

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра механіки і проектування машин**

**ЗАВДАННЯ**

**та методичні вказівки  
до виконання курсового проекту з дисципліни**

***«ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ І САПР»***

**Харків 2014**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 25 листопада 2011 р., протокол № 6.

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 7.05060101 “Теплоенергетика” денної і заочної форм навчання.

Укладачі:

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

Рецензент

проф. Є.Є. Счастний

ЗАВДАННЯ

та методичні вказівки  
до виконання курсового проекту з дисципліни

*«ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ І САПР»*

Відповідальний за випуск Логвіненко О.А.

Редактор Ібрагімова Н.В.

---

Підписано до друку 24.06.12 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,75. Тираж 50. Замовлення №

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

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Зміст і вихідні дані для виконання курсового проекту.....	5
2 Отримання узагальнених математичних моделей з використанням методів математичного планування експерименту.....	9
3 Оптимізаційне проектування зубчатих механізмів транспортних технічних засобів.....	23
4 Конструювання рядового зубчатого механізму.....	30
Список літератури.....	45
Додаток А. Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки.....	46
Додаток Б. Приклад оформлення змісту пояснювальної записки.....	47
Додаток В. Приклад оформлення кінематичної схеми механізму.....	48
Додаток Г. Механічні характеристики сталей.....	49
Додаток Д. Параметри призматичних шпонок.....	50
Додаток Е. Параметри кулькових радіальних підшипників...	51
Додаток Ж. Параметри кришок підшипників з отвором для манжетного ущільнення.....	52
Додаток И. Параметри гумових армованих манжет для валів.....	53
Додаток К. Зразок креслення вала.....	54
Додаток Л. Зразок креслення зубчатого колеса.....	55
Додаток М. Зразок складального креслення проєкції зубчатого механізму.....	56
Додаток Н. Параметри кришок підшипників торцевих глухих.....	57

## ВСТУП

Навчальна дисципліна «Основи конструювання і САПР» (ОК і САПР) викладається на кафедрі “Механіка і проектування машин” Української державної академії залізничного транспорту для студентів механічного факультету спеціальності 7.05060101 “Теплоенергетика” денної (четвертий курс повна форма навчання та другий курс скорочена форма навчання) і заочної (четвертий курс повна та скорочена форми навчання) форм навчання. Базою для її засвоєння є набуті раніше знання з вищої математики, обчислювальної техніки, матеріалознавства, теоретичної та прикладної механіки.

Необхідність подальшої загальнонаучної та загальноінженерної підготовки на основі вивчення дисципліни ОК і САПР обумовлена тим, що сучасний інженер, окрім знань з дисциплін проектно-конструкторського профілю, повинний мати відповідну методологічну підготовку в галузі техніки і технічних наук. Це забезпечить можливість орієнтування молодих фахівців у світі техніки, який безперервно оновлюється. Тому дисципліна ОК і САПР передбачає вивчення студентами методології і сучасних методів проектування типових об’єктів відповідної галузі, застосування ЕОМ на різних етапах проектування, розроблення та оформлення конструкторської документації, принципів побудування та практичного використання САПР.

Типова та робоча програми з цієї дисципліни передбачають, поряд з вивченням теоретичного курсу, виконання курсового проекту, який скерований на одержання і використання узагальнених математичних моделей для функціонального і структурного проектування технічних засобів транспорту і являє собою практичне рішення реальної оптимізаційної проектно-конструкторської задачі досить складного рівня.

Запропонована методична розробка містить завдання та методичні вказівки до самостійного виконання курсового проекту з дисципліни «Основи конструювання і САПР» студентами зазначеної спеціальності.

# 1 ЗМІСТ І ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Завдання на виконання курсового проекту підпорядковані темі “Одержання і використання узагальнених математичних моделей для функціонального і структурного проектування технічних засобів транспорту” і являють собою практичне рішення реальної оптимізаційної проектно-конструкторської задачі досить складного рівня.

За результатами виконання курсового проекту оформлюється **пояснювальна записка (додатки А,Б)**, яка доповнюється відповідною графічною частиною.

Структурно пояснювальна записка відповідає наведеному нижче змісту курсового проекту з дисципліни “ОК і САПР” і повинна містити такі розділи:

- Вступ.
- 1 Отримання узагальнених математичних моделей з використанням методів математичного планування експерименту.
  - 1.1 Початкові дані.
  - 1.2 Отримання шуканої математичної моделі.
  - 1.3 Дослідження узагальненої математичної моделі з використанням допоміжного графіка.
- 2 Оптимізаційне проектування передавального рядового зубчатого механізму.
  - 2.1 Початкові дані.
  - 2.2 Формалізований опис задачі оптимізаційного проектування.
  - 2.3 Розв’язання задачі проектування передавального механізму з використанням узагальнених математичних моделей.
  - 2.4 Розроблення конструкції передавального механізму.
- Список літератури.

Для виконання курсового проекту *студенти денної форми* навчання отримують початкові дані за допомогою ЕОМ з кафедрального банку програм за виданим викладачем шифром розробки.

*Студенти заочної форми* навчання обирають початкові дані з таблиць 1.1 і 1.2 з використанням двох останніх цифр власного

навчального шифру. Кожній з цих цифр відповідає літера *A* або *B*, наприклад у шифрі **2012 - TE – 976** літері *A* відповідає цифра 7, а літері *B* – цифра 6.

***Загальними початковими даними для всіх варіантів є:***

- загальне передаточне відношення зубчатого механізму  $i_{1-3} = 2$ ;
- інтервали варіювання кількості зубців вхідної шестерні  $z_1 = 18...34$ ;
- інтервали варіювання кількості зубців паразитного зубчатого колеса  $z_2 = 20...52$ ;
- узагальнені математичні моделі для показників, що контролюються при проведенні дослідження:

$$A = (2 + 3 \cdot z_1 + z_2) \cdot m; \quad (1.1)$$

$$B = \left( \begin{array}{l} 15,30547 + 0,625 \cdot z_1 + 0,22916 \cdot z_2 + 0,04166 \cdot z_1^2 + \\ + 0,01041 \cdot z_2^2 - 0,03125 \cdot z_1 \cdot z_2 \end{array} \right) \cdot m; \quad (1.2)$$

$$\varepsilon = 1,25127 + 0,01088 \cdot z_1 + 0,0081 \cdot z_2 - 0,00012 \cdot z_1^2 - \\ - 0,00007 \cdot z_2^2 - 0,00001 \cdot z_1 \cdot z_2. \quad (1.3)$$



**2 ОТРИМАННЯ УЗАГАЛЬНЕНИХ МАТЕМАТИЧНИХ  
МОДЕЛЕЙ 3 ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДІВ  
МАТЕМАТИЧНОГО ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ**



При автоматизованому проектуванні і конструюванні ТЗ широко застосовуються **узагальнені математичні моделі (УММ)** вигляду  $Y = f(Q)$  (*макромоделі, регресійні ММ*), при отриманні яких технічний засіб (*ТЗ*) умовно подається у вигляді “чорної шухляди” (рисунок 2.1). Шляхом реєстрації фазових змінних на вході (параметрів вектора  $Q$ ) і виході (показників вектора  $Y$ ) з наступною обробкою результатів знаходяться УММ – залежності вигляду  $Y = F(Q)$ , у яких не розкривається механізм внутрішньосистемних процесів, що протікають у ТЗ.

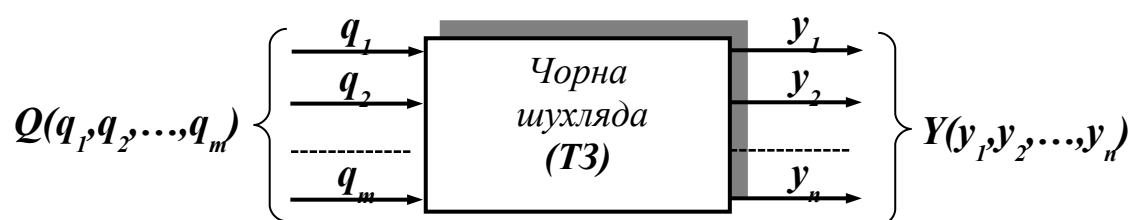


Рисунок 2.1 – До отримання УММ вигляду

Доцільність використання таких УММ при розв’язанні проектно-конструкторських задач визначається малими витратами часу і коштів на їх отримання, простотою і точністю математичних описань розглядуваних об’єктів, високою гнучкістю (добре поєднуються з ММ різних ієрархічних рівнів).

