

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Механіка і проектування машин”

ЗАВДАННЯ

**та методичні рекомендації
до виконання курсового проекту з дисципліни
«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»**

Харків – 2010

Методичні рекомендації розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Механіка та проектування

машин” 25 листопада 2008 р., протокол № 3.

Призначено для студентів спеціальностей «Електричний транспорт» і «Електричні системи та комплекси транспортних засобів» усіх форм і строків навчання.

Укладачі:

доценти В.В. Захарченко,
В.В. Ліньков,
асист. В.С. Тіщенко

Рецензент

доц. В.І. Іщенко

ЗАВДАННЯ

та методичні рекомендації
до виконання курсового проекту з дисципліни
«Прикладна механіка»

Відповідальний за випуск Ліньков В.В.

Редактор Буранова Н.В.

Підписано до друку 16.03.09 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 2,0. Обл.-вид.арк. 2,25.
Замовлення № Тираж 300. Ціна

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

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ

Кафедра “Механіка і проектування машин”

**Завдання та методичні рекомендації
до виконання курсового проекту з дисципліни «Прикладна
механіка»**

Харків 2010

Методичні рекомендації розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Механіка та проектування машин” 25 листопада 2008 р., протокол № 3.

Призначено для студентів спеціальностей «Електричний транспорт» і «Електричні системи та комплекси транспортних засобів» усіх форм і строків навчання.

Укладачі:

доценти В.В. Захарченко,
В.В. Ліньков,
асист. В.С. Тіщенко

Рецензент

доц. В.І. Іщенко

ЗМІСТ

	Вступ	4
1	Вихідні дані	5
2	Основне призначення та загальна будова стрілочного привода	6
3	Вибір електродвигуна	8
4	Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму	11
5	Визначення основних розмірів зубчастих коліс	14
6	Конструювання другого проміжного вала	17
6.1	Проектувальний розрахунок другого проміжного вала	17
6.2	Перевірний розрахунок другого проміжного вала ..	21
7	Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала	26
8	Побудування схеми евольвентного зачеплення	29
	Список літератури	31
	Додаток А Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки	32
	Додаток Б Приклад оформлення змісту пояснювальної записки	33
	Додаток В Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму	34
	Додаток Г Шарикопідшипники радіальні однорядні (легка серія)	35
	Додаток Д Шпонки призматичні	36
	Додаток Е Робоче креслення другого проміжного вала	37
	Додаток Ж Робоче креслення зубчастого колеса ..	38
	Додаток К Приклад результатів розрахунку зубчастого зачеплення	39
	Додаток И Схема евольвентного зачеплення	40

ВСТУП

Навчальними планами підготовки фахівців із спеціальностей «Електричний транспорт» і «Електричні системи та комплекси транспортних засобів» передбачено вивчення студентами на другому та третьому курсах дисципліни «Прикладна механіка».

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

Запропоновані методичні рекомендації містять завдання та методичні вказівки до самостійного виконання курсового проекту з прикладної механіки студентами зазначених спеціальностей. Завдання базується на типовому об'єкті залізничного транспорту – стрілочному переводі.

Кожний студент виконує індивідуальний курсовий проект, окремі етапи якого передбачають проектування з використанням ЕОМ.

1 ВИХІДНІ ДАНІ

Початкові 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 початковими даними в таблиці 1, за передостанньою – в таблиці 2.

Таблиця 1

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_{ш}, H$	1050	1850	1800	1550	1700	3750	1850	1800	1550	1700
$V_{ш}, м/с$	0,078	0,044	0,075	0,088	0,065	0,044	0,044	0,075	0,088	0,065

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

Методичні поради до виконання курсової роботи з дисципліни «Технічна механіка» наведені нижче для таких початкових даних: $F_{ш} = 1450 \text{ Н}$, $V_{ш} = 0,095 \text{ м/с}$, $z_1 = 16$, $z_2 = 73$, $z_3 = 14$, $z_4 = 61$, $z_5 = 17$, $z_6 = 56$, $z_7 = 10$, $m_{12} = 1,5 \text{ мм}$, $m_{34} = 2 \text{ мм}$, $m_{56} = 3 \text{ мм}$, $m_7 = 7 \text{ мм}$, $S_{ш} = 154 \pm 2 \text{ мм}$.

Приклади оформлення титульного аркуша пояснювальної записки і її змісту подано у додатках А і Б.

2 ОСНОВНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ЗАГАЛЬНА БУДОВА СТІЛОЧНОГО ПРИВОДА

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 фрикціона 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.

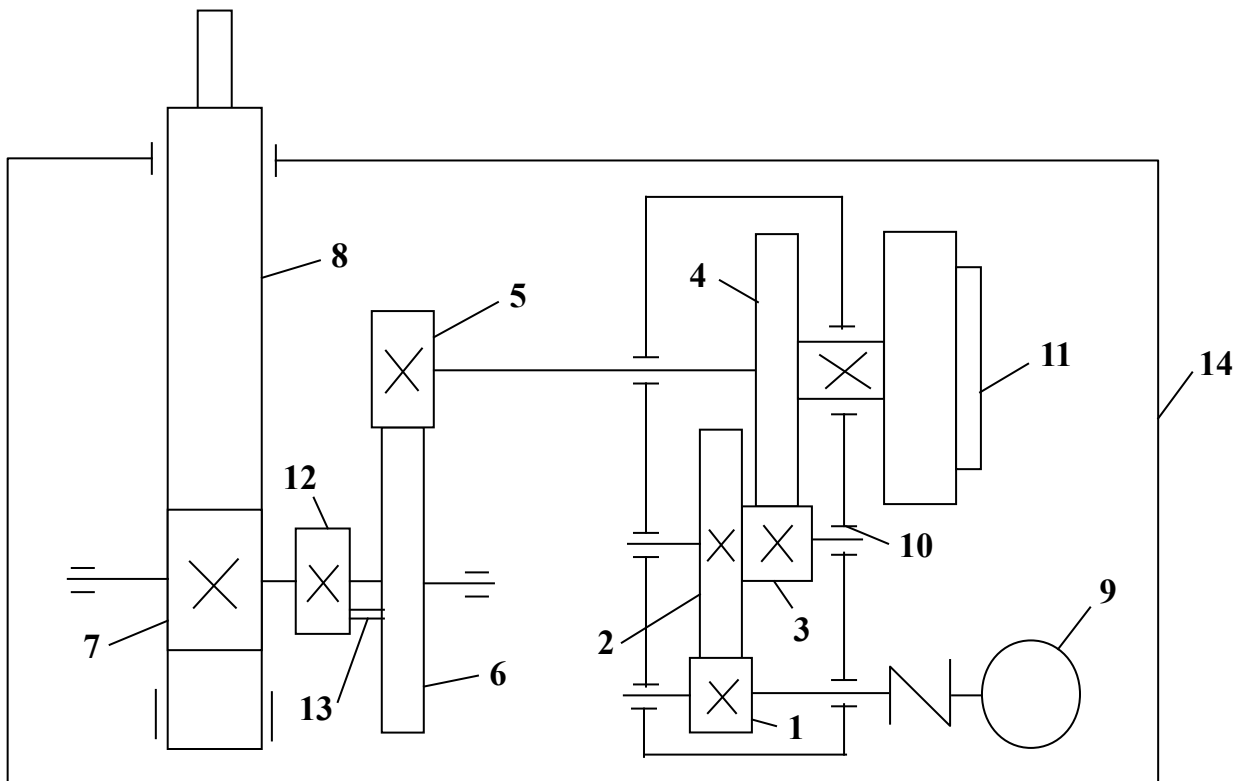


Рисунок 1 – Схема механізму стрілочного електропривода

Другим призначенням фрикціона є поглинання кінетичної енергії, що запасена у період розгону, при стопорінні для уникання появи недопустимих динамічних навантажень в 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.

