

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра „Механіка і проектування машин”**

**ЗАВДАННЯ**

**та методичні рекомендації  
до виконання курсової роботи з дисципліни**

***„ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА ТА ОСНОВИ  
КОНСТРУЮВАННЯ”***

**Харків - 2009**

Методичні рекомендації розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Механіка та проектування машин” 24 грудня 2007 р., протокол № 5.

Рекомендуються для студентів всіх форм навчання факультету „Автоматика, телемеханіка та зв’язок”.

Укладачі:

проф. В.І. Мороз,  
доц. В.І. Іщенко,  
старш. викл. О.С. Шуліка

Рецензент

доц. М.О. Мороко

ЗАВДАННЯ  
та методичні рекомендації  
до виконання курсової роботи з дисципліни  
„Прикладна механіка та основи конструювання”

Відповідальний за випуск Іщенко В.І.

Редактор Буранова Н.В.

---

Підписано до друку 11.03..08 р.  
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.  
Умовн.-друк.арк. 1,75. Обл.-вид.арк. 2,0.  
Замовлення № Тираж 300 Ціна

---

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.  
Друкарня УкрДАЗТу,  
61050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7

## ЗМІСТ

Вступ .....	4
Загальна будова та призначення стрілочного електропривода ...	5
Методичні вказівки до виконання курсової роботи .....	8
Список літератури .....	21
Додаток А Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки .....	22
Додаток Б Приклад оформлення змісту пояснювальної записки .....	23
Додаток В Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму .....	24
Додаток Г Робоче креслення другого проміжного вала .....	25
Додаток Д Робоче креслення другого зубчастого колеса .....	26
Додаток Е Шарикопідшипники радіальні однорядні (легка серія) .....	27
Додаток Ж Шпонки призматичні .....	28

## ВСТУП

Навчальними планами для студентів спеціальності „Автоматика та автоматизація на транспорті” передбачено вивчення на другому і третьому курсах дисципліни «Прикладна механіка та основи конструювання».

Типова та робоча програми з цієї дисципліни передбачають, поряд з вивченням теоретичного курсу, виконання курсової роботи з метою ознайомлення і застосування на практиці сучасних методів проведення проектувальних розрахунків, розроблення і оформлення конструкторської документації.

Запропонована методична розробка містить завдання та методичні рекомендації до самостійного виконання курсової роботи з прикладної механіки та основ конструювання студентами зазначеної спеціальності. Завдання базується на типовому об'єкті залізничного транспорту – стрілочному переводі.

Кожний студент виконує індивідуальну курсову роботу. Приклади оформлення титульного аркуша і змісту пояснювальної записки наведено у додатках А і Б. Вихідні дані студенти денної форми навчання обирають за вказівкою викладача, а заочної форми – самостійно, відповідно до свого навчального шифру: за останньою цифрою шифру обирається номер колонки з вихідними даними в таблиці 1, за передостанньою – в таблиці 2.

## ЗАГАЛЬНА БУДОВА ТА ПРИЗНАЧЕННЯ СТРІЛОЧНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА

Стрілочні електроприводи призначені для переведення, замикання та контролю стану залізничних стрілок. Вони застосовуються у пристроях електричної централізації, які широко використовуються на залізницях. Керування приводом у системі електричної централізації здійснюється зі стаціонарного диспетчерського поста.

За часом переведення стрілок приводи розподіляються на приводи з нормальним переведенням (2 ... 7 с) та швидкодіючі (до 1 с). Швидкодіючі приводи використовуються на сортувальних гірках і коліях маневрових станцій.

Незалежно від типу та серії кожний 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). Обертання вала електродвигуна 9 передається через муфту вхідному валу редуктора 10 і потім через дві зубчасті пари  $z_1, z_2$  та  $z_3, z_4$  корпусу фрикціона 11. З корпусом фрикціону жорстко зв'язані рухомі диски, до яких пружинами притискуються нерухомі диски, жорстко зв'язані з валом – шестірнею 5. Обертання колеса 4 передається вал-шестірні 5 через фрикційне зчеплення. Вал-шестірня 5 повертає колесо 6, яке через фігурну шайбу 12 і упор 13 передає рух головному валу шестірні 7 і шиберу 8.

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 менший моменту 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.

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 дозволяє, використовуючи один і той самий двигун, забезпечувати прискорене переведення легких стрілок у маневрових районах і повільне переведення важких стрілок на головних коліях станцій.