Одним з перспективних напрямків одержання УММ є використання сучасних **методів математичного планування експерименту (МПЕ)**. Ці методи передбачають проведення експериментальних або розрахункових досліджень на основі відповідного математичного плану, який задає визначену мінімальну кількість експериментів або розрахунків, необхідних для отримання простих і точних УММ.

При виконанні першого розділу курсового проекту отримання УММ вигляду  $Y = f(q_1, q_2)$  з використанням методів МПЕ і проведення їх аналізу передбачає наведену нижче послідовність дій, яка зводиться до таких етапів виконання:

1 Виконати нормування факторів і встановити зв'язок між нормованими параметрами  $x_1$  і  $x_2$  та їх дійсними значеннями  $q_1$  і  $q_2$ .

2 Обрати матрицю планування і скласти математичний план проведення дослідження.

3 Отримати УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$ . Визначити коефіцієнти отриманої узагальненої математичної моделі.

4 Виконати перевірку адекватності УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$  за величиною середньоквадратичного відхилення  $\sigma$ .

5 Виконати перехід від отриманої у нормованих параметрах УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$  до моделі у дійсних величинах  $y = f(q_1, q_2)$ .

6 Виконати аналіз УММ виду  $y = f(x_1, x_2)$  за допомогою допоміжного графіка.

Виконання всіх зазначених етапів, в якості *прикладу*, розглянуто для наведених нижче вихідних даних:

- інтервали варіювання змінної  $q_1$ :  $q_1 = 10 \dots 30$ ;
- інтервали варіювання змінної  $q_2$ :  $q_2 = 90 \dots 120$ ;
- заданий множник  $k$ :  $k = 4$ ;
- базовий масив значень показника  $Y$  за режимами математичного плану:

$$\begin{aligned}y_1 &= 3,01 \cdot k = 3,01 \cdot 4 = 12,04; \\y_2 &= 1,708 \cdot k = 1,708 \cdot 4 = 6,832; \\y_3 &= 3,548 \cdot k = 3,548 \cdot 4 = 14,192; \\y_4 &= 1,904 \cdot k = 1,904 \cdot 4 = 7,616; \\y_5 &= 2,485 \cdot k = 2,485 \cdot 4 = 9,94; \\y_6 &= 2,17 \cdot k = 2,17 \cdot 4 = 8,68; \\y_7 &= 2,64 \cdot k = 2,64 \cdot 4 = 10,56; \\y_8 &= 3,332 \cdot k = 3,332 \cdot 4 = 13,328; \\y_9 &= 1,785 \cdot k = 1,785 \cdot 4 = 7,14.\end{aligned}$$

**Етап 1.** Нормування змінних  $q_1$  та  $q_2$  виконується за формулою

$$x_{1,2} = \frac{q_{1,2} - q_{n1,2}}{\Delta q_{1,2}}, \quad (2.1)$$

де  $q_{n1,2}$  – початкові (нульові) рівні змінних  $q_1$  і  $q_2$ ,

$$q_{n1,2} = \frac{q_{max1,2} + q_{min1,2}}{2}, \quad (2.2)$$

де  $q_{max1,2}$ ,  $q_{min1,2}$  – відповідно максимальні та мінімальні значення змінних  $q_1$  і  $q_2$  (границі заданих інтервалів);

$\Delta q_{1,2}$  – крок варіювання змінних  $q_1$  і  $q_2$ ,

$$\Delta q_{1,2} = \frac{q_{max1,2} - q_{min1,2}}{k_\partial}, \quad (2.3)$$

де  $k_\partial$  – кількості цілих ділянок, на які розбиті інтервали варіювання змінних  $q_1$  і  $q_2$  ( $k_\partial = 2$ ).

Тоді за формулою (2.2)

$$q_{n1} = \frac{10 + 30}{2} = 20,$$

$$q_{n2} = \frac{90 + 120}{2} = 105,$$

за формулою (2.3)

$$\Delta q_1 = \frac{30 - 10}{2} = 10,$$

$$\Delta q_2 = \frac{120 - 90}{2} = 15,$$

за формулою (2.1)

$$x_1 = \frac{q_1 - 20}{10}, \quad (2.4)$$

$$x_2 = \frac{q_2 - 105}{15}. \quad (2.5)$$

Перехід від нормованих параметрів  $x_1$  та  $x_2$  визначає простий зв'язок з їх дійсними значеннями  $q_1$  та  $q_2$ , який поданий у таблиці 2.1.

При цьому значення  $x_{1,2} = -1$  відповідають мінімальним значенням  $q_{1,2}$ ,  $x_{1,2} = +1$  – максимальним значенням  $q_{1,2}$ , а значення  $x_{1,2} = 0$  – нульовим (середньоарифметичним) значенням  $q_{1,2}$ . Слід зауважити, що змінній  $q_1$  відповідає нормований параметр  $x_1$ , а змінній  $q_2$  відповідає нормований параметр  $x_2$ .

Таблиця 2.1

$x_{1,2}$	$-1$	$0$	$+1$
$q_1$	$10$	$20$	$30$
$q_2$	$90$	$105$	$120$

**Етап 2.** Залежно від кількості факторів  $q$  обираємо матрицю планування (ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних, що варіюються на трьох рівнях), згідно з якою складаємо відповідний математичний план у нормованих параметрах і дійсних значеннях заданих змінних (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2

Номер експерименту	Матриця планування		Математичний план		Експериментальні дані	Отримані з УММ вигляду $y = f(x_1, x_2)$
	$x_1$	$x_2$	$q_1$	$q_2$	$y$	$y_p$
<b>1</b>	$1$	$1$	$30$	$120$	$12,04$	$11,9922$
<b>2</b>	$1$	$-1$	$30$	$90$	$6,832$	$6,6856$
<b>3</b>	$-1$	$1$	$10$	$120$	$14,192$	$14,2816$
<b>4</b>	$-1$	$-1$	$10$	$90$	$7,616$	$7,6069$

5	0	0	20	105	9,94	9,8262
6	1	0	30	105	8,68	8,8742
7	-1	0	10	105	10,56	10,4796
8	0	1	20	120	13,328	13,2862
9	0	-1	20	90	7,14	7,2956

На рисунку 2.2 наведено графічну інтерпретацію, яка відображає розміщення режимів математичного плану в області, що обмежена інтервалами варіювання нормованих параметрів  $x_1$  та  $x_2$ .

**Етап 3.** Згідно з матрицею планування (дивись таблицю 2.2) отримується шукана УММ  $y = f(x_1, x_2)$  у вигляді полінома другого ступеня

$$y = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (2.6)$$

де  $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$  – коефіцієнти УММ, числові значення яких визначаються за формулою

$$a_i = \frac{\sum_{j=1}^m (y_j \cdot \alpha_j)}{\beta_i} = \frac{y_1 \cdot \alpha_1 + y_2 \cdot \alpha_2 + y_3 \cdot \alpha_3 + \dots + y_9 \cdot \alpha_9}{\beta_i}, \quad (2.7)$$

де  $y_j$  – величина показника  $Y$  для  $J$ -го режиму математичного плану (експериментальні дані);

$\alpha_j$  – вектор чисел відповідного коефіцієнта (обирається за таблицею 2.3 залежно від коефіцієнта, що розраховується);

$m$  – кількість експериментів ( $m = 9$ );

$\beta_i$  – множник при  $\alpha_j$  (обирається за таблицею 2.3 залежно від коефіцієнта, що

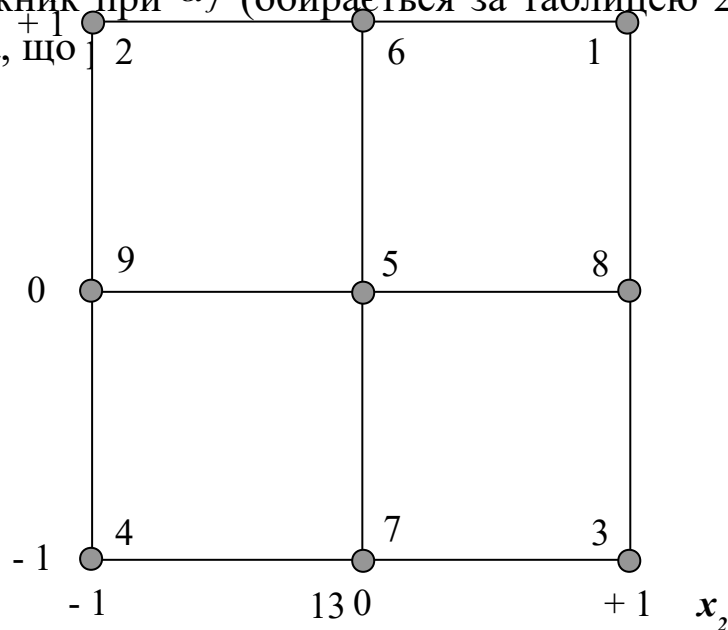


Рисунок 2.2

Наприклад для коефіцієнта  $a_0$

$$a_0 = \frac{12,04 \cdot (-1) + 6,832 \cdot (-1) + 14,192 \cdot (-1) + 7,616 \cdot (-1)}{9} + \frac{9,94 \cdot 5 + 8,68 \cdot 2 + 10,56 \cdot 2 + 13,328 \cdot 2 + 7,14 \cdot 2}{9} = 9,826.$$

Аналогічно за формулою (2.7) з використанням експериментальних значень критеріального показника  $\mathcal{Y}$  (дивись таблицю 2.2) і даних, що наведені у таблиці 2.3 знаходяться числові значення коефіцієнтів УММ, що залишилися.