В електродвигунів змінного струму характеристики близькі до потрібних – мають трифазний асинхронний двигун з коротко замкнутим 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 розрахунок на міцність другого проміжного вала, підібрати для вала і провести розрахунок підшипників та шпонкового з'єднання.

4 Виконати геометричний розрахунок і побудувати картину зачеплення і діаграми питомих ковзань для пари зубчастих коліс Z_3, Z_4 .

5 Виконати робоче креслення другого проміжного вала-шестірні та зубчастого колеса 2 на форматі А3.

3 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

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

$$P = \frac{F_{ш} \cdot V_{ш}}{\eta_{заг.}}, \quad (1)$$

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

механізму

$$\eta_{заг.} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{ш}, \quad (2)$$

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

$\eta_{ш}$ – ККД шибера (при розрахунках приймається $\eta_{ш} = 0,62$, тому що він переміщується у клинових напрямних)

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

$$P = \frac{1450 \cdot 0,095}{0,549} = 250,96 \text{ Вт}.$$

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

Кутова швидкість головного вала

$$\omega_7 = \frac{V_{ш}}{r_7}, \quad (3)$$

де r_7 – радіус ділительного кола шиберної шестірни.

$$r_7 = \frac{m_7 \cdot z_7}{2}, \quad (4)$$

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

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

Частота обертання головного (вихідного) вала стрілочного привода:

$$n_7 = \frac{30 \cdot \omega_7}{\pi}, \quad (5)$$

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

Частота обертання вала двигуна:

$$n_{\partial\theta} = n_7 \cdot u_{заг.}, \quad (6)$$

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

$$u_{заг.} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56}, \quad (7)$$

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

$$u_{ij} = \frac{z_j}{z_i}, \quad (8)$$

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

$$u_{12} = \frac{73}{16} = 4,56;$$

$$u_{34} = \frac{61}{14} = 4,36;$$

$$u_{56} = \frac{56}{17} = 3,29.$$

Тоді загальне передаточне відношення і частота обертання вала двигуна дорівнюватимуть:

$$u_{заг.} = 4,56 \cdot 4,36 \cdot 3,29 = 65,5.$$

$$n_{\partial\theta} = 25,93 \cdot 65,5 = 1698 \text{ } \text{хв}^{-1}.$$

За отриманими значеннями P і $n_{\partial\theta}$ підбираємо електродвигун з числа наведених у додатку В, а саме електродвигун типу МСП – 0,25 ($P = 250 \text{ Вт}$, $n_{\partial\theta} = 1700 \text{ } \text{хв}^{-1}$).

4 КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАВАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Кінематичний аналіз передавального механізму стрілочного привода передбачає урахування частоти обертання обраного електродвигуна.

Число обертів першого колеса:

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

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

$$n_{2;4;6} = n_{3;5;7} = \frac{n_{1;3;5}}{u_{12;34;56}}, \quad (9)$$

$$n_2 = n_3 = \frac{1700}{4,56} = 372,8 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_4 = n_5 = \frac{372,8}{4,36} = 85,5 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_6 = n_7 = \frac{85,5}{3,29} = 26 \text{ хв}^{-1}.$$

Кутова швидкість шиберної шестірні:

$$\omega_7 = \frac{\pi \cdot n_7}{30}, \quad (10)$$

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

Максимальна швидкість шибера:

$$V_{\text{ш max}} = \omega_7 \cdot r_7, \quad (11)$$

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

Середня швидкість переміщення шибера:

$$V_{сер.} = \frac{V_{шmax}}{2}, \quad (12)$$

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

Час спрацювання стрілочного електропривода:

$$t = \frac{S_{ш}}{V_{сер}}, \quad (13)$$

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

Визначаємо крутні моменти на валах:

• на валу електродвигуна

$$T_1 = 9560 \cdot \frac{P}{n_{дв}}, \quad (14)$$

де P – потужність електродвигуна, кВт.

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

• на другому проміжному валу, валу фрикціона і вихідному валу відповідно:

$$T_{2;3;4} = T_{1;2;3} \cdot u_{12;34;56} \cdot \eta_{1;2;3}; \quad (15)$$

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

$$T_3 = 6,15 \cdot 4,36 \cdot 0,96 = 25,76 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = 25,76 \cdot 3,29 \cdot 0,96 = 81,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент тертя в запобіжній фрикційній муфті:

$$T_m = T_3 \cdot \beta, \quad (16)$$

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

$$T_m = 25,76 \cdot 1,5 = 38,64 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зусилля на шибєрі:

$$F_{ш} = \frac{T_4 \cdot \eta_{ш}}{r_7}, \quad (17)$$

$$F_{ш} = \frac{81,36 \cdot 0,62}{0,035} = 1441 \text{ Н}.$$

5 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

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

Радіус ділільного кола колеса:

$$r = \frac{m \cdot z}{2}, \quad (18)$$

де m – модуль зачеплення;

z – кількість зубців зубчастого колеса.

$$r_1 = \frac{1,5 \cdot 16}{2} = 12 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{1,5 \cdot 73}{2} = 54,75 \text{ мм},$$

$$r_3 = \frac{2 \cdot 14}{2} = 14 \text{ мм},$$

$$r_4 = \frac{2 \cdot 61}{2} = 61 \text{ мм},$$

$$r_5 = \frac{3 \cdot 17}{2} = 25,5 \text{ мм},$$

$$r_6 = \frac{3 \cdot 56}{2} = 84 \text{ мм}.$$

Ширина зубчастих коліс визначається за обраною відносною шириною шестірні:

$$\psi_{bd} = \frac{b_{ш}}{d_{ш}}, \quad (19)$$

та колеса:

$$\psi_{ba} = \frac{b_{к}}{a}, \quad (20)$$

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

Міжосьові відстані дорівнюють:

$$a_{ij} = r_i + r_j, \quad (21)$$

$$a_{12} = 12 + 54,75 = 66,75 \text{ мм},$$

$$a_{34} = 14 + 61 = 75 \text{ мм},$$

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

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

ψ_{bd} визначається за формулою:

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} \cdot (u + 1), \quad (22)$$

де u – передаточне число ступеня, що розглядається.

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

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

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

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

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

$$b_{ui} = \psi_{bdi} \cdot d_{ui} , \quad (23)$$

$$b_{kj} = \psi_{ba} \cdot a_{ij} . \quad (24)$$

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

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

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

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

$$b_{k2} = 0,3 \cdot 66,75 = 20,03 \text{ мм} ,$$

$$b_{k4} = 0,3 \cdot 75 = 22,5 \text{ мм} ,$$

$$b_{k6} = 0,2 \cdot 109,5 = 21,9 \text{ мм} .$$

При остаточному призначенні розмірів приймається ширина шестірні на $2 \div 6$ мм більше ширини колеса.

Остаточо приймається:

$$b_{k2} = 20 \text{ мм}; \quad b_{k4} = 24 \text{ мм}; \quad b_{k6} = 24 \text{ мм}; \quad b_{u1} = 22 \text{ мм}; \quad b_{u3} = 30 \text{ мм}; \\ b_{u5} = 30 \text{ мм}; \quad b_{u7} = 50 \text{ мм} .$$

Визначаються діаметри кола вершин і западин зубчастого

колеса 2 і шестерні 3. При цьому приймається рівнозміщена передача з коефіцієнтом зміщення $x = 0,3$.