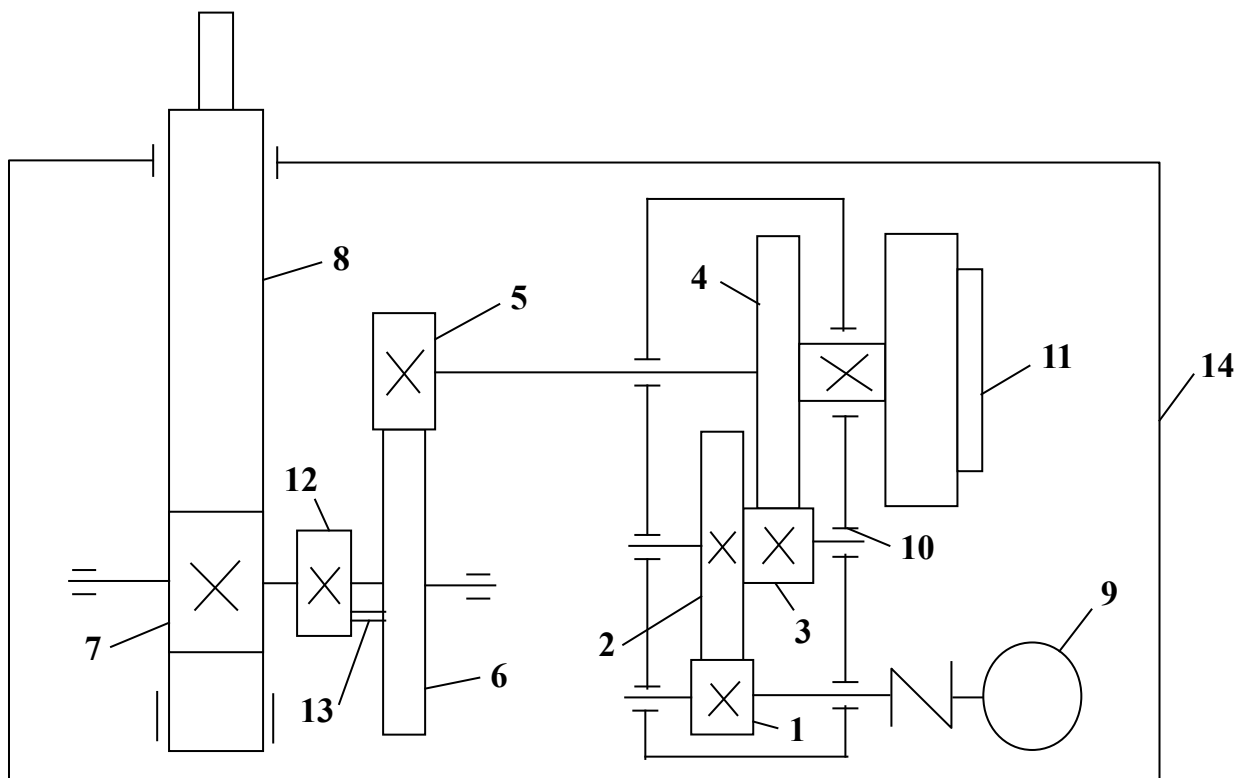


Рисунок 1 – Схема механізму стрілочного електропривода

У електродвигунів змінного струму характеристики близькі до

потрібних – мають трифазний асинхронний двигун з короткозамкненим 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 В.

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.

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 робоче креслення другого проміжного вала та зубчастого колеса 2 на форматі А3 [додатки Г, Д].

Індивідуальні вихідні дані для розрахунків наведено в таблицях 1 та 2.

Таблиця 1

Вихідні дані	Остання цифра шифру				
	1	2	3	4	5
$F_{ш}, Н$	<b>1050</b>	<b>1850</b>	<b>1800</b>	<b>1550</b>	<b>1700</b>
$V_{ш}, м/с$	<b>0,078</b>	<b>0,044</b>	<b>0,075</b>	<b>0,088</b>	<b>0,065</b>

Продовження таблиці 1

Вихідні дані	Остання цифра шифру				
	6	7	8	9	0
$F_{ш}, Н$	<b>3750</b>	<b>1850</b>	<b>1800</b>	<b>1550</b>	<b>1700</b>
$V_{ш}, м/с$	<b>0,044</b>	<b>0,044</b>	<b>0,075</b>	<b>0,088</b>	<b>0,065</b>

Таблиця 2

Вихідні	Передостання цифра шифру
---------	--------------------------

дані	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**  $z_7 = 10$ ,  $m_{12} = 1,5 \text{ мм}$ ,  $m_{34} = 2 \text{ мм}$ ,  $m_{56} = 3 \text{ мм}$ ,  $m_7 = 7 \text{ мм}$ ,  
 $S_{ш} = 154 \pm 2 \text{ мм}$ .

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Проектування передавального механізму стрілочного привода починається з вибору електродвигуна. Його потужність визначається за заданими зусиллями на шибєрі  $F_{ш}$  і швидкостями переміщення шибєру  $V_{ш}$

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

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

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

де  $\eta_1$ ,  $\eta_2$ ,  $\eta_3$  – ККД зубчастих 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).

