та агрегатів рухомих одиниць: підручник. Харків: Нове слово, 2008. 304 с.
- 2 Технічна механіка / О. О. Ердеді, І. В. Аникін, Ю. О. Медведєв, О. С. Чуйков. Київ: Вища школа. Головне вид-во, 1983. 368 с.
- 3 Заблонський К. І. Деталі машин. Одеса: АстроПринт, 1999. 404 с.
- 4 Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів: підручник. Київ: Вища школа, 1993. 665 с.
- 5 Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів: Афіша, 2003. 560 с.

ДОДАТОК А

Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму

Таблиця А.1 – Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного струму

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

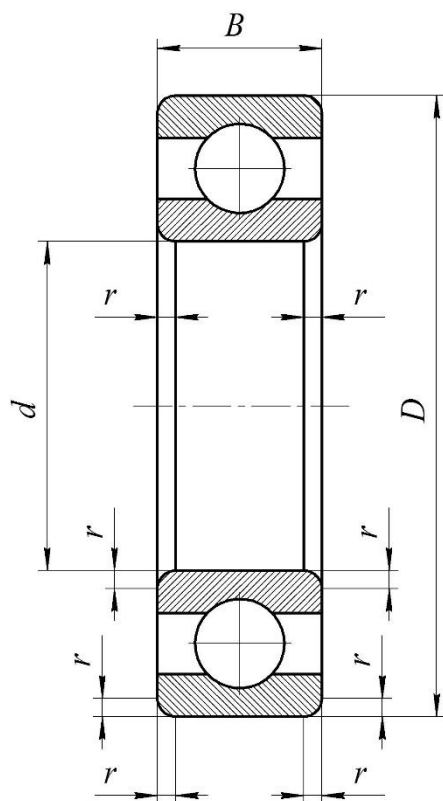
Таблиця А.2 – Номінальні параметри стрілочних електродвигунів змінного струму

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

ДОДАТОК Б

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;

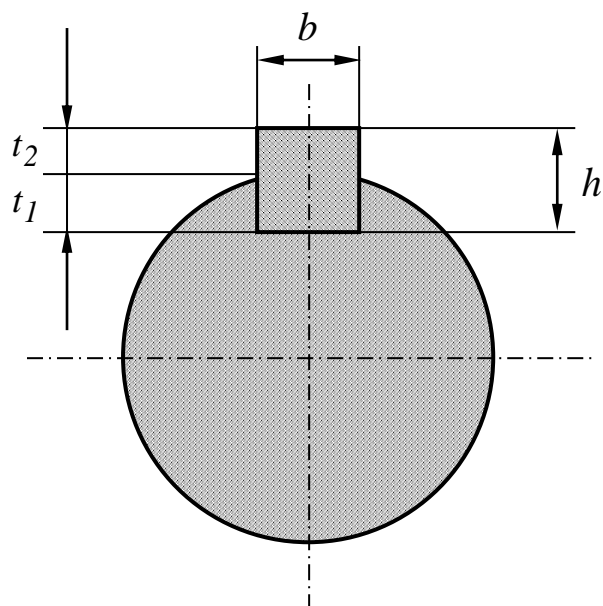
r – номінальна координата монтажної фаски

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 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 контрольної роботи

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

КОНТРОЛЬНА РОБОТА

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

КР ПС – 2180 – 0,15 – 74.00 ПЗ

Студента II курсу 101 групи
спеціальності **275** «Транспортні технології»
освітня програма «Митний контроль на транспорті»