Діаметр кола вершин визначається за формулою:

$$d_a = m \cdot (z + 2h_a^* + 2x), \quad (25)$$

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

При цьому колесо має від'ємне зміщення, а шестірня – додатне.

$$d_{a2} = 1,5 \cdot (73 + 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,3) = 111,6 \text{ мм},$$

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

Діаметр кола западин:

$$d_f = m \cdot (z - 2h_a^* - 2c^* + 2x), \quad (26)$$

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

$$d_{f2} = 1,5 \cdot (73 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 - 2 \cdot 0,3) = 104,85 \text{ мм},$$

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

6 КОНСТРУЮВАННЯ ДРУГОГО ПРОМІЖНОГО ВАЛА

6.1 Проектувальний розрахунок 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 зубчастої шестірні 3, колеса 2 і крутний момент T_2 .

За умовами на конструювання відповідні ділянки вала (рисунок 2) 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 підшипник і довжини кожної з позначених ділянок.

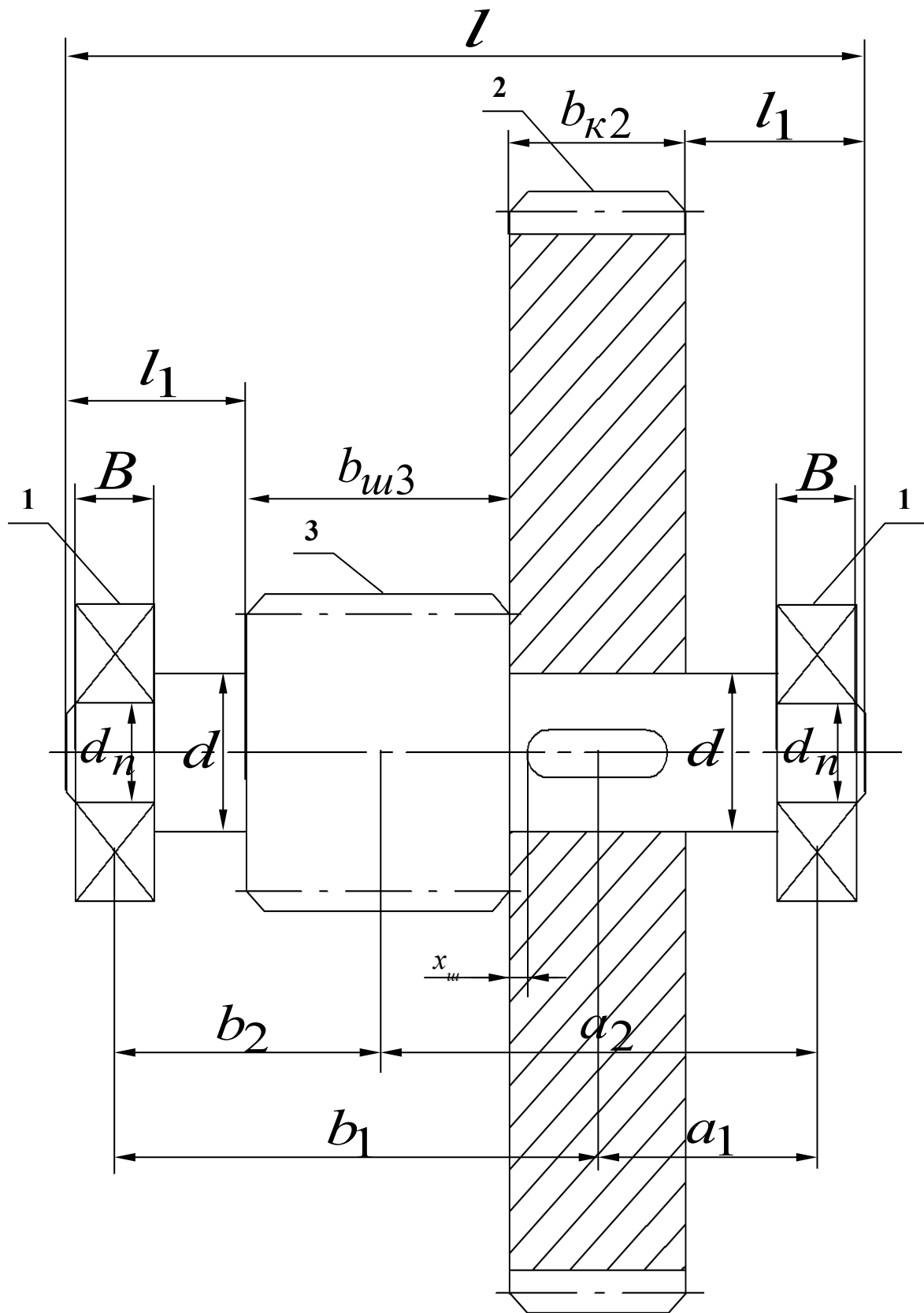


Рисунок 2 – Конструкція проміжного вала

Діаметр вала визначається з розрахунку тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях [2, с. 261]

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (27)$$

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 збільшується з урахуванням ослаблення шпонковим пазом $d = 15 \text{ мм}$.

Діаметр вала під підшипник:

$$d_n = d - (4 \dots 8) \quad (28)$$

$$d_n = 15 - 5 = 10 \text{ мм}.$$

За визначеним діаметром підбираємо радіальний шарико-підшипник легкої серії з додатка Г (№ 200, ширина $B = 9 \text{ мм}$).

Довжина ділянки вала під підшипник:

$$l_n = B + f, \quad (29)$$

де f – фаска, $f = 1 \text{ мм}$.

$$l_n = 9 + 1 = 10 \text{ мм}.$$

Довжина ділянки вала l_I :

$$l_I = (1,0 \div 1,5)d, \quad (30)$$

$$l_I = 1,3 \cdot 15 = 19,5 \text{ мм}.$$

Повна довжина вала:

$$l = 2 \cdot l_I + b_{ш3} + b_{к2}, \quad (31)$$

$$l = 2 \cdot 19,5 + 30 + 20 = 89 \text{ мм} .$$

Відстань між серединами колеса 2 і лівої опори вала:

$$a_1 = l_1 + \frac{b_{к2}}{2} - \left(\frac{B}{2} + f \right), \quad (32)$$

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

Відстань між серединами шестірні 3 і правої опори вала:

$$b_2 = l_1 + \frac{b_{ш3}}{2} - \left(\frac{B}{2} + f \right), \quad (33)$$

$$b_2 = 19,5 + \frac{30}{2} - \left(\frac{9}{2} + 1 \right) = 29 \text{ мм} .$$

Відстань між серединами правої і лівої опор:

$$a_1 + b_1 = a_2 + b_2 = l - (B + 2 \cdot f), \quad (34)$$

$$a_1 + b_1 = a_2 + b_2 = 89 - (9 + 2) = 78 \text{ мм} .$$

Тоді:

$$a_2 = 78 - 29 = 49 \text{ мм} ,$$

$$b_1 = 78 - 24 = 54 \text{ мм} .$$

Для виготовлення вала використовується сталь 40Х, для якої допустиме напруження $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$.

6.2 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 зубчастих коліс зображена на рисунку 3.