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

Частоту обертання електродвигуна визначаємо за заданими швидкістю переміщення шибєра та параметрами передавального механізму (кількістю зубців зубчастих коліс та радіусом ділільного кола шибєрної шестірні).



Кутова швидкість головного вала

$$\omega_7 = \frac{V_{ш}}{r_7},$$

де  $r_7$  – радіус ділительного кола шиберної шестірні;

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

Частота обертання головного (вихідного) вала стрілочного привода

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

Частота обертання вала двигуна

$$n_{дв} = n_7 \cdot u_{заг.},$$

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

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

де  $u_{12}$ ,  $u_{34}$ ,  $u_{56}$  – передавальні числа кожного ступеня визначаються через кількість зубців зубчастих коліс;

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{34} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{56} = \frac{z_6}{z_5}.$$

За отриманими значеннями  $P$  і  $n_{дв}$  підбираємо електродвигун з числа наведених у додатку А.

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

Число обертів першого колеса

$$n_1 = n_{дв}.$$

Число обертів другого та третього зубчастих коліс, розташованих на одному валу, однакові і дорівнюють

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

Аналогічно розраховуємо число обертів на інших валах

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

Кутова швидкість шиберної шестірні

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

Максимальна швидкість шибера

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

Середня швидкість переміщення шибера

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

Час спрацьовування стрілочного електропривода

$$t = \frac{S_u}{V_{\text{сеп.}}}.$$

Визначаємо крутні моменти:

- на валу електродвигуна

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

де  $P$  – потужність обраного електродвигуна,  $\text{кВт}$ ;

- на другому проміжному валу

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

- на валу фрикціона

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

- на вихідному валу

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

Момент тертя в запобіжній фрикційній муфті

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

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

Зусилля на шибері

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

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

Радіус ділительного кола колеса

$$r = \frac{m \cdot z}{2},$$

де  $m$  – модуль зачеплення;

$z$  – кількість зубців зубчастого колеса.

Ширина зубчастих коліс визначається за обраною відносною шириною шестірні

$$\psi_{bd} = \frac{b_{ш}}{d_{ш}}$$

та колеса

$$\psi_{ba} = \frac{b_{к}}{a},$$

де  $b_{ш}$ ,  $d_{ш}$  – ширина та діаметр ділильного кола шестірні;  
 $b_{к}$  – ширина зубчастого колеса;  
 $a$  – міжосьова відстань пари зубчастих коліс.

Відповідно до рекомендацій [2, табл. 8.4] 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  $\psi_{bd}$  за формулою

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} \cdot (u + 1),$$

де  $u$  – передаточне число ступеня, що розглядається.

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

Далі за відомою відносною шириною визначаємо дійсні значення ширини шестірень та коліс

$$b_{ш} = \psi_{bd} \cdot d_{ш}; \quad b_{к} = \psi_{ba} \cdot a.$$

При остаточному визначенні розмірів приймаємо ширину шестірні на  $2 \div 6$  мм більше ширини колеса.

Визначаємо діаметри кола вершин і западин зубчастих коліс 2 і шестірні 3. Приймаємо рівнозміщену передачу з коефіцієнтом зміщення  $x = 0,3$ . При цьому колесо має від'ємне зміщення, а шестірня – додатне.

Діаметр кола вершин визначається за формулою

$$d_a = m \cdot (z + 2h_a^* + 2x),$$

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

## Діаметр кола западин

$$d_f = m \cdot (z - 2h_a^* - 2c^* + 2x),$$

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

Переходимо до розробки конструкції проміжного вала з визначенням його основних розмірів – проектувальний розрахунок вала. Вихідними даними для розв'язання цієї задачі є ширина зубчатої шестірні 3, колеса 2 і крутний момент  $T_2$ .

За умовами до конструювання відповідні ділянки вала (рисунок 2) з'єднуються з вихідним зубчастим колесом 2 і підшипниками кочення 1. Шестерня 3 виконана за однією ціле з валом. Це відповідає реальній конструкції проміжного вала. Проектувальний розрахунок передбачає визначення діаметра вала, діаметра підшипників і