У результаті розрахунків були отримані наступні значення коефіцієнтів УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$ ;

$$a_0 = 9,826; \quad a_1 = -0,8027; \quad a_2 = 2,995; \\ a_{11} = -0,149; \quad a_{22} = 0,465; \quad a_{12} = -0,342.$$

Таблиця 2.3 – Вектори для обчислення  $a_i$  УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$

Номер експерименту	$\beta_i$	9	6	6	6	6	4
	$\alpha_j$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_{11}$	$a_{22}$	$a_{12}$
<b>1</b>	-	-1	1	1	1	1	1
<b>2</b>	-	-1	1	-1	1	1	-1

3	-	-1	-1	1	1	1	-1
4	-	-1	-1	-1	1	1	1
5	-	5	0	0	-2	-2	0
6	-	2	1	0	1	-2	0
7	-	2	-1	0	1	-2	0
8	-	2	0	1	-2	1	0
9	-	2	0	-1	-2	1	0

Підставивили числові значення коефіцієнтів у формулу (2.6), отримаємо

$$y = 9,826 - 0,8027 \cdot x_1 + 2,995 \cdot x_2 - 0,149 \cdot x_1^2 + 0,465 \cdot x_2^2 - 0,342 \cdot x_1 \cdot x_2. \quad (2.8)$$

Для знаходження розрахункових значень критеріального показника  $y_p$  за режимами математичного плану необхідно у формулу (2.8) підставити значення  $x_1$  та  $x_2$  для всіх заданих планом режимів.

Наприклад для розрахунку критеріального показника  $y_{1p}$  за першим експериментом

$$y_{1p} = 9,826 - 0,8027 \cdot 1 + 2,995 \cdot 1 - 0,149 \cdot 1^2 + 0,465 \cdot 1^2 - 0,342 \cdot 1 \cdot 1 = 11,9922$$

Аналогічні розрахунки проводяться для визначення розрахункових значень критеріального показника  $y_p$  за всіма режимами математичного плану. При цьому отримані значення заносяться до таблиці 2.2.

**Етап 4.** Перевірка адекватності отриманої УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$  виконується за величиною середньоквадратичного відхилення  $\sigma$

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (y_j - y_{jp})^2}{m - n}}, \quad (2.9)$$

де  $y_j$  – величина дослідного показника  $Y$  для  $j$ -го режиму математичного плану (експериментальні дані дивись в таблиці 2.3);

$y_{jp}$  – отримана за моделлю величина показника  $Y$  для  $j$ -го режиму математичного плану (отримані з УММ дивись в таблиці 2.3);

$m$  – кількість режимів математичного плану ( $m = 9$ );

$n$  – кількість коефіцієнтів  $a_i$  в УММ ( $n = 6$ ).

Підставляючи у формулу (2.9) значення  $y_j$  та  $y_{jp}$ , які для кожного режиму плану наведені у таблиці 2.3, отримаємо

$$\begin{aligned} \sigma = & \pm \sqrt{\frac{(12,04 - 11,9922)^2 + (6,832 - 6,6856)^2}{9 - 6}} + \\ & + \sqrt{\frac{(14,192 - 14,2816)^2 + (7,616 - 7,6069)^2}{9 - 6}} + \\ & + \sqrt{\frac{(9,94 - 9,8262)^2 + (8,68 - 8,8742)^2}{9 - 6}} + \\ & + \sqrt{\frac{(10,56 - 10,4796)^2 + (13,328 - 13,2862)^2}{9 - 6}} + \\ & + \sqrt{\frac{(7,14 - 7,2956)^2}{9 - 6}} = \pm 0,1957. \end{aligned}$$

Отримане значення величини  $\sigma$  свідчить про високу точність математичної моделі.

**Етап 5.** Перехід від отриманої в нормованих параметрах УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$  до моделі у дійсних величинах  $y = f(q_1, q_2)$  виконується шляхом підстановки у модель (2.8) знайдених за формулою (2.1) співвідношень для  $x_1$  (2.4) і  $x_2$  (2.5):

$$y = 9,826 - 0,8027 \cdot \left( \frac{q_1 - 20}{10} \right) + 2,995 \cdot \left( \frac{q_2 - 105}{15} \right) -$$



$$\begin{aligned}
& -0,149 \cdot \left(\frac{q_1 - 20}{10}\right)^2 + 0,465 \cdot \left(\frac{q_2 - 105}{15}\right)^2 - \\
& -0,342 \cdot \left(\frac{q_1 - 20}{10}\right) \cdot \left(\frac{q_2 - 105}{15}\right).
\end{aligned} \tag{2.10}$$

Після виконання відповідних математичних перетворень виразу (2.10) отримаємо запис УММ  $y = f(q_1, q_2)$  у такому вигляді:

$$\begin{aligned}
y = & 7,8476 + 0,2189 \cdot q_1 - 0,1884 \cdot q_2 - \\
& -0,00149 \cdot q_1^2 + 0,00207 \cdot q_2^2 - 0,00228 \cdot q_1 \cdot q_2.
\end{aligned} \tag{2.11}$$

Для знаходження розрахункових значень критеріального показника  $y_p$  за режимами математичного плану (таблиця 2.4) необхідно у формулу (2.11) підставити значення  $q_1$  та  $q_2$  для всіх заданих планом режимів.

Наприклад для розрахунку критеріального показника  $y_{1p}$  по першому експерименту

$$\begin{aligned}
y = & 7,8476 + 0,2189 \cdot 30 - 0,1884 \cdot 120 - 0,00149 \cdot 30^2 + \\
& + 0,00207 \cdot 120^2 - 0,00228 \cdot 30 \cdot 120 = 11,9922.
\end{aligned}$$

Аналогічні розрахунки проводяться для визначення розрахункових значень критеріального показника  $y_p$  за всіма режимами математичного плану. При цьому отримані значення заносяться до таблиці 2.4.

Підставляючи у формулу (2.9) значення  $y_j$  та  $y_{jp}$ , які для кожного режиму плану наведені у таблиці 2.4, отримаємо

$$\begin{aligned}
\sigma = & \pm \sqrt{\frac{(12,04 - 11,9922)^2 + (6,832 - 6,6856)^2}{9 - 6}} + \\
& + \sqrt{\frac{(14,192 - 14,2816)^2 + (7,616 - 7,6069)^2}{9 - 6}} + \\
& + \sqrt{\frac{(9,94 - 9,8262)^2 + (8,68 - 8,8742)^2}{9 - 6}} +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \sqrt{\frac{(10,56 - 10,4796)^2 + (13,328 - 13,2862)^2}{9 - 6}} + \\
& + \sqrt{\frac{(7,14 - 7,2956)^2}{9 - 6}} = \pm 0,1957.
\end{aligned}$$

Таблиця 2.4

експерименту Номер	Математичний план		Експериментальн і дані	Отримані з УММ вигляду $y = f(q_1, q_2)$
	$q_1$	$q_2$	$y$	$y_p$
<b>1</b>	30	120	12,04	11,9922
<b>2</b>	30	90	6,832	6,6856
<b>3</b>	10	120	14,192	14,2816
<b>4</b>	10	90	7,616	7,6069
<b>5</b>	20	105	9,94	9,8262
<b>6</b>	30	105	8,68	8,8742
<b>7</b>	10	105	10,56	10,4796
<b>8</b>	20	120	13,328	13,2862
<b>9</b>	20	90	7,14	7,2956

Отримані розрахункові значення критеріального показника  $y_p$  за режимами математичного плану підтвердили правильність переведення моделі вигляду  $y = f(x_1, x_2)$  до моделі у дійсних величинах  $y = f(q_1, q_2)$ .