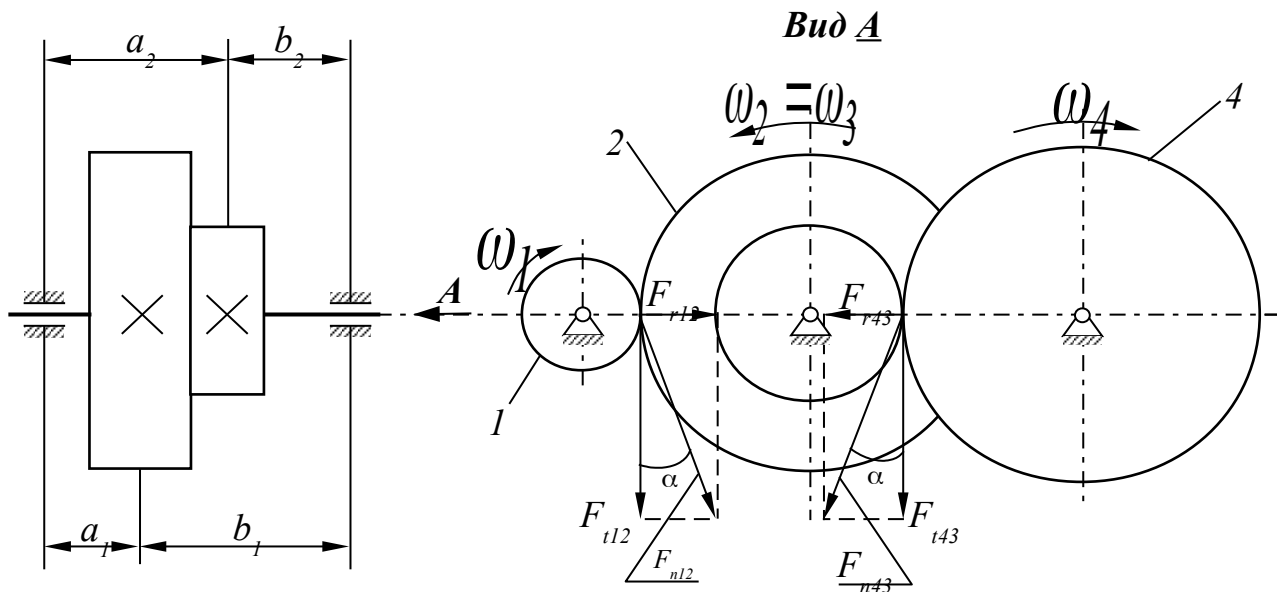


Рисунок 3 – Схема проміжного вала та зусиль у зачепленні зубчастих коліс

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

Колові зусилля:

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \quad (35)$$

$$F_{t43} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3}, \quad (36)$$

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

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

$$F_{t43} = \frac{2 \cdot 6,15}{0,028} = 439,3 \text{ Н}.$$

Радіальні зусилля:

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha , \quad (37)$$

$$F_{r43} = F_{t43} \cdot \operatorname{tg} \alpha , \quad (38)$$

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

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

Колові та радіальні зусилля переносяться на вісь проміжного вала. При перенесенні окружних 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 коллові зусилля будуть діяти у вертикальній площині, а радіальні – у горизонтальній (див. рисунок 4).

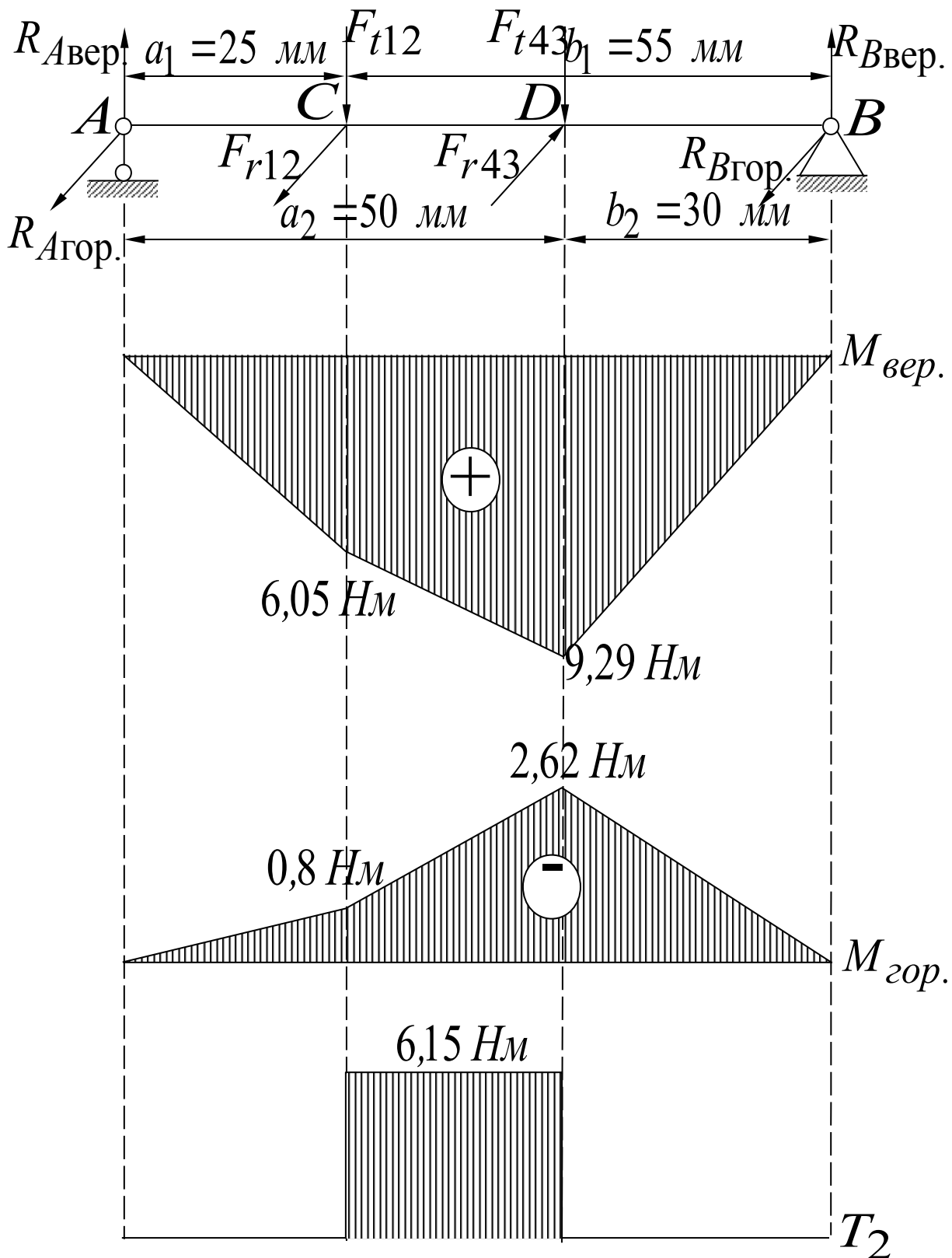


Рисунок 4 – Розрахункова схема вала та епюри силових факторів

Реакції в опорах визначаються з рівнянь рівноваги.
У вертикальній площині:

$$\sum M_A = 0: R_{B\text{вер.}} \cdot (a_1 + b_1) - F_{t12} \cdot a_1 - F_{t43} \cdot a_2 = 0, \quad (39)$$