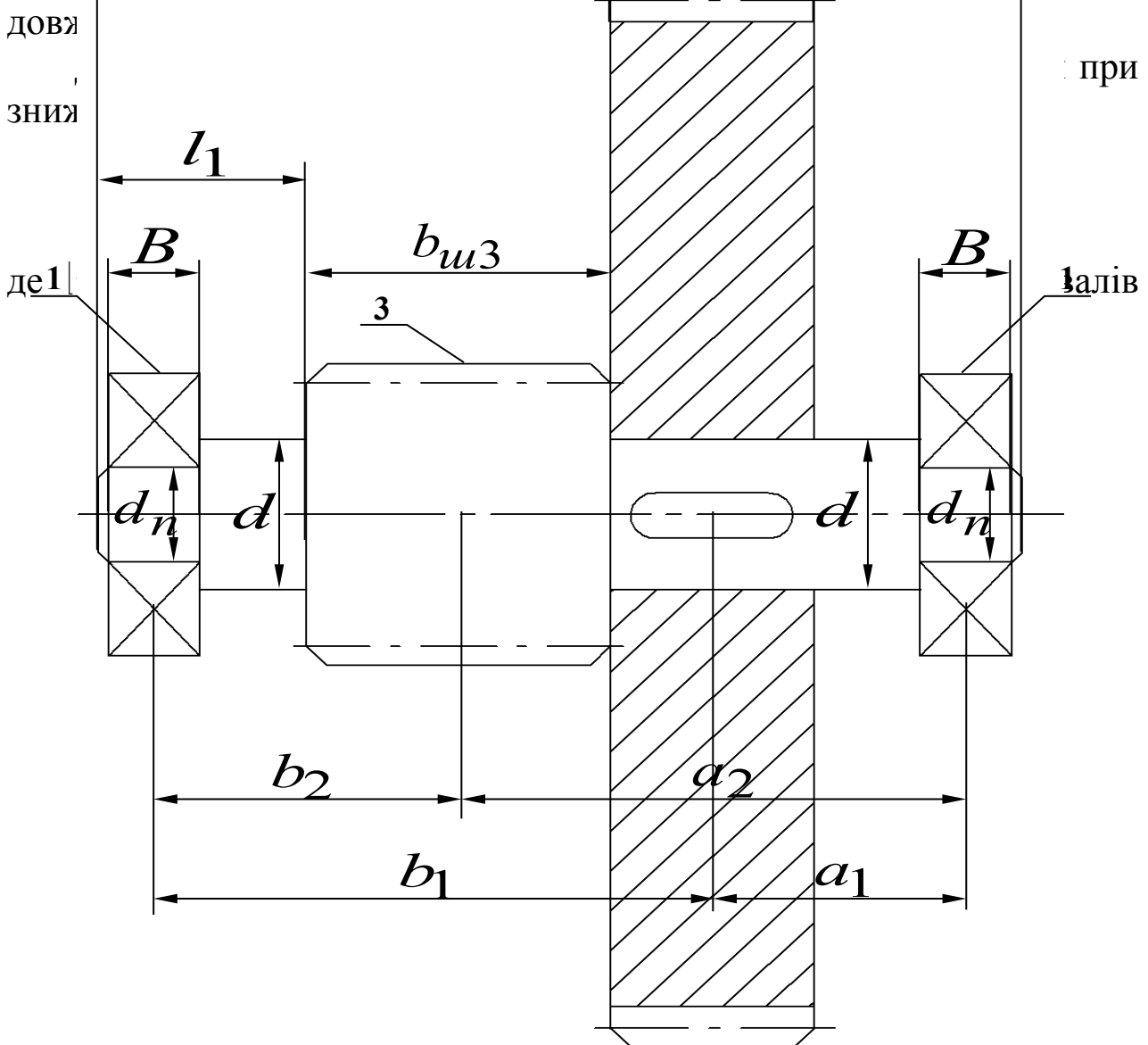


Рисунок 2 – Конструкція проміжного вала

Отриманий діаметр вала збільшуємо з урахуванням ослаблення шпонковим пазом.

Діаметр вала під підшипник, мм,

$$d_n = d - (4 \dots 8) \text{ .}$$

За визначеним діаметром підбираємо радіальний шариковий підшипник легкої серії з додатка Е, у якого ширина  $B$ .

Довжина ділянки вала під підшипник, мм,

$$l_n = B + f \text{ ,}$$

де  $f$  – фаска,  $f = 1 \text{ мм}$ .

Довжина ділянки валу  $l_1$ , мм,

$$l_1 = (1,0 \div 1,5)d \text{ .}$$

Повна довжина вала

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

Відстань між серединами колеса 2 і лівої опори вала

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

Відстань між серединами шестірні 3 і правої опори вала

$$b_2 = l_1 + \frac{b_{m3}}{2} - \left( \frac{B}{2} + f \right).$$

Відстань між серединами правої і лівої опор

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

Виконуємо перевірку статичної міцності другого проміжного вала з урахуванням деформацій згинання і кручення. Схема вала з основними розмірами та зусиллями у зачепленні зубчастих коліс зображена на рисунку 3.