**Етап 6.** Аналіз УММ вигляду  $y = f(x_1, x_2)$  виконується за допомогою допоміжного графіка, на якому будуються 3 ізолінії фіксованих значень критеріального показника  $y$ .

Для цього з математичного плану (таблиця 2.2) обираються мінімальне та максимальне значення ( $y_{pmin}$  та  $y_{pmax}$ ). Після цього за наведеними нижче формулами знаходяться значення  $y_1$ ,  $y_2$ ,  $y_3$ , для яких будуть ізолінії

$$y_2 = \frac{y_{p \min} + y_{p \max}}{2}, \quad (2.12)$$

$$y_1 = \frac{y_{p \min} + y_2}{2}, \quad (2.13)$$

$$y_3 = \frac{y_2 + y_{p \max}}{2}. \quad (2.14)$$

Наприклад згідно з таблицею 2.2

$$y_{p \min} = 6,6856, \quad y_{p \max} = 14,2816.$$

Згідно з формулами (2.12)...(2.14) отримаємо

$$y_2 = \frac{6,6856 + 14,2816}{2} = 10,484,$$

$$y_1 = \frac{6,6856 + 10,484}{2} = 8,585,$$

$$y_3 = \frac{10,484 + 14,2816}{2} = 12,383.$$

Для побудування на допоміжному графіку ізоліній необхідно отриману УММ (вираз (2.8)) перетворити на квадратне рівняння вигляду

$$a \cdot x^2 + b \cdot x + c = 0, \quad (2.15)$$

а саме

$$\begin{aligned} & 0,465 \cdot x_2^2 + (2,995 - 0,342 \cdot x_1) \cdot x_2 - \\ & -(y - 9,826 + 0,8027 \cdot x_1 + 0,149 \cdot x_1^2) = 0, \end{aligned} \quad (2.16)$$

або

$$\begin{aligned} & -0,149 \cdot x_1^2 - (0,8027 + 0,342 \cdot x_2) \cdot x_1 - \\ & -(y - 9,826 - 2,995 \cdot x_2 - 0,465 \cdot x_2^2) = 0. \end{aligned} \quad (2.17)$$



### **3 ОПТИМІЗАЦІЙНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАТИХ МЕХАНІЗМІВ ТРАНСПОРТНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ**

У даному розділі курсового проекту виконується проектування розповсюдженого в техніці рядового зубчатого механізму, кінематична схема якого подана на рисунку 3.1. Механізм містить вхідну шестерню 1 (з кількістю зубців  $z_1$ ), паразитне зубчате колесо 2 (з кількістю зубців  $z_2$ ) і вихідне

зубчате колесо 3 (з кількістю зубців  $z_3$ ). Для кожного варіанта загальне передаточне відношення механізму дорівнює  $i_{1-3} = z_3/z_1 = 2$ .

Виконання дослідження передбачає вибір з наданих інтервалів варіювання кількості зубців вхідної шестерні  $z_1 = 18 \dots 34$  і паразитного колеса  $z_2 = 20 \dots 52$  таких значень, при яких би габарити механізму не перевищували за розрахунковими вимірами  $A$  і  $B$  заданих граничних значень  $A_{max}$  і  $B_{max}$  і забезпечувалось найбільше значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$  для першого ступеня механізму (зацеплення коліс 1 і 2).

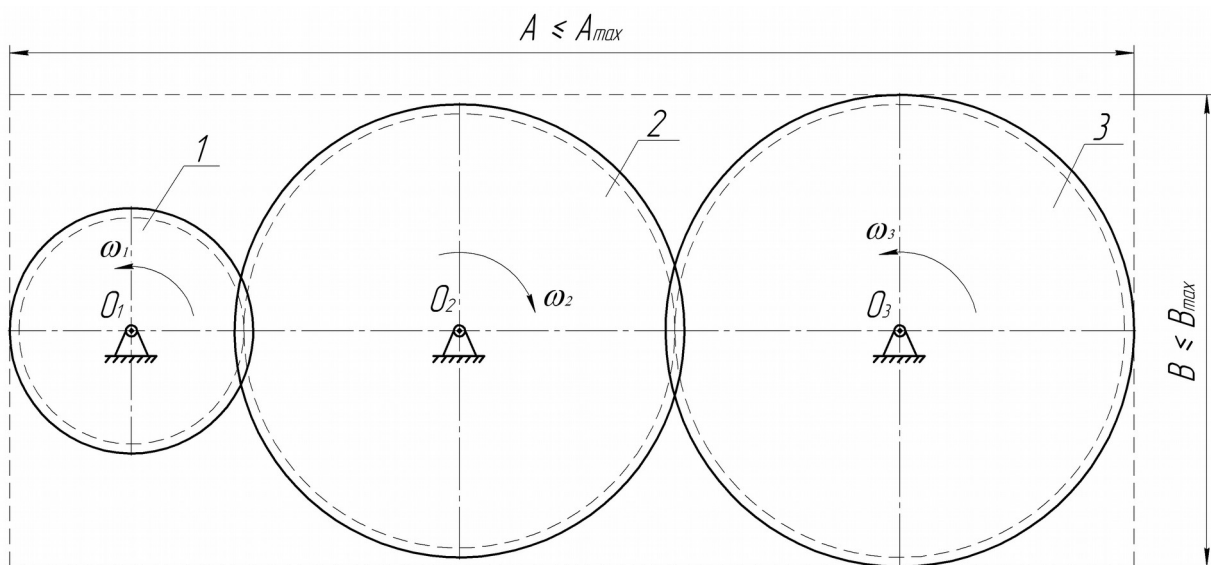


Рисунок 3.1 – Кінематична схема рядового зубчатого механізму

Відповідно до цього етап проектування механізму розглядається як задача багатомірної оптимізації, при розв’язанні якої коефіцієнт перекриття  $\varepsilon$  доцільно вибрати в якості основного критеріального показника, граничні значення габаритів механізму  $A_{max}$  і  $B_{max}$  ураховуються у вигляді функціональних обмежень, а задані інтервали варіювання кількості зубців (керованих змінних)  $z_1$  і  $z_2$  — у вигляді параметричних обмежень. Тоді математичний запис задачі, що розглядається, буде мати вигляд

$$\varepsilon(z_1^*, z_2^*) = \varepsilon_{max}, \quad (3.1)$$

$$z_1^*, z_2^* \in D_x \in D,$$

де  $z_1^*, z_2^*$  – оптимальні значення кількості зубців  $z_1$  і  $z_2$ ;

$\varepsilon(z_1^*, z_2^*)$  – максимально можливе значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$  при заданих інтервалах варіювання змінних  $z_1$  і  $z_2$  з урахуванням функціональних обмежень за габаритами  $A \leq A_{max}$  і  $B \leq B_{max}$ .

При цьому область можливих розв'язків, що визначається інтервалами варіювання змінних  $z_1$  і  $z_2$ ,

$$D = \{z_1, z_2 \mid 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52\}. \quad (3.2)$$

Область припустимих розв'язків з урахуванням функціональних обмежень

$$D_x = \{z_1, z_2 \mid A \leq A_{max}; B \leq B_{max}; 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52\}. \quad (3.3)$$

Остаточно обґрунтований вибір оптимальних значень кількості зубців  $z_1^*, z_2^*$  ( $z_3^* = z_1^* \cdot i_{1-3}$ ) виконується за допоміжним графіком, на якому з використанням УММ (вирази (1.1)...(1.3)) будуються ізолінії функціональних обмежень  $A_{max}, B_{max}$ , а також чотири ізолінії для рекомендованих початковими даними фіксованих значень коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$ .

За отриманими значеннями  $z_1^*, z_2^*$  і  $z_3^*$  виконується розроблення кінематичної схеми рядового зубчатого механізму, що проектується. Дана схема повинна викреслюватися на форматі A2 з використанням стандартного масштабу. Нижче подані розрахункові залежності для визначення основних геометричних параметрів механізму.