звідки:

$$R_{B\text{вер.}} = \frac{112,3 \cdot 25 + 439,3 \cdot 50}{25 + 55} = 309,7 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0: - R_{A\text{вер.}} \cdot (a_1 + b_1) + F_{t12} \cdot b_1 + F_{t43} \cdot b_2 = 0, \quad (40)$$

звідки:

$$R_{A\text{вер.}} = \frac{112,3 \cdot 55 + 439,3 \cdot 30}{25 + 55} = 241,9 \text{ Н}$$

У горизонтальній площині:

$$\sum M_A = 0: - R_{B\text{гор.}} \cdot (a_1 + b_1) + F_{r43} \cdot a_2 - F_{r12} \cdot a_1 = 0, \quad (41)$$

$$R_{B\text{гор.}} = \frac{160 \cdot 50 - 40,9 \cdot 25}{25 + 55} = 87,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0: R_{A\text{гор.}} \cdot (a_1 + b_1) + F_{r12} \cdot b_1 - F_{r43} \cdot b_2 = 0, \quad (42)$$

$$R_{A\text{гор.}} = \frac{160 \cdot 30 - 40,9 \cdot 55}{25 + 55} = 31,9 \text{ Н}$$

На наступному етапі передбачається побудова 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*.

$$M_{C\text{вер.}} = R_{A\text{вер.}} \cdot a_1, \quad (43)$$

$$M_{C\text{вер.}} = 241,9 \cdot 0,025 = 6,05 \text{ Нм}$$

$$M_{C\text{Гор.}} = - R_{A\text{Гор.}} \cdot a_1, \quad (44)$$

$$M_{C\text{Гор.}} = - 31,9 \cdot 0,025 = - 0,8 \text{ Нм}.$$

$$M_{D\text{Вер.}} = R_{B\text{Вер.}} \cdot b_2, \quad (45)$$

$$M_{D\text{Вер.}} = 309,7 \cdot 0,03 = 9,29 \text{ Нм}.$$

$$M_{D\text{Гор.}} = - R_{B\text{Гор.}} \cdot b_2, \quad (46)$$

$$M_{D\text{Гор.}} = - 87,2 \cdot 0,03 = - 2,62 \text{ Нм}.$$

За одержаними результатами будуються епюри згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах, а також епюра 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.

Визначається зведений момент у розрахунковому перерізі за допомогою використання теорії міцності найбільших дотичних напружень:

$$M_{зв.} = \sqrt{M_{D\text{Вер.}}^2 + M_{D\text{Гор.}}^2 + T_2^2}, \quad (47)$$

$$M_{зв.} = \sqrt{9,29^2 + 2,62^2 + 6,15^2} = 11,45 \text{ Нм}.$$

Визначається еквівалентне напруження:

$$\sigma = \frac{M_{зв.}}{0,1 \cdot d^3}, \quad (48)$$

$$\sigma = \frac{11,45}{0,1 \cdot 0,016^3} = 28 \cdot 10^6 \text{ Па} = 28 \text{ МПа}.$$

Таким чином, отримане значення напруження не перевищує допустиме, що визначає забезпечення міцності вала.

7 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ І ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ ДРУГОГО ПРОМІЖНОГО ВАЛА

В попередньому розділі для опор другого проміжного вала був обраний підшипник легкої серії № 200 з динамічною вантажопідйомністю $C = 5900H$.

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

$$L = (C / P)^p, \quad (49)$$

де P – еквівалентне навантаження;

p – показник ступеня (для шарикопідшипників $p = 3$).

Еквівалентне навантаження для радіальних підшипників визначається за формулою:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_m, \quad (50)$$

де F_r , F_a – радіальне та осьове навантаження на підшипник (у нашому випадку осьове навантаження дорівнюватиме нулю, $F_a = 0$);

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

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

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

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

$$F_r = \sqrt{R_{B\text{вер.}}^2 + R_{B\text{гор.}}^2}, \quad (51)$$

$$F_r = \sqrt{309,7^2 + 87,2^2} = 321,7 \text{ Н},$$

$$P = (321,7 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 386 \text{ Н}.$$

$$L = \left(\frac{5900}{386} \right)^3 = 3571 \text{ млн.об.}$$

Ресурс підшипника у годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2}, \quad (52)$$

$$L_h = \frac{3571 \cdot 10^6}{60 \cdot 372,8} = 159648 \text{ год.}$$

На наступному етапі виконується розрахунок шпонкового з'єднання проміжного вала. Переріз шпонки $b \times h$ залежить від діаметра обраного вала, обирається відповідно до додатка Д:
 $b \times h = 5 \times 5 \text{ мм}^2$.

Потрібна довжина шпонки визначається за умови міцності:

$$\sigma_{зм.} = \frac{4 \cdot T_2}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм.}], \quad (53)$$

звідки:

$$l_p \geq \frac{4 \cdot T_2}{d \cdot h \cdot [\sigma_{зм.}]}, \quad (54)$$

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

$$l_p = \frac{4 \cdot 6,15}{0,016 \cdot 0,005 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення довжини шпонки $l = 14 \text{ мм}$.
Шпонковий паз на валу нарізаємо на відстані від шестірні 3:

$$x_{ш} = \frac{b_{к2} - l}{2}, \quad (55)$$

$$x_{ш} = \frac{20 - 14}{2} = 3 \text{ мм}.$$

Графічна частина розділу передбачає побудову вала ші зубчастого колеса у відповідному масштабі на аркуші формату А.3 (додатки Е, Ж).

8 ПОБУДУВАННЯ СХЕМИ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Графічна частина розділу (рисунок 1) передбачає побудування на форматі А2 (додаток И) у відповідному масштабі схеми евольвентного зачеплення з відображенням трьох зубців кожного зубчастого колеса, що розміщені в зачепленні, та основних елементів геометрії евольвентного зачеплення - теоретичної та активної ліній зачеплення, робочого профілю зубця, початкових дуг зачеплення, кутів перекриття.

Побудування виконується за визначеними розрахунком параметрами у такій послідовності.

Відкладається міжосьова відстань a_w , і з центрів O_3 і O_4 проводяться дуги кіл: початкових радіусами r_{w3} , r_{w4} ; ділильних радіусами r_3 , r_4 ; основних радіусами r_{b3} , r_{b4} ; вершин радіусами r_{a3} , r_{a4} ; западин радіусами r_{f3} , r_{f4} .

Через полюс зачеплення дотично до основних кіл проводиться загальна нормаль NN . Точки її дотику до основних кіл N_3 і N_4 обмежують **теоретичну лінію**

зачеплення. Кут, що утворюється між лінією зачеплення та перпендикуляром до O_3O_4 , проведеним через полюс зачеплення, має назву кута зачеплення α_w .

Точки B_3 і B_4 є точками перетину кіл вершин другого та першого коліс з лінією зачеплення і мають назву відповідно точки початку зачеплення і точки кінця зачеплення. Ділянка лінії зачеплення B_3B_4 має назву **активної лінії зачеплення**.

На кожному з коліс будуються по три зубці. При цьому одна з пар зубців контактує у полюсі зачеплення. Для виконання цієї процедури рекомендується виконати певні побудовання.

Ліворуч від полюса зачеплення P за початковим колом (радіуса r_w) відкладається половина розрахункової товщини зубця за початковим колом $s_{w3}/2$ (дуга PA). Через відзначену точку A і центр колеса проводиться вісь симетрії першого при побудуванні зубця. Подальші дії передбачають відкладання ліворуч і праворуч від осі зубця половини розрахункових товщин зубців для відповідних кіл з позначенням на них відповідних точок, що лежать на евольвенті зубця:

- для кола вершин товщину $s_{a3}/2$;
- для початкового кола товщину $s_{w3}/2$;
- для ділильного кола товщину $s_3/2$;
- для основного кола товщину $s_{b3}/2$.