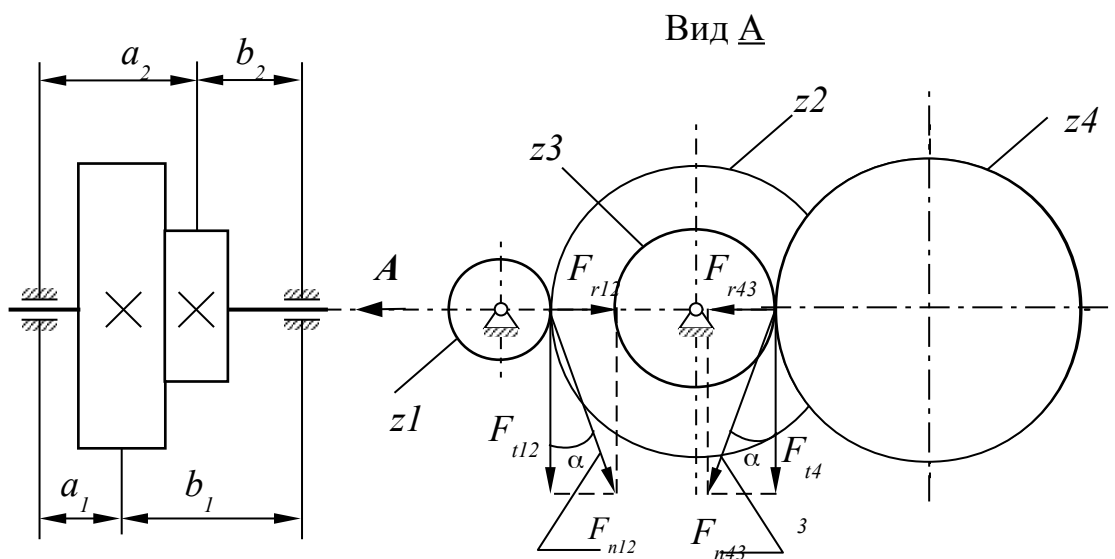


Рисунок 3 - Схема проміжного вала та зусиль у зачепленні зубчастих коліс

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

Колові зусилля

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

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

де  $d_2, d_3$  – відповідно діаметри ділільних кіл 2-го колеса і 3-ї шестірні.

Радіальні зусилля

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

$$F_{r43} = F_{t43} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Колові та радіальні зусилля переносимо на вісь проміжного вала. При перенесенні колових сил з ободів коліс 2, 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 4).

Реакції в опорах визначаємо з рівнянь рівноваги.

У вертикальній площині

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

звідки

$$R_{B\text{вер.}} = \frac{F_{t12} \cdot a_1 + F_{t43} \cdot a_2}{a_1 + b_1}.$$

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

звідки

$$R_{A\text{вер.}} = \frac{F_{t12} \cdot b_1 + F_{t43} \cdot b_2}{a_1 + b_1}.$$



У горизонтальній площині

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

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

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

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

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  $D$ .

$$M_{C\text{вер.}} = R_{A\text{вер.}} \cdot a_1;$$

$$M_{C\text{гор.}} = - R_{A\text{гор.}} \cdot a_1;$$

$$M_{D\text{вер.}} = R_{B\text{вер.}} \cdot b_2;$$

$$M_{D\text{гор.}} = - R_{B\text{гор.}} \cdot b_2.$$

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 4).