Діаметри кіл вершин

$$d_{ai} = m \cdot (z_i^* + 2). \quad (3.4)$$

Діаметри ділительних кіл

$$d_i = m \cdot z_i^*. \quad (3.5)$$

Міжцентрові відстані за ступенями

$$a_{1-2} = m \cdot (z_1^* + z_2^*) / 2, \quad (3.6)$$

$$a_{2-3} = m \cdot (z_2^* + z_3^*) / 2. \quad (3.7)$$

Розрахункові максимальні габарити механізму

$$A = d_{a1} / 2 + a_{1-2} + a_{2-3} + d_{a3} / 2, \quad (3.8)$$

$$B = m \cdot (z_{max}^* + 2). \quad (3.9)$$

Нижче розглянуто **приклад** виконання даного розділу курсового проекту для наступних початкових даних:

- модуль  $m = 5$  мм;
- допустимі напруження кручення  $[\tau] = 20$  МПа;
- віднесений до модуля крутний момент  $\frac{T_3}{m} = 60 \frac{H \cdot m}{мм}$ ;
- крутний момент  $T_3 = 60 \cdot 5 = 300$  Н · м;
- віднесений до модуля максимальний габарит  $\frac{A_{max}}{m} = 120$ ;
- максимальний габарит  $A_{max} = 120 \cdot 5 = 600$  мм;
- віднесений до модуля максимальний габарит  $\frac{B_{max}}{m} = 53$ ;
- максимальний габарит  $B_{max} = 53 \cdot 5 = 265$  мм;
- рекомендовані для виконання оптимізаційного дослідження значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$ :  $\varepsilon_1 = 1,63$ ;  
 $\varepsilon_2 = 1,64$ ;  $\varepsilon_3 = 1,65$ ;  $\varepsilon_4 = 1,66$ ;
- передаточне відношення  $i_{1-3} = 2$ ;
- інтервали варіювання кількості зубців вхідної шестерні  $z_1 = 18 \dots 34$ ;
- інтервали варіювання кількості зубців паразитного колеса  $z_2 = 20 \dots 52$ ;
- узагальнені математичні моделі для показників, що контролюються при проведенні дослідження:

$$A = (2 + 3 \cdot z_1 + z_2) \cdot m; \quad (3.10)$$

$$B = \left( \begin{array}{l} 15,30547 + 0,625 \cdot z_1 + 0,22916 \cdot z_2 + 0,04166 \cdot z_1^2 + \\ + 0,01041 \cdot z_2^2 - 0,03125 \cdot z_1 \cdot z_2 \end{array} \right) \cdot m; \quad (3.11)$$



$$\varepsilon = 1,25127 + 0,01088 \cdot z_1 + 0,0081 \cdot z_2 - 0,00012 \cdot z_1^2 - 0,00007 \cdot z_2^2 - 0,00001 \cdot z_1 \cdot z_2. \quad (3.12)$$

Математичний запис задачі оптимізаційного проектування рядового зубчатого механізму має вигляд

$$\varepsilon(z_1^*, z_2^*) = \varepsilon_{max}, \quad z_1^*, z_2^* \in D_x \in D.$$

Область можливих розв'язків, що визначається інтервалами варіювання змінних  $z_1$  і  $z_2$ ,

$$D = \{z_1, z_2 \mid 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52\}.$$

Область припустимих розв'язків з урахуванням заданих функціональних обмежень

$$D_x = \{z_1, z_2 \mid A \leq 600; B \leq 265; 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52\}.$$

Обґрунтований вибір оптимальних значень кількості зубців зубчатих коліс  $z_1^*, z_2^*$  ( $z_3^* = z_1^* \cdot i_{1-3}$ ) виконується з аналізу допоміжного графіка, на якому з використанням УММ (вирази (3.10), (3.11) і (3.12)) будуються ізолінії функціональних обмежень  $A_{max} = 600$  мм,  $B_{max} = 265$  мм, а також п'ять ізоліній для рекомендованих початковими даними фіксованих значень коефіцієнта перекриття  $\varepsilon_1 = 1,63$ ;  $\varepsilon_2 = 1,64$ ;  $\varepsilon_3 = 1,65$ ;  $\varepsilon_4 = 1,66$  (при побудуванні ізоліній слід використовувати рекомендації, наведені в розділі 2).

На рисунку 3.2 подано допоміжний графік, який побудовано для наведених початкових даних (для зручності побудування графіка на форматі *A4* і його аналізу рекомендовані габарити поля *ABCD*  $160 \times 160$  мм).

На графіку область **можливих розв'язків**  $D(ABCD)$  визначається інтервалами варіювання змінних  $z_1 = 18 \dots 34$  і  $z_2 = 20 \dots 52$ . Ізолінії граничних значень функціональних обмежень  $A_{max} = 600$  мм і  $B_{max} = 265$  мм, що будуються за допомогою УММ (вирази (3.10) і (3.11)), виділяють в області  $D$  область **допустимих розв'язків**  $D_x$  (незаштрихована область графіка *AEFGKD*), у якій і буде проводитись пошук оптимальних значень

кількості зубців. Ізолінії фіксованих значень критеріального показника  $\varepsilon_1 = 1,63$ ;  $\varepsilon_2 = 1,64$ ;  $\varepsilon_3 = 1,65$ ;  $\varepsilon_4 = 1,66$  побудовані за допомогою УММ (вираз (3.12)).

Видно, що найбільше значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon_2 = 1,657$  при виконанні обмежень за максимальними габаритами механізму  $A_{max} = 600$  мм і  $B_{max} = 261,85$  мм досягається при кількості зубців  $z_1^* = 24$  і  $z_2^* = 46$  (точка  $H$ ). Кількість зубців колеса 3  $z_3^* = 24 \cdot 2 = 48$ .

Нижче наведені результати розрахунків геометричних параметрів механізму, що використовуються при розробленні кінематичної схеми (додаток  $B$ ).

Діаметри кіл вершин

$$d_{a1} = m \cdot (z_1^* + 2), \quad (3.13)$$

$$d_{a1} = 5 \cdot (24 + 2) = 130 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2^* + 2), \quad (3.14)$$

$$d_{a2} = 5 \cdot (46 + 2) = 240 \text{ мм},$$

$$d_{a3} = m \cdot (z_3^* + 2), \quad (3.15)$$

$$d_{a3} = 5 \cdot (48 + 2) = 250 \text{ мм}.$$

Діаметри ділительних кіл

$$d_1 = m \cdot z_1^*, \quad (3.16)$$

$$d_1 = 5 \cdot 24 = 120 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot z_2^*, \quad (3.17)$$