Для одержання симетричних евольвентних профілів зубця зазначені точки з'єднують лекальними кривими. Перехідні частини профілів зубця будуються наближено. При цьому якщо $r_f > r_b$, то евольвентні частини профілів спрягаються з колом западин дугою радіуса $0,35m$. Якщо $r_f < r_b$, то від основи евольвенти вниз проводяться радіальні прямі, які спрягаються з колом западин дугою радіуса $0,35m$.

Щоб побудувати сусідні (праворуч і ліворуч) зубці в першу чергу знаходять положення їх осей. Для цього праворуч і ліворуч від точки A відкладають початковий крок p_w і знаходять розташування точок K і F , через які пройдуть осі зубців. Подальші побудовання виконуються з використанням товщин зубців за наведеною вище послідовністю.

На зубцях, що дотикаються у полюсі зачеплення,

відмічаються активні профілі (ділянки профілів, що контактують у процесі зачеплення). Нижні точки активних профілів лежать на перетині дуг радіусів $r_{\rho 1}$ і $r_{\rho 2}$ з відповідними профілями.

На схемі евольвентного зачеплення вказуються умовні позначення радіусів усіх кіл, дуги яких проведені, товщина зубців за ділильним колом, кутовий крок τ , висота зубців, міжосьова відстань, зміщення, що сприймається, кут зачеплення, радіальний зазор, положення профілів у моменти початку та кінця зачеплення, кут перекриття φ_{α} .

На вільному місці схеми будується діаграма питомих ковзань на зубцях третього і четвертого коліс для різних точок лінії зачеплення $N_3 N_4$.

Розрахунки евольвентного зачеплення виконуються за допомогою ЕОМ (додаток К).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Заблонский К.И. и др. Прикладная механика. – Киев: Выща 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”

ПРОЕКТУВАННЯ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ СТРІЛОЧНОГО ПРИВОДА

Пояснювальна записка та розрахунки до курсового проекту
з дисципліни «Прикладна механіка»

ПС – 1450 – 0,095 – 00.00 ПЗ

Керівник проекту доцент

І.І.Іванов
20.12.2008 р.

Розробив студент
групи 10-II-ЕТ

О.О. Петров
Зміст 15.12.2008 р.

Харків 2008

Вступ..... **ДОДАТОК Б**

Вихідні дані.....

Приклад оформлення змісту пояснювальної записки

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

Вибір електродвигуна.....

Кінематичний і силовий розрахунок передавального механізму.....

Визначення основних розмірів зубчастих коліс.....

Конструювання другого проміжного вала.....



Проектувальний розрахунок другого проміжного вала

Перевірочний розрахунок другого проміжного вала

Розрахунок підшипників і шпонкового з'єднання другого проміжного вала.....

Побудування схеми евольвентного зачеплення ...

Список літератури.....

					ПС – 1450 – 0,095 – 00.00 ПЗ					
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата	Проектування 32 передавального механізму стрілочного привода			Літ	Аркуш	Арк-в
Розроб.	О.О. Петров		15.05.07						2	23
Перевір.	І.І. Іванов		23.05.07		УкрДАЗТ					
Н. контр.										
Затв.										

8
10
12
12
15

19
21
23

ДОДАТОК В

Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного та змінного струму

Таблиця А.1 - Номінальні параметри стрілочних електродвигунів постійного струму

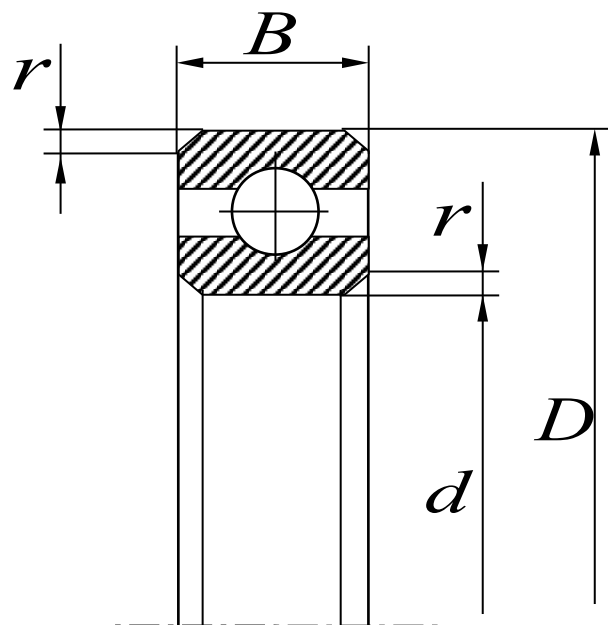
Тип двигуна	Напруга, B	Потужність, Bm	Частота обертання, xe^{-1}
МСП – 0,1	100/160	150	1500
МСП – 0,15	110/160	150	850
МСП – 0,25	100/160	250	1700
МСП – 0,25	30	250	1460

Таблиця А.2 - Номінальні параметри стрілочних електродвигунів змінного струму

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

ДОДАТОК Г

Шарикопідшипники радіальні однорядні (легка серія)

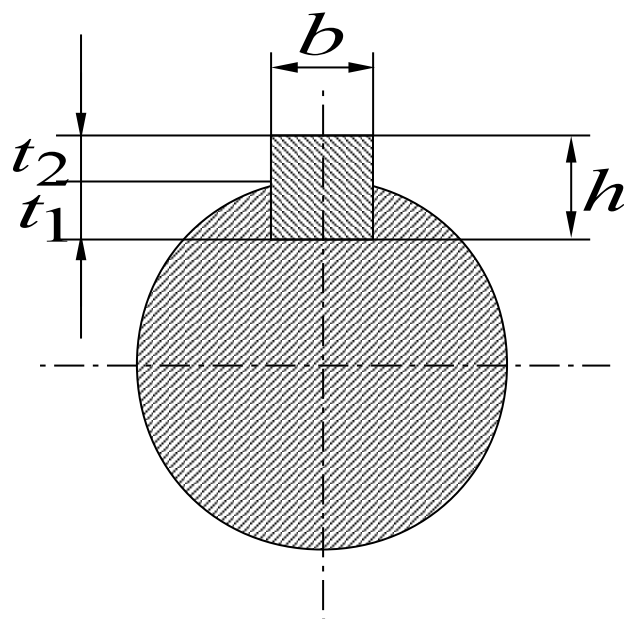


Позначення	Розміри, мм				Вантажопідйомність, Н	
	d	D	B	r	C	C_0
200	10	30	9	1	5900	2650