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

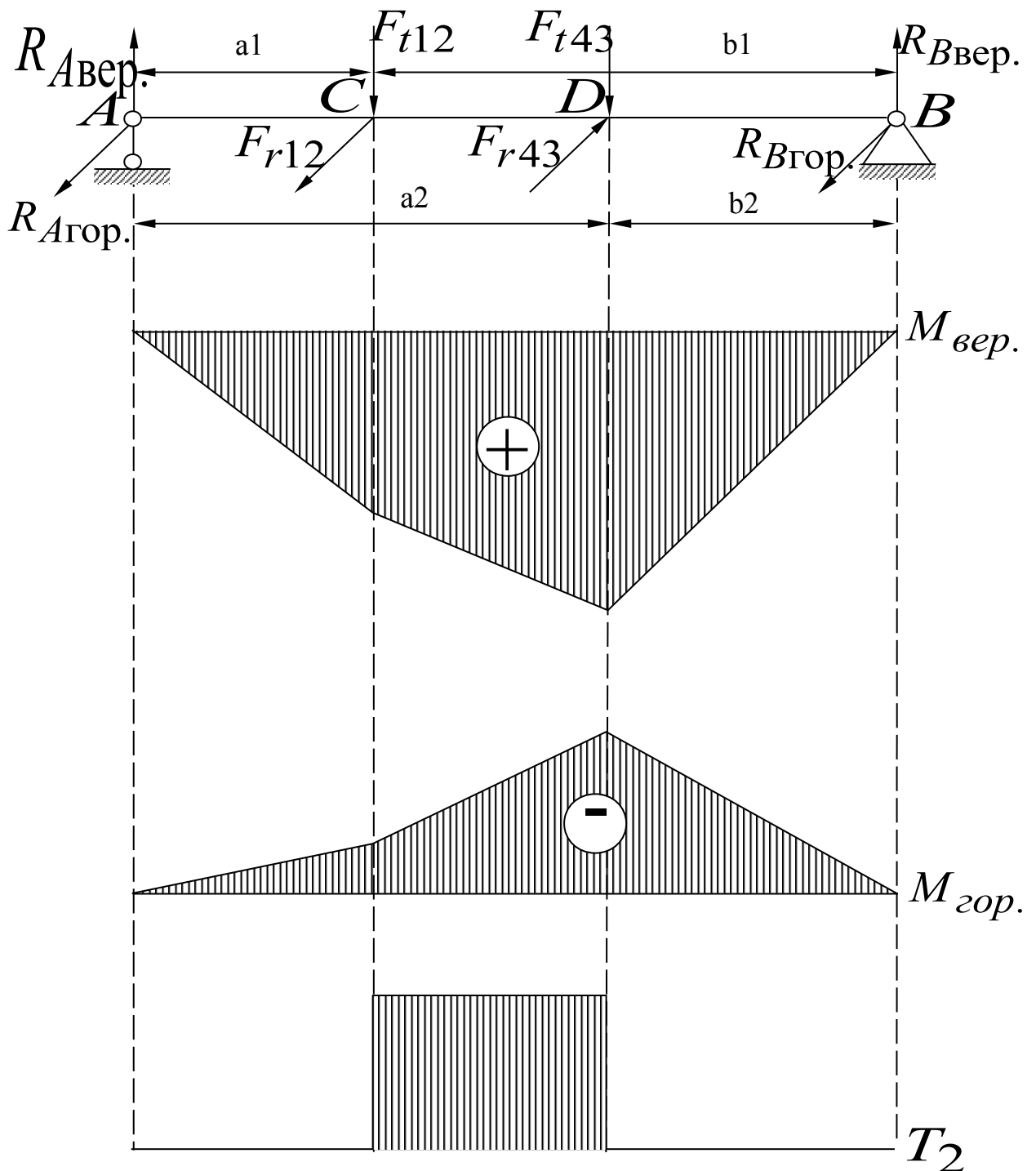
$$M_{\text{зв.}} = \sqrt{M_{D\text{вер.}}^2 + M_{D\text{гор.}}^2 + T_2^2}.$$

Визначаємо еквівалентне напруження

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

Якщо напруження не перевищує допустиме, то міцність вала забезпечена.

Раніше для опор другого проміжного вала був обраний підшипник з динамічною вантажопідйомністю  $C$ .



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

$$L = (C / P)^p,$$

де  $P$  – еквівалентне навантаження;

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

Еквівалентне навантаження для радіальних підшипників визначається за формулою

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_m,$$

де  $F_r$ ,  $F_a$  – радіальне та осьове навантаження на підшипник. У нашому випадку  $F_r = \sqrt{R_{\text{Ввер.}}^2 + R_{\text{Втор.}}^2}$ ;  $F_a = 0$ ;

$X$ ,  $Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження (при  $F_a = 0$ ,  $X = 1$ ,  $Y = 0$ );

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

$K_\sigma$  – коефіцієнт безпеки, величина якого залежить від характеру навантаження (відповідно до рекомендацій для машин короткочасної експлуатації з підвищеними вимогами відносно надійності [2, табл. 16.3] приймаємо  $K_\sigma = 1,2$ );

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

Ресурс підшипника у годинах

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

Переходимо до розрахунку шпонкового з'єднання проміжного вала. Переріз шпонки  $b \times h$  залежить від діаметра обраного вала, обираємо відповідно до додатка Ж.

Робочу довжину шпонки отримаємо з умов контактної міцності

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

звідки

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

де  $[\sigma_{зм.}]$  – допустиме напруження. Відповідно до рекомендацій [2, с. 78] приймаємо  $[\sigma_{зм.}] = 100 \text{ МПа}$ .

Отриману довжину округляємо до ближнього стандартного значення довжини шпонки.

Шпонковий паз на валу нарізаємо на відстані від шестерні 3

$$\frac{b_{к2} - l}{2}$$

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Заблонский К.И. и др. Прикладная механика. – К.: Вища школа, 1984. – 280 с.
- 2 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
- 3 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин: Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
- 4 Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. – М.: Высшая школа, 1986. – 245 с.
- 5 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю (нормативних документів) у студентській навчальній звітності /

Текстова частина (пояснювальна записка). – Харків: УкрДАЗТ, 2004. - 38 с.

6 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю у студентській навчальній звітності / Графічні конструкторські документи. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. - 34 с.

### ДОДАТОК А

#### Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки

Міністерство транспорту та зв'язку України  
Українська державна академія залізничного транспорту

Кафедра “Механіка і проектування машин”

### ДОСЛІДЖЕННЯ І ПРОЕКТУВАННЯ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ СТРІЛОЧНОГО ПРИВОДА

Пояснювальна записка та розрахунки до курсової роботи  
з дисципліни «Прикладна механіка»

ПС – 1450 – 0,095 – 00.000 ПЗ

Керівник роботи доцент

\_\_\_\_\_ В.І. Іщенко  
20.12.2009 р.