$$d_2 = 5 \cdot 46 = 230 \text{ мм},$$

$$d_3 = m \cdot z_3^*, \quad (3.18)$$

$$d_3 = 5 \cdot 48 = 240 \text{ мм}.$$

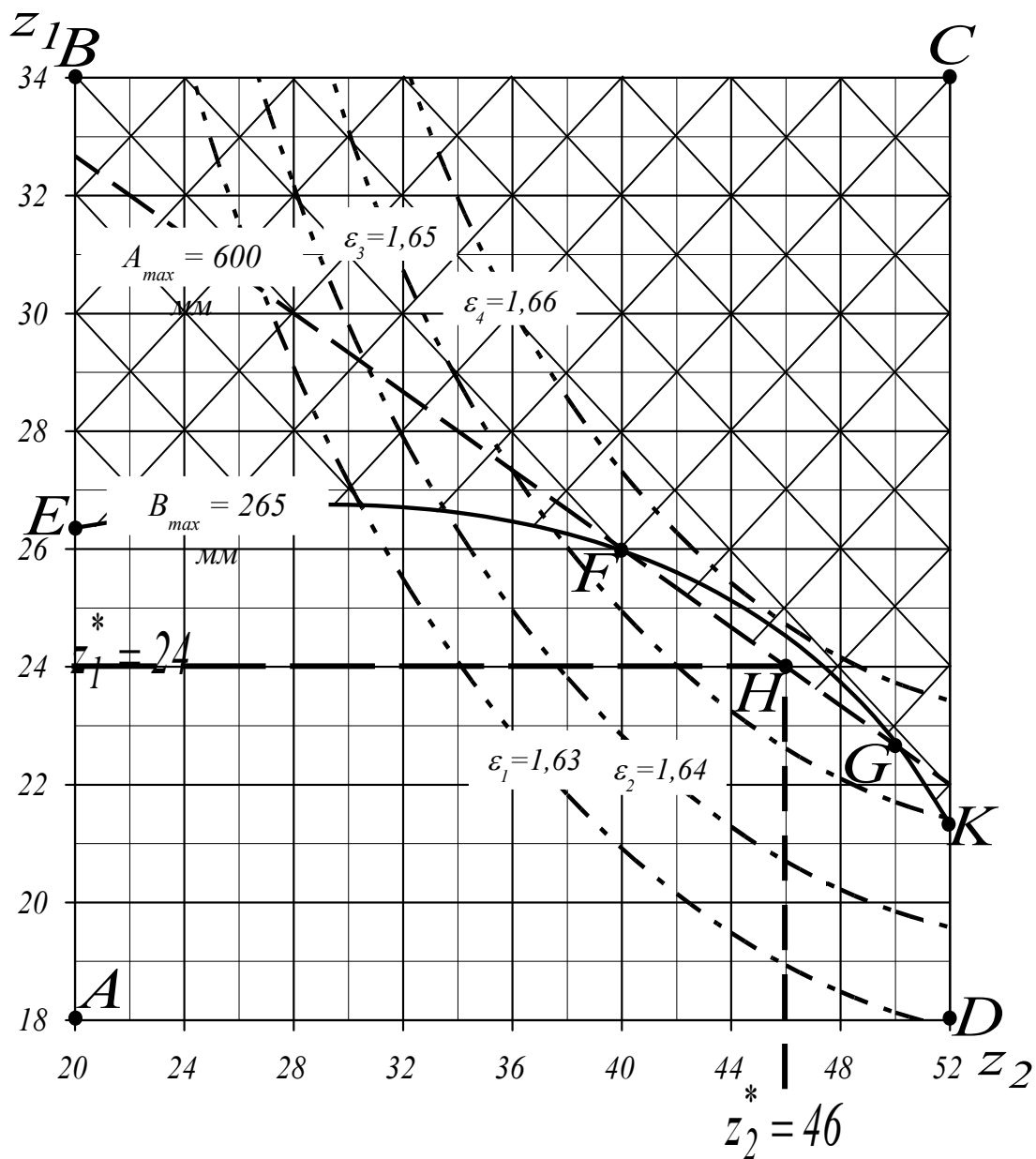


Рисунок 3.2 – Допоміжний графік до вибору оптимальних значень кількості зубців зубчатого механізму

Міжцентрові відстані за ступенями

$$a_{1-2} = m \cdot (z_1^* + z_2^*) / 2, \quad (3.19)$$

$$a_{1-2} = 5 \cdot (24 + 46) / 2 = 175 \text{ мм},$$

$$a_{2-3} = m \cdot (z_2^* + z_3^*) / 2, \quad (3.20)$$

$$a_{2-3} = 5 \cdot (46 + 48) / 2 = 235 \text{ мм}.$$

Розрахункові максимальні габарити механізму

$$A = \frac{d_{a1}}{2} + a_{1-2} + a_{2-3} + \frac{d_{a3}}{2}, \quad (3.21)$$

$$A = \frac{130}{2} + 175 + 235 + \frac{250}{2} = 600 \text{ мм},$$

$$B = m \cdot (z_{max}^* + 2), \quad (3.22)$$

$$B = 5 \cdot (48 + 2) = 250 \text{ мм}.$$

## 4 КОНСТРУЮВАННЯ РЯДОВОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНІЗМУ

Подальші дослідження в курсовому проектуванні передбачають виконання таких робіт:

- розроблення конструкції вала вихідного зубчатого колеса (робоче креслення валу виконується на форматі А3);
- розроблення конструкції вихідного зубчатого колеса 3 (робоче креслення зубчатого колеса виконується на форматі А3);
- розрахунок посадки з натягом з'єднання колеса 3 з валом;
- розроблення проєкції складального креслення рядового зубчатого механізму в корпусі (виконується на форматі А2).

Початковими даними для виконання конструкторської розробки є модуль зубців  $m$ , визначена в попередньому розділі кількість зубців  $z_1^*$ ,  $z_2^*$ ,  $z_3^*$ , крутний момент  $T_3$  на валу вихідного зубчатого колеса, допустимі напруження кручення  $[\tau]$  матеріалу вала. При виборі матеріалів вала та зубчатого колеса слід керуватися рекомендаціями додатка Г.

За умовами до конструювання відповідні ділянки вала (рисунок 4.1) з'єднуються з елементом механічної передачі (або півмуфтою) 1, підшипниками кочення 2, вихідним зубчатим колесом 3, кришкою підшипника 4, гумовим армованим ущільненням 5, дистанційним кільцем 6. Проектувальний розрахунок вала виконується за умов міцності при крученні і має на меті визначення діаметра  $d_i$  і довжини  $l_i$  кожної з позначених ділянок.

Ділянки 1 і 3 вала виконуються зі шпонковими пазами, параметри яких призначаються за додатком Д.

**Порядок проектувального розрахунку вала з урахуванням наведених вище початкових даних:**

**1 ділянка** – під елемент передачі (півмуфту).

Діаметр першої ділянки вала

$$d_1 = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\tau]}}, \quad (4.1)$$

$$d_1 = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{300}{[20]}} = 42,17 \text{ мм.}$$

Величину  $d_1$  округляємо до ближнього більшого значення з ряду  $R_a 40$  (ГОСТ 6636-69): **12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120.**

Отже, для нашого випадку обираємо  $d_1 = 45 \text{ мм.}$

Довжина першої ділянки вала

$$l_1 = (1,3 \dots 1,5) \cdot d_1, \quad (4.2)$$

$$l_1 = 1,5 \cdot d_1 = 1,5 \cdot 45 = 67,5 \text{ мм.}$$

Ширина фаски  $f_e$  вала на першій ділянці обирається в залежності від її діаметра за таблицею 4.1.

Таблиця 4.1

$d_1$	17...24	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
$f_e$	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5

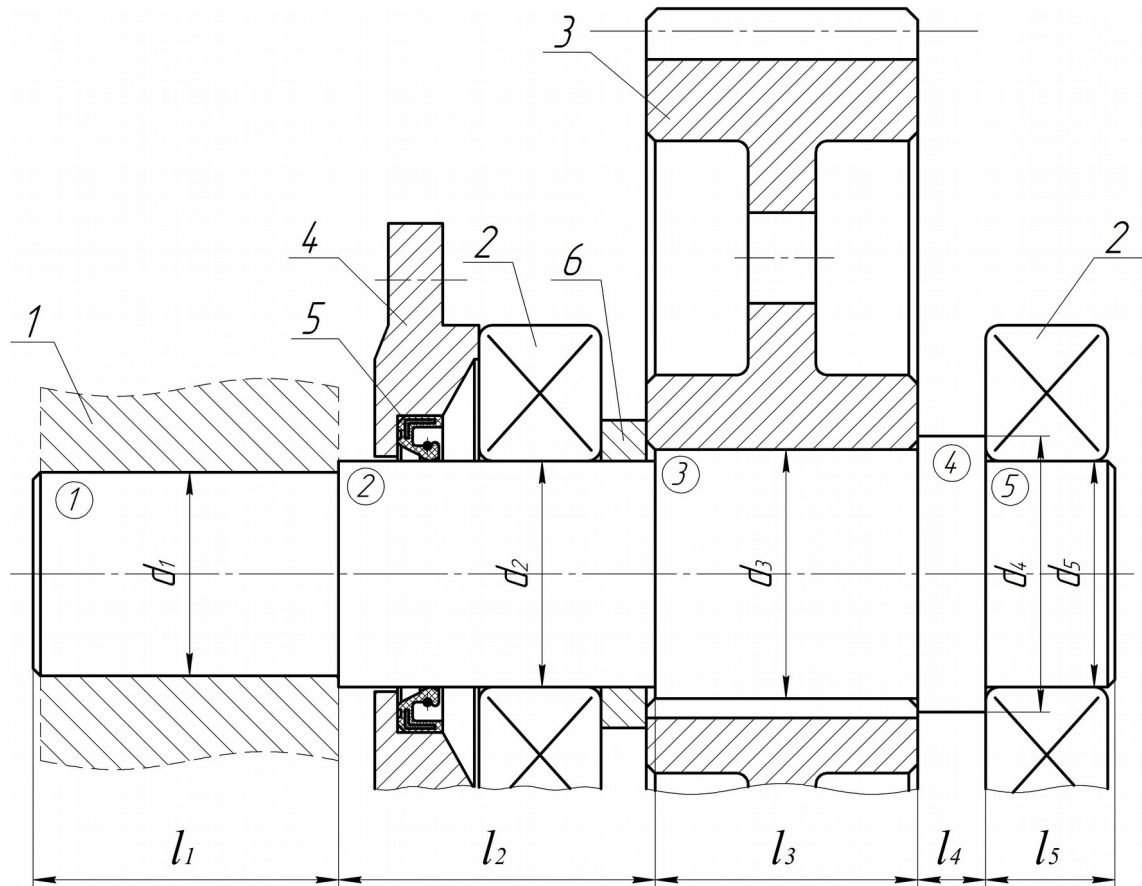


Рисунок 4.1 – Конструкція вихідного вала механізму

**2 ділянка** – під ущільнення кришки з отвором і підшипник.  
Діаметр другої ділянки вала

$$d_2 = d_1 + (4...6), \quad (4.3)$$

$$d_2 = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

Остаточно  $d_2$  приймаємо з додатка *E* (діаметр внутрішнього кільця обраного підшипника). Згідно з цим обираємо підшипник № 310, для якого діаметр внутрішнього кільця  $d = 50 \text{ мм}$ , отже,  $d_2 = 50 \text{ мм}$ .