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

ДОДАТОК Д

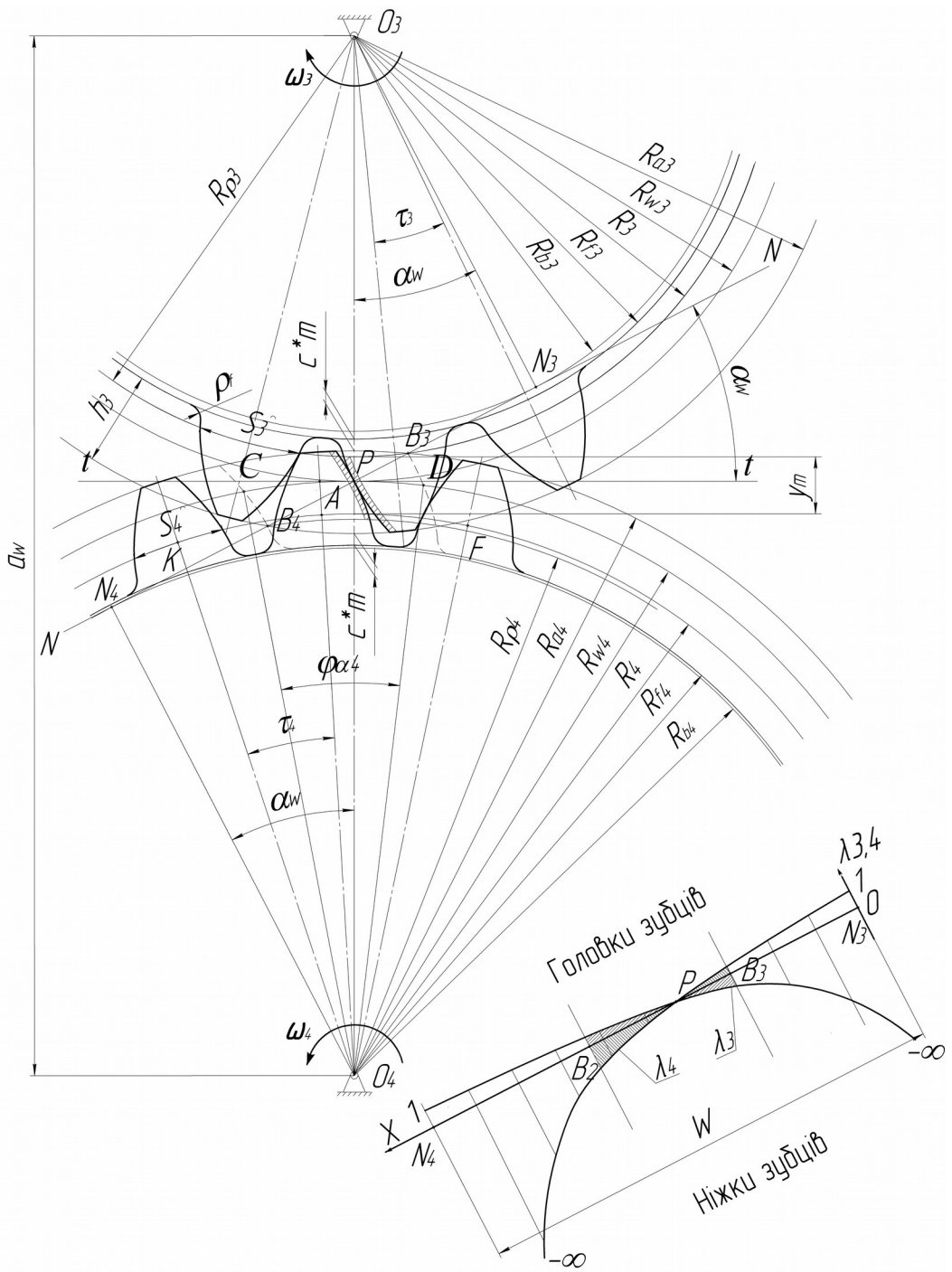
Шпонки призматичні



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



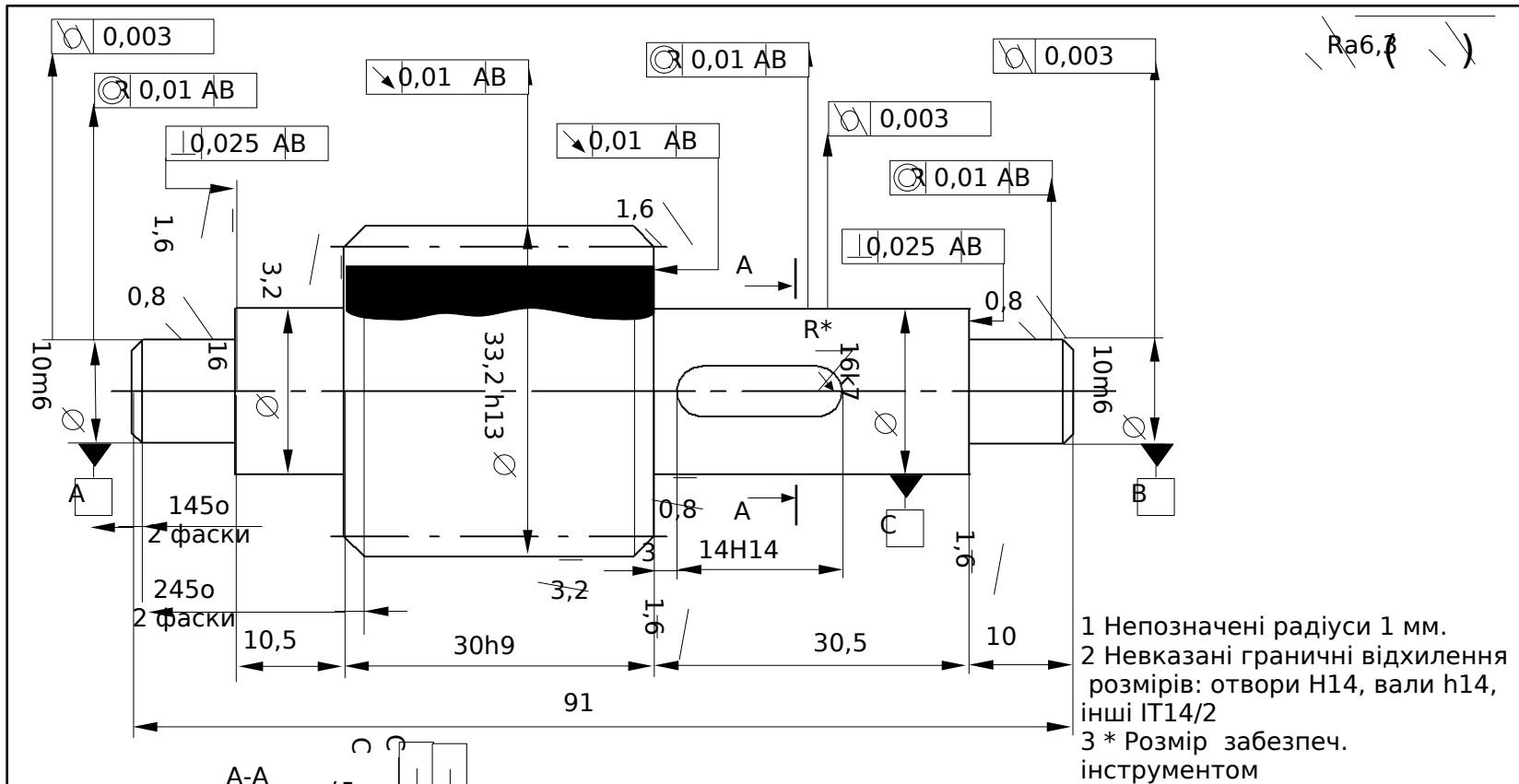
					ПС - 1450 - 0,095 - 00.000		
Зм	Лист	№ док.	Підп.	Дат	Схема евольвентного зачеплення		
					Літ.	Маса	Масштаб
							4:1
					Лист 2	Листів 4	
					УкрДАЗТ		