Розробила студентка  
групи 6-II-AT

\_\_\_\_\_ Т.О. Смородько  
15.12.2009р.

Харків 2009

## ДОДАТОК Б

### Приклад оформлення змісту пояснювальної записки

#### Зміст

Вступ.....

Вихідні дані.....

Основне призначення та загальна будова стрілочного привода.....

Вибір електродвигуна.....

Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму.....

Визначення основних розмірів зубчастих коліс.....

Конструювання другого проміжного вала.....

Перевірний розрахунок другого проміжного вала.....

Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання.....

Список літератури.....

3

4

					<i>ПС – 1450 – 0,095 – 00.00 ПЗ</i>			
					4			
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата	Проектування передавального механізму стрілочного привода	Літ	Аркуш	Арк-в
Розроб.	Смородько						2	21
Перевір.	Іщенко							
Н. контр.								
Затв.								

**ДОДАТОК В****Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного і змінного струму**

Таблиця В.1 - Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного струму

Тип двигуна	Напруга, <i>B</i>	Потужність, <i>Bm</i>	Частота обертання, $xc^{-1}$
МСП – 0,1	100/160	150	1500
МСП – 0,15	110/160	150	850
МСП – 0,25	100/160	250	1700
МСП – 0,25	30	250	1460

Таблиця В.2 - Номінальні параметри стрілочних електродвигунів змінного струму

Тип двигуна	Напруга, <i>B</i>	Потужність, <i>Bm</i>	Частота обертання, $xc^{-1}$
МСТ – 0,25	220/127	200	1250
МСТ – 0,3	190/110	300	850

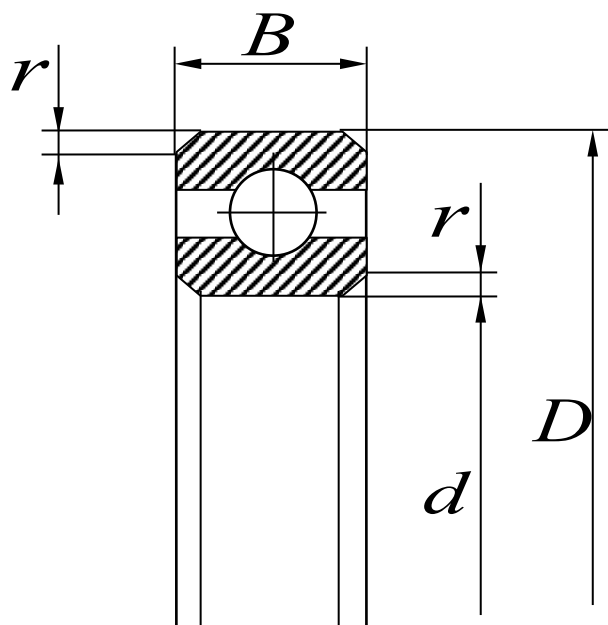






## ДОДАТОК Е

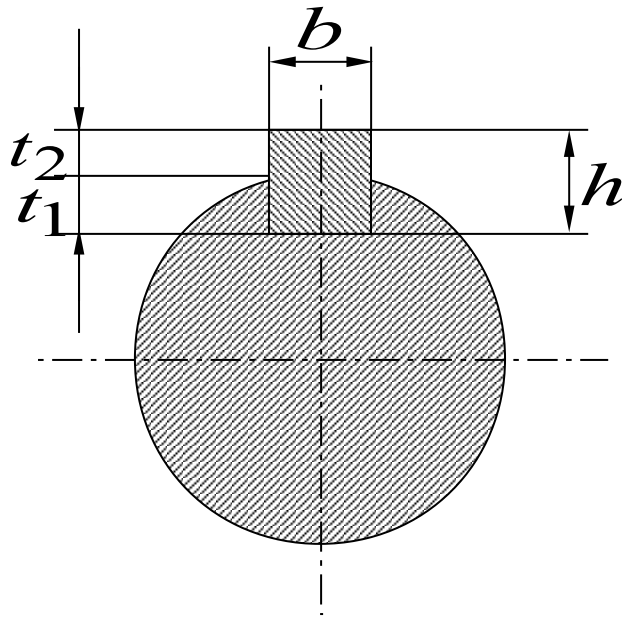
### Шарикопідшипники радіальні однорядні (легка серія)



Позна- чення	Розміри, мм				Вантажопідйомість, $H$	
	$d$	$D$	$B$	$r$	$C$	$C_0$
<b>200</b>	10	30	9	1	5900	2650
<b>201</b>	12	32	10	1	6890	3100
<b>202</b>	15	35	11	1	7800	3550
<b>203</b>	17	40	12	1	9560	4500
<b>204</b>	20	47	14	1,5	12700	6200