Ширина обраного підшипника  $B = 27 \text{ мм}$ , а діаметр зовнішнього кільця  $D = 110 \text{ мм}$ . Орієнтуючись на цей діаметр, з додатка *Ж* обираємо ширину кришки підшипника з отвором під манжетне ущільнення, а саме  $H_1 = 23 \text{ мм}$ .

Розміри  $D_y$  і  $h_y$  в кришці обробляються відповідно до параметрів прийнятого ущільнення з додатка **И**.

Ширина дистанційного кільця, розташованого на другій ділянці вала між підшипником та зубчатим колесом, обирається з інтервалу  $c = 10 \dots 12$  мм.

Довжина другої ділянки вала

$$l_2 = H_1 + B + c + 10, \quad (4.4)$$

$$l_2 = 23 + 27 + 10 + 10 = 70 \text{ мм.}$$

**3 ділянка** – під зубчате колесо.

Діаметр третьої ділянки вала

$$d_3 = d_2 + (4 \dots 6), \quad (4.5)$$

$$d_3 = 50 + 5 = 55 \text{ мм.}$$

Довжина третьої ділянки вала

$$l_3 = b - f_k, \quad (4.6)$$

$$l_3 = 60 - 2 = 58 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого вінця вихідного зубчатого колеса розраховується за формулою

$$b = (0,2 \dots 0,25) \cdot m \cdot z_3^*, \text{ а саме } b = 0,25 \cdot 5 \cdot 48 = 60 \text{ мм.}$$

Ширина фаски  $f_k$  зубчатого колеса (рисунок 4.2) обирається залежно від діаметра вала на третій ділянці, на якій і розташовується це колесо, за таблицею 4.2.

Таблиця 4.2

$d_3$	з 20 до 30	> 30 до 40	> 40 до 50	> 50 до 80	> 80 до 120	> 120 до 150
$f_k$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0

**4 ділянка** – вільна (бурт).

Діаметр четвертої ділянки вала

$$d_4 = d_3 + 2 \cdot t, \quad (4.7)$$

$$d_4 = 55 + 2 \cdot 3 = 61 \text{ мм}.$$

Параметр  $t$  обирається залежно від діаметра вала на третій ділянці за таблицею 4.3.

Таблиця 4.3

$d_3$	17...24	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
$t$	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,5

Довжина четвертої ділянки вала

$$l_4 = 10 \dots 15 \text{ мм} = 15 \text{ мм}.$$

**5 ділянка** – під підшипник.

Діаметр п'ятої ділянки вала  $d_5 = d_2 = 50 \text{ мм}.$

Довжина п'ятої ділянки вала

$$l_5 = B + f_e, \quad (4.8)$$

$$l_5 = 27 + 1,6 = 28,6 \text{ мм}.$$

Ширина фаски  $f_e$  вала на п'ятій ділянці обирається залежно від її діаметра за таблицею 4.4.

Таблиця 4.4

$d_5$	17...24	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
$f_e$	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5

Загальна довжина вала

$$l = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5, \quad (4.9)$$



$$l = 67,5 + 70 + 58 + 15 + 28,6 = 239,1 \text{ мм}.$$

**Конструктивні параметри вихідного зубчатого колеса (рисунок 4.2) розраховуються за наведеними нижче формулами.**

Ширина зубчатого вінця

$$b = (0,2 \dots 0,25) \cdot m \cdot z_3^*, \quad (4.10)$$

$$b = 0,25 \cdot 5 \cdot 48 = 60 \text{ мм}.$$

Діаметр вершин

$$d_a = m \cdot (z_3^* + 2), \quad (4.11)$$

$$d_a = 5 \cdot (48 + 2) = 250 \text{ мм}.$$

Діаметр западин

$$d_f = m \cdot (z_3^* - 2,5), \quad (4.12)$$

$$d_f = 5 \cdot (48 - 2,5) = 227,5 \text{ мм}.$$

Товщина маточини

$$\delta_m = (0,25 \dots 0,35) \cdot d_g, \quad (4.13)$$

$$\delta_m = 0,3 \cdot 55 = 16,5 \text{ мм},$$

$$\text{де } d_g = d_3 = 55 \text{ мм}.$$

Діаметр маточини

$$d_m = d_g + 2 \cdot \delta_m, \quad (4.14)$$

$$d_m = 55 + 2 \cdot 16,5 = 88 \text{ мм}.$$

Товщина обода

$$\delta_o = (0,25 \dots 0,35) \cdot b, \quad (4.15)$$

$$\delta_o = 0,3 \cdot 60 = 18 \text{ мм}.$$

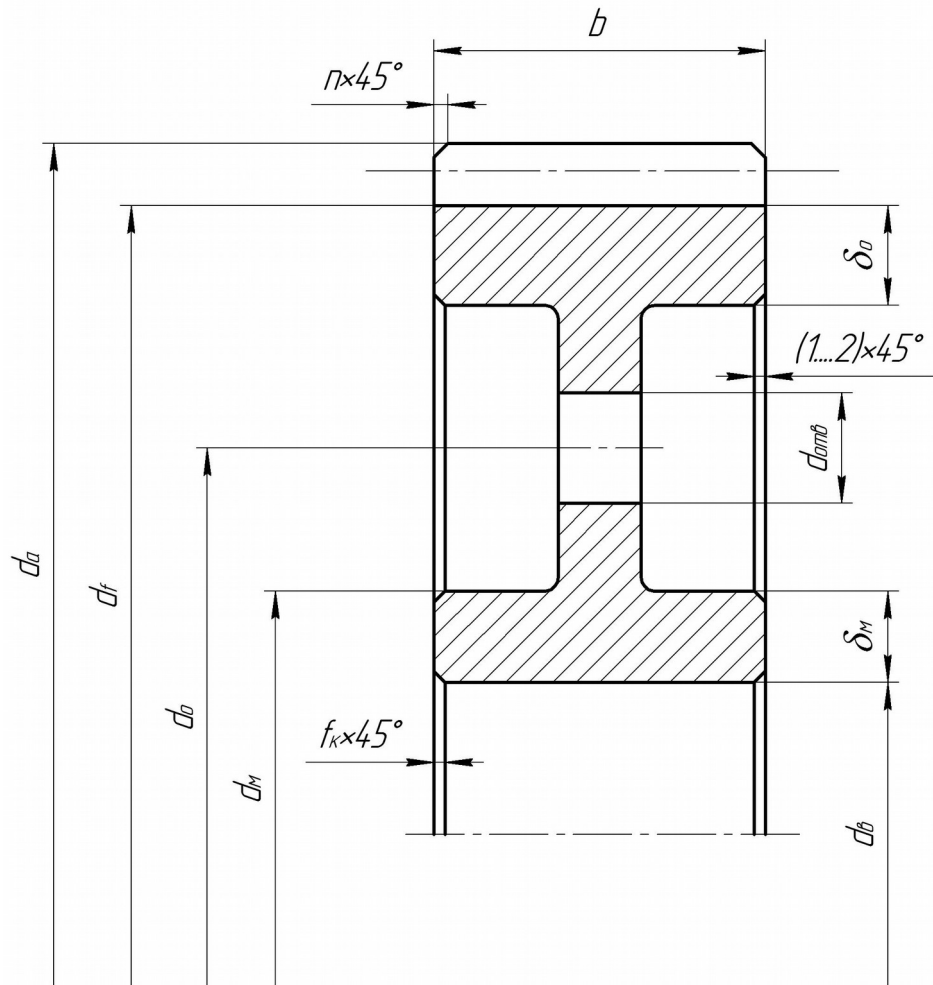


Рисунок 4.2

Ширина диска

$$c = 0,25 \cdot b, \quad (4.16)$$

$$c = 0,25 \cdot 60 = 15 \text{ мм.}$$

Діаметр отворів  $d_{oms} = 10...20 \text{ мм} = 20 \text{ мм.}$

Розмір фаски

$$n = 0,5 \cdot m, \quad (4.17)$$

$$n = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ мм.}$$

**Примітка:** при розробленні робочого креслення зубчатого колеса урахується, що розміри  $(\delta_m)$ ,  $(\delta_o)$  та  $(c)$  повинні бути не менше 10 мм.

При проведенні **розрахунку посадки з натягом** для з'єднання зубчатого колеса з валом слід забезпечити виконання таких вимог:

1) найменший натяг вибраної стандартної посадки ( $N_{min.cm.}$ ) повинен забезпечити відсутність зсуву деталей при передачі навантаження (нерухомість з'єднання);

2) для найбільшого натягу вибраної стандартної посадки ( $N_{max.cm.}$ ) деталі, що з'єднуються, не повинні руйнуватися.