ДОДАТОК К

Приклад результатів розрахунку зубчастого зачеплення

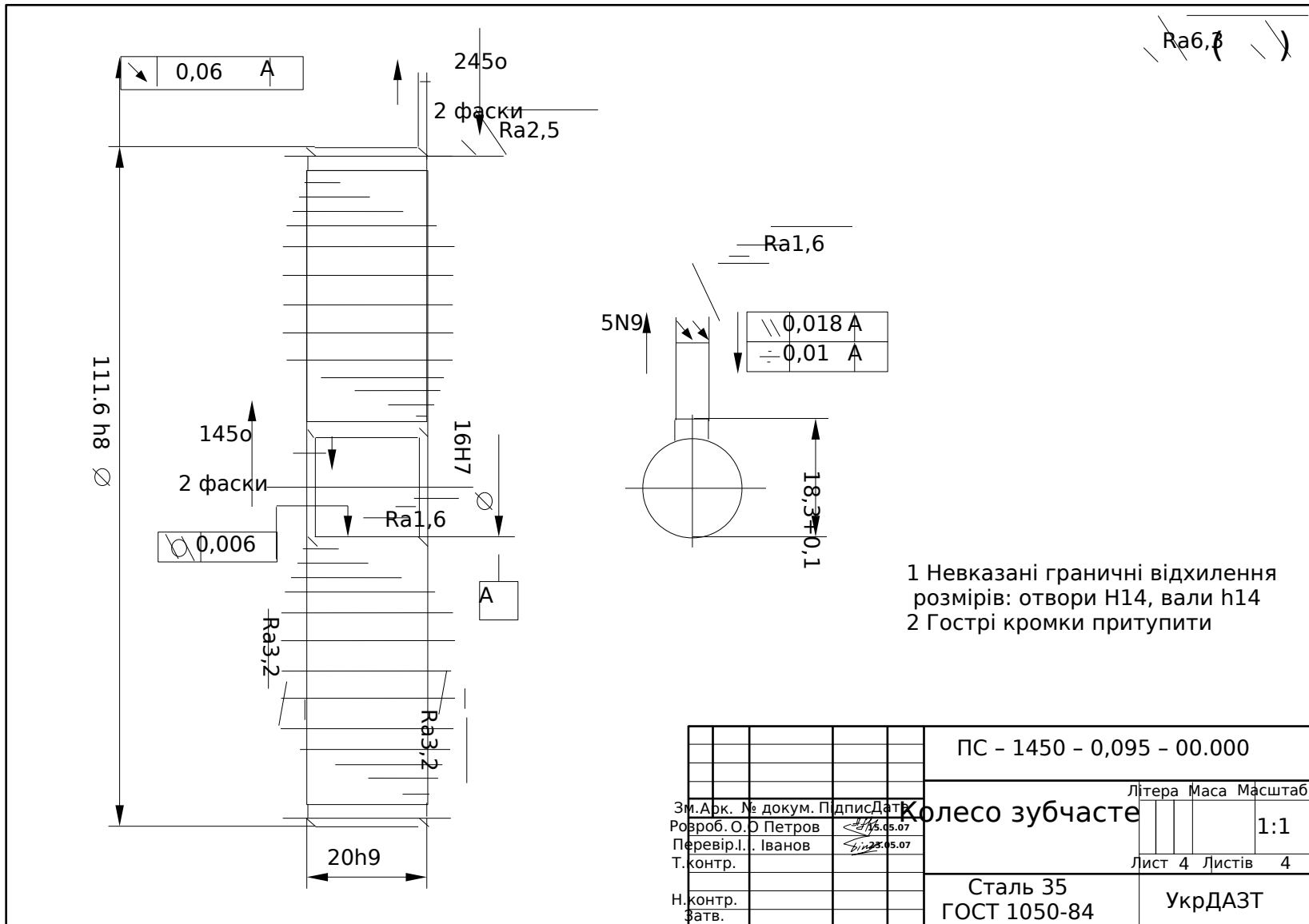
Кількість зубців шестірни	Z1	18
Передаточне відношення	U34	1,3
Модуль зубців	m	3
Кут вихідного контуру	α_0	20
Коефіцієнт радіального зазору	c^*	0,25
Коефіцієнт висоти головки зубця	h^*	1
Кількість зубців колеса	Z4	23
Коефіцієнт зміщення шестірни	x_3	0,849
Коефіцієнт зміщення колеса	x_4	0,588
Кут зачеплення	α_w	27,46
Міжцентрова відстань	a_w	65,12898
Радіус ділительного кола шестірни	r_3	27
Радіус основного кола шестірни	r_{b3}	25,3717
Радіус початкового кола шестірни	r_{w3}	28,59321
Радіус кола западин шестірни	r_{f3}	25,797
Радіус кола вершин шестірни	r_{a3}	31,86498
Радіус ділительного кола колеса	r_4	34,5
Радіус основного кола колеса	r_{b4}	32,4194
Радіус початкового кола колеса	r_{w4}	36,53577
Радіус кола западин колеса	r_{f4}	32,514
Радіус кола вершин колеса	r_{a4}	38,58198
Крок зачеплення за ділительними колами	p	9,424778
Товщина зубця шестірни за ділительним колом	S3	6,566453
Товщина зубця шестірни за основним колом	S _{b3}	6,926747
Товщина зубця шестірни за початковим колом	S _{w3}	5,494904

Товщина зубця шестірні за колом вершин	Sa3	1,684035		
Товщина зубця колеса за ділильним колом	S4	5,996476		
Товщина зубця колеса за основним колом	Sb4	6,601226		
Товщина зубця колеса за початковим колом	Sw4	4,48601		
Товщина зубця колеса за колом вершин	Sa4	2,284369		
Коефіцієнт перекриття	ϵ	1,147555		
	x	λ_3	λ_4	
0	0	$-\infty$	1	
1	2,002192	-9,76923	0,907143	
2	4,004384	-4	0,8	
3	6,006576	-2,07692	0,675	
4	8,008768	-1,11538	0,527273	
5	10,01096	-0,53846	0,35	
6	12,01315	-0,15385	0,133333	
7	14,01534	0,120879	-0,1375	
8	16,01754	0,326923	-0,48571	
9	18,01973	0,487179	-0,95	
10	20,02192	0,615385	-1,6	
11	22,02411	0,72028	-2,575	
12	24,0263	0,807692	-4,2	
13	26,0285	0,881657	-7,45	
14	28,03069	0,945055	-17,2	
15	30,03288	1	$-\infty$	



ДОД
 АТО
 К Е
 Рабо
 че
 крес
 ленн
 я
 друг
 ого
 пром
 іжно
 го
 вала

ПС - 1450 - 0,095 - 00.00				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	Літера		Маса	Масштаб
Розроб. О.Ф. Петров	Вал-шестірня			1:1
Перевір. І.І. Іванов.	Лист 3		Листів 4	
Т. контр.	Сталь 40X		УкрДАЗТ	
Н. контр. Зав.	ГОСТ 4543-84			



- 1 Невказані граничні відхилення розмірів: отвори H14, вали h14
- 2 Гострі кромки притупити

ДОД
АТО
К Ж
Робо
че
крес
ленн
я
друг
ого
зубч
асто
го
коле
са

				ПС - 1450 - 0,095 - 00.000					
				Літера		Маса		Масштаб	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата				Колесо зубчасте				1:1	
Розроб. О.О Петров									
Перевір. І. Іванов									
Т. контр.						Лист 4		Листів 4	
Н. контр.				Сталь 35					
Затв.				ГОСТ 1050-84				УкрДАЗТ	