## ДОДАТОК Ж

### Шпонки призматичні



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	16-80
22-30	8	7	4	3,3	18-90

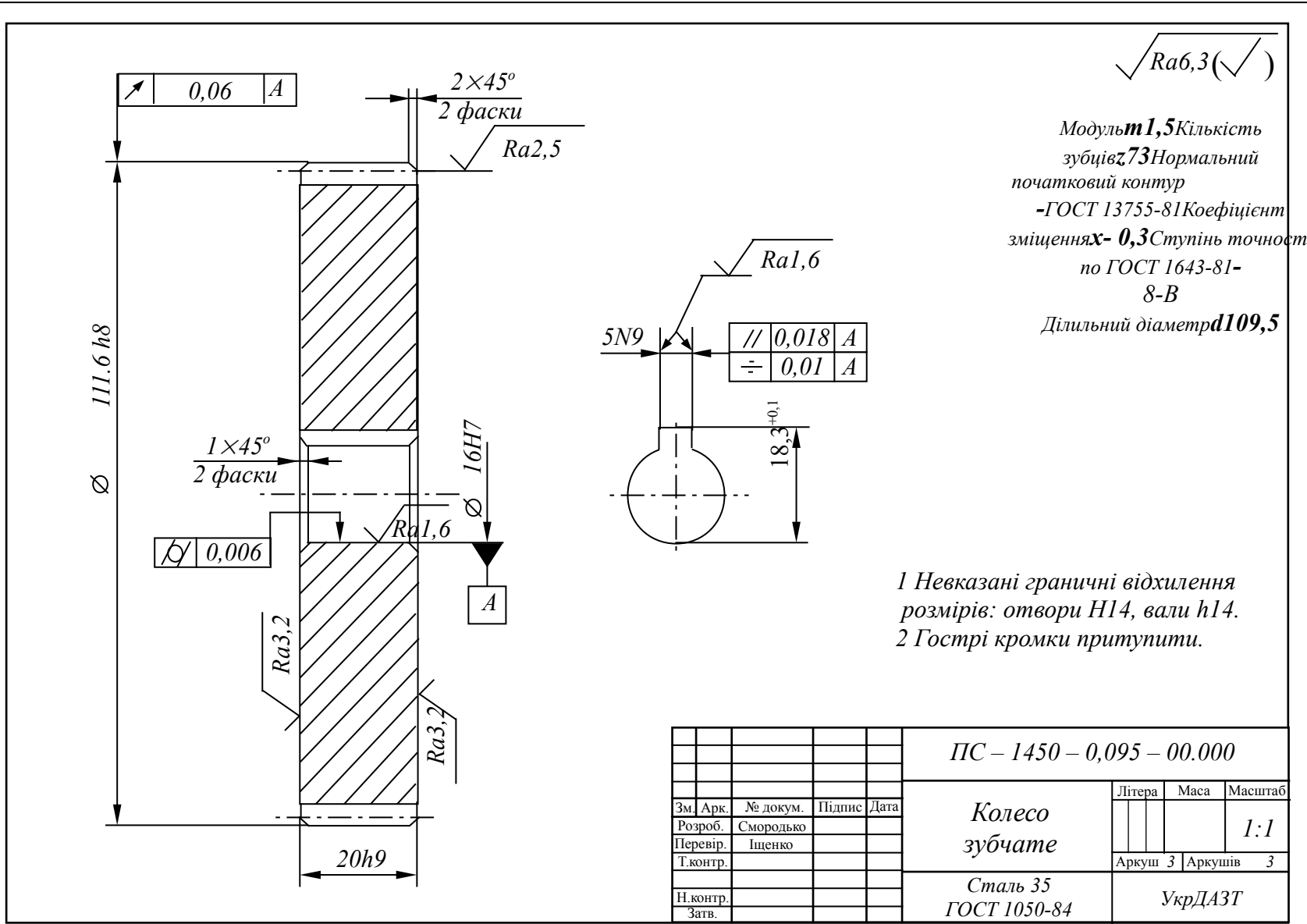
Стандартні довжини 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32... мм











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

Модуль ***m*1,5** Кількість  
 зубців ***z*73** Нормальний  
 початковий контур  
 -ГОСТ 13755-81 Коефіцієнт  
 зміщення ***x*-0,3** Ступінь точності  
 по ГОСТ 1643-81-  
 8-В  
 Дільний діаметр ***d*109,5**

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

				ПС – 1450 – 0,095 – 00.000			
Зм. Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Колесо зубчате	Літера	Маса	Масштаб
Розроб.	Смородько						1:1
Перевір.	Щенко				Аркуш 3	Аркушів 3	
Т.контр.							
Н.контр.				Сталь 35	УкрДАЗТ		
Затв.				ГОСТ 1050-84			

ДОДАТОК Д  
 Робоче креслення другого зубчастого колеса