Розмір найменшого розрахункового натягу для забезпечення **першої вимоги** визначається за формулою, мм,

$$N_{min} = p \cdot d \cdot \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + 1,2 \cdot (R_{ZD} + R_{Zd}), \quad (4.18)$$

де  $P$  - питомий експлуатаційний тиск по поверхні контакту, МПа;

$d$  - номінальний розмір з'єднання (діаметр ділянки 3 вала), мм;

$E_D, E_d$  - модулі пружності матеріалів зубчатого колеса (отвору) і вала, для сталених деталей  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$R_{ZD}, R_{Zd}$  - шорсткість, мм, поверхонь отвору зубчатого колеса і вала (прийняти з використанням додатків  $K$  і  $L$ );

$C_D, C_d$  - безрозмірні коефіцієнти для отвору та вала,

$$C_D = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu; \quad C_d = 0,7, \quad (4.19)$$

де  $d_2$  - зовнішній діаметр маточини зубчатого колеса (приймається з розрахунків параметрів зубчатого колеса),

$\mu$  - коефіцієнт Пуассона, для сталі  $\mu = 0,3$ .

Величина питомого експлуатаційного тиску для заданого крутного моменту  $T_3$ , МПа,

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot T_3}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f \cdot 10^6}, \quad (4.20)$$

де  $k = 1,5 \dots 2$  - коефіцієнт запасу міцності з'єднання з урахуванням можливих перевантажень і впливу вібрацій;

$d$  - номінальний розмір з'єднання,  $M$ ;  
 $l$  - довжина з'єднання (довжина ділянки 3 вала),  $M$ ;  
 $f$  - коефіцієнт тертя, для деталей із сталі при термічному складанні приймається  $f = 0,11 \dots 0,14$ .

Стандартна посадка в системі отвору вибирається з таблиці 4.5 за умови

$$N_{min.cm} \geq N_{min}, \quad (4.21)$$

де  $N_{min.cm}$  - мінімальний натяг стандартної посадки з таблиці 4.5.

Для виконання **другої вимоги** (міцності деталей при з'єднанні з максимальним стандартним натягом  $N_{cm.max}$ ) і для маточини зубчатого колеса і для вала контролюється умова

$$N_{max.cm} \leq N_{max}. \quad (4.22)$$

Максимальний розрахунковий допустимий натяг для маточини колеса і вала  $N_{max}$  визначається за формулою

$$N_{maxD,d} = P_{\text{дон}D,d} \cdot d \cdot \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (4.23)$$

де  $P_{\text{дон}}$  - допустимий питомий контактний тиск,  $MПа$ .

Для маточини колеса

$$P_{\text{дон}D} = 0,58 \cdot \sigma_y \cdot \left( 1 - \frac{d^2}{d_2^2} \right). \quad (4.24)$$

Для вала

$$P_{\text{дон}d} = 0,58 \cdot \sigma_y, \quad (4.25)$$

де  $\sigma_y$  - границя текучості матеріалу деталей,  $MПа$  (дивись додаток Г).

Таблиця 4.5 – Вибір посадок за значеннями натягів  $N_{min} / N_{max}$ , МКМ

Інтервал діаметра, мм	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
> 24...30	$\frac{1}{35}$	$\frac{2}{56}$	$\frac{14}{48}$	$\frac{14}{56}$	$\frac{15}{81}$	$\frac{27}{69}$	$\frac{31}{97}$	$\frac{55}{121}$
> 30...40	$\frac{1}{42}$	$\frac{4}{68}$	$\frac{18}{59}$	$\frac{18}{68}$	$\frac{21}{99}$	$\frac{35}{85}$	$\frac{41}{119}$	$\frac{73}{151}$
> 40...50	$\frac{1}{42}$	$\frac{4}{68}$	$\frac{18}{59}$	$\frac{18}{68}$	$\frac{31}{109}$	$\frac{45}{95}$	$\frac{58}{136}$	$\frac{97}{175}$
> 50...65	$\frac{2}{51}$	$\frac{7}{83}$	$\frac{23}{72}$	$\frac{23}{83}$	$\frac{39}{133}$	$\frac{57}{117}$	$\frac{76}{168}$	$\frac{126}{218}$
> 65...80	$\frac{2}{51}$	$\frac{13}{89}$	$\frac{29}{78}$	$\frac{29}{89}$	$\frac{56}{148}$	$\frac{72}{132}$	$\frac{100}{192}$	$\frac{164}{256}$
> 80...100	$\frac{2}{59}$	$\frac{17}{106}$	$\frac{36}{93}$	$\frac{36}{106}$	$\frac{70}{178}$	$\frac{89}{159}$	$\frac{124}{232}$	$\frac{202}{312}$
> 100... 120	$\frac{2}{59}$	$\frac{25}{114}$	$\frac{44}{101}$	$\frac{44}{114}$	$\frac{90}{198}$	$\frac{109}{179}$	$\frac{156}{264}$	$\frac{256}{364}$

Для побудовання схеми розташування полів допусків отвору і вала при утворенні вибраної посадки з натягом (рисунок 4.3) ураховуються основні розміри та відхилення:

-  $D, d$  – номінальний розмір з'єднання;

-  $T_D, T_d$  – допуски розмірів отвору та вала визначаються за формулою

$$T_{D,d} = a \cdot i, \quad (4.26)$$

де  $i$  – одиниця допуску, визначається номінальним розміром (таблиця 4.6);

$a$  – кількість одиниць допуску, визначається вибраним з позначення посадки квалітетом точності (таблиця 4.7);

-  $ES, EI$  – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру отвору (для вибраної посадки в системі отвору  $EI = 0$ ):

$$ES = EI + T_D; \quad (4.27)$$

-  $es, ei$  – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру вала:

$$ei = ES + N_{cm.min}, \quad (4.28)$$

$$es = ei + T_d; \quad (4.29)$$

Таблиця 4.6 – До визначення одиниць допуску розмірів

<i>Інтервал розміру, мм</i>	<b>19...30</b>	<b>31...50</b>	<b>51...80</b>	<b>81...120</b>
<i>Одиниця допуску <math>i</math>, мкм</i>	<b>1,31</b>	<b>1,56</b>	<b>1,88</b>	<b>2,17</b>

Таблиця 4.7 – До визначення кількості одиниць допуску розмірів

<i>Вибраний квалітет точності</i>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>
<i>Кількість одиниць допуску <math>a</math></i>	<b>7</b>	<b>10</b>	<b>16</b>	<b>25</b>	<b>40</b>

-  $D_{max}, D_{min}$  – максимальний і мінімальний граничні розміри отвору

$$D_{max} = D + ES, \quad (4.30)$$

$$D_{min} = D + EI = D; \quad (4.31)$$

-  $d_{max}, d_{min}$  – максимальний і мінімальний граничні розміри вала

$$d_{max} = d + es, \quad (4.32)$$



$$C_D = \frac{1 + (55/88)^2}{1 - (55/88)^2} + 0,3 = 2,58 ;$$

- для вала  $C_d = 0,7$ .

Розмір мінімального розрахункового натягу для забезпечення першої вимоги до посадки

$$N_{min} = 18,15 \cdot 55 \cdot \left( \frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right) + 1,2 \cdot (0,0063 + 0,0063) = 0,0307 \text{ мм}.$$

За отриманим значенням  $N_{min} = 0,0307$  для діаметра з'єднання  $d = 55 \text{ мм}$  з таблиці 4.5 назначається посадка  $H8/u8$ , яка на складальному кресленні позначається  $\text{Ø } 55 \text{ H8/u8}$ .

Для даної посадки мінімальний і максимальний стандартні натяги складають:  $N_{ст.мин} = 0,039 \text{ мм}$  та  $N_{ст.маx} = 0,133 \text{ мм}$ .

Для контролю виконання другої вимоги до посадки визначаємо допустимий питомий контактний тиск:

- для маточини колеса

$$P_{дон.D} = 0,58 \cdot 800 \cdot \left( 1 - \frac{55^2}{88^2} \right) = 282,75 \text{ МПа} ;$$

- для вала

$$P_{дон.d} = 0,58 \cdot 360 = 208,8 \text{ МПа} .$$

Максимальний розрахунковий допустимий натяг:

- для маточини колеса

$$N_{маx D} = 282,75 \cdot 55 \cdot \left( \frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,243 \text{ мм} > N_{ст.маx} = 0,133 \text{ мм} ;$$

- для вала