_____ С. Г. Кулішов
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник: канд. техн. наук, доцент

_____ О. А. Логвіненко
(підпис) (ініціали та прізвище)

Національна шкала: _____

Кількість балів: Оцінка ECTS

м. Харків – 2024 рік

ДОДАТОК Д

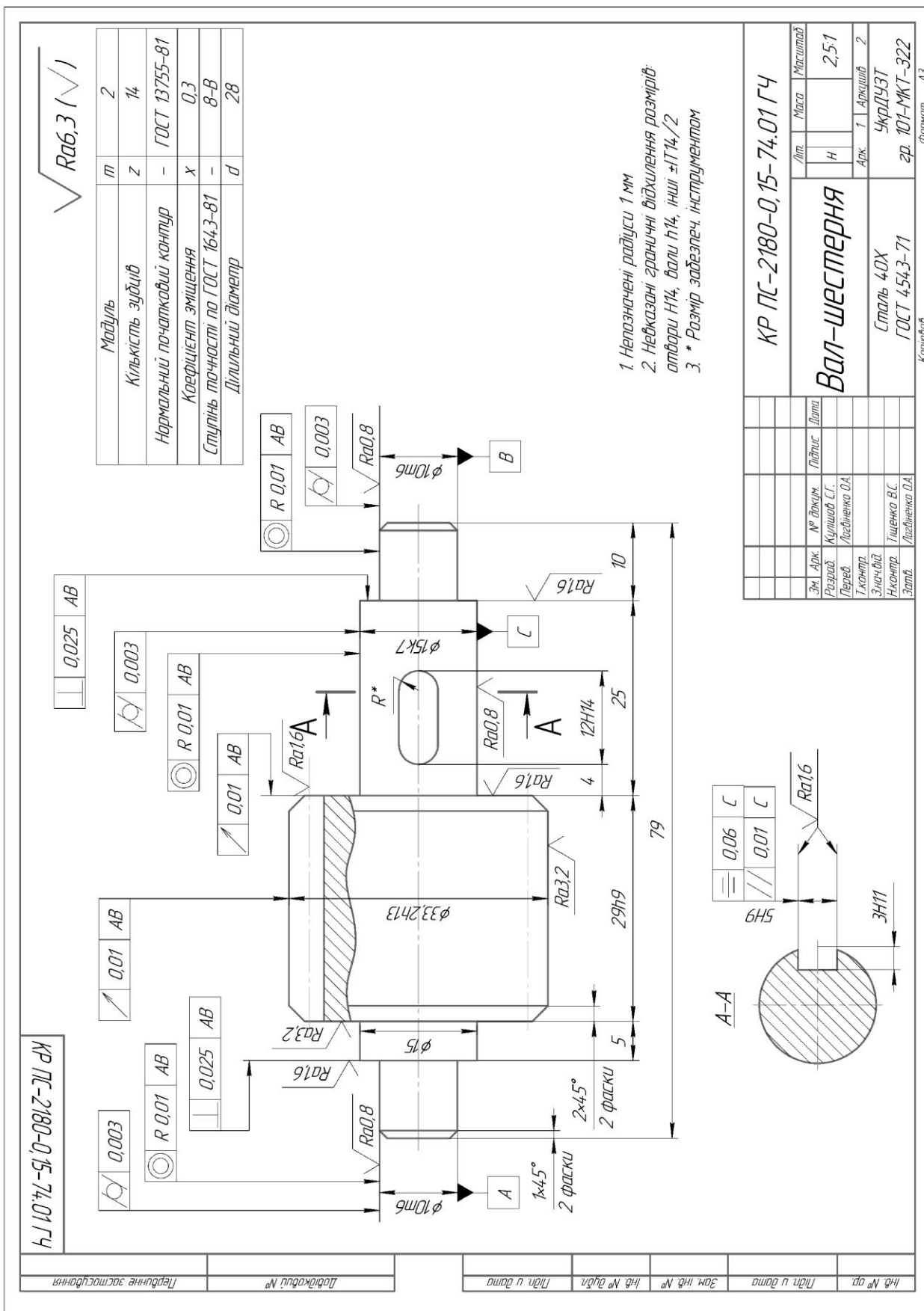
Приклад оформлення змісту

Зміст				
Вступ.....		3		
1 Вихідні дані.....		4		
2 Загальна будова і призначення стрілочного електропривода		5		
3 Вибір електродвигуна.....		6		
4 Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму.....		7		
5 Визначення основних розмірів зубчастих коліс.....		9		
6 Конструювання другого проміжного вала.....		10		
7 Перевірочний розрахунок другого проміжного вала.....		12		
8 Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала.....		15		
9 Конструювання окремих деталей привода.....		17		
Список літератури.....		18		
		20		

					<i>КР ПС – 2180 – 0,15 – 74.00 ПЗ</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Проектування передавального механізму стрілочного привода</i>	Літ	Аркуш	Арк-в
Розроб.	Кулішов С. Г.					2	20	
Перевір.	Логвіненко О. А.							
Н. контр.	Тіщенко В. С.					<i>УкрДУЗТ гр. 101-МКТ-322</i>		
Затв.	Логвіненко О. А.							

ДОДАТОК Е

Робоче креслення другого проміжного вала-шестірни



ДОДАТОК Ж

Робоче креслення другого зубчастого колеса

$\sqrt{Ra6,3}$ (∇)

Модуль	m	1.5
Кількість зубців	z	74
Нормальний початковий контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	x	- 0.3
Ступінь точності по ГОСТ 1643-81	-	8-B
Діалічний діаметр	d	111

1. Невказані граничні відхилення розмірів отвори Н14, дали h14
 2. Гострі краї прокинути

КР ПС-2180-0,15-74,02 ГЧ

Колесо зубчасте

Сталь 35
ГОСТ 1050-88

КР ПС-2180-0,15-74,02 ГЧ

Зам. № ар.	№ док-м.	Підпис.	Дата.
Розроб.	Курсов. С.Г.		
Перев.	Людмила О.А.		
І контр.			
З-нач.б/д			
Нормир.	Щенко В.С.		
Затв.	Людмила О.А.		

Формат А3

КР ПС-2180-0,15-74,02 ГЧ

Лист у дано	Зам. № №	№ № ар.	№ № ар.	Лист у дано	Лист у дано
Лист № ар.	Лист № ар.	Лист № ар.	Лист № ар.	Лист № ар.	Лист № ар.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання контрольної роботи з дисципліни

«ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА»

Редактор Ібрагімова Н. В.

Відповідальний за випуск Логвіненко О. А.

Підписано до друку 12.04.2024 р.

Умовн. друк. арк. 2,0. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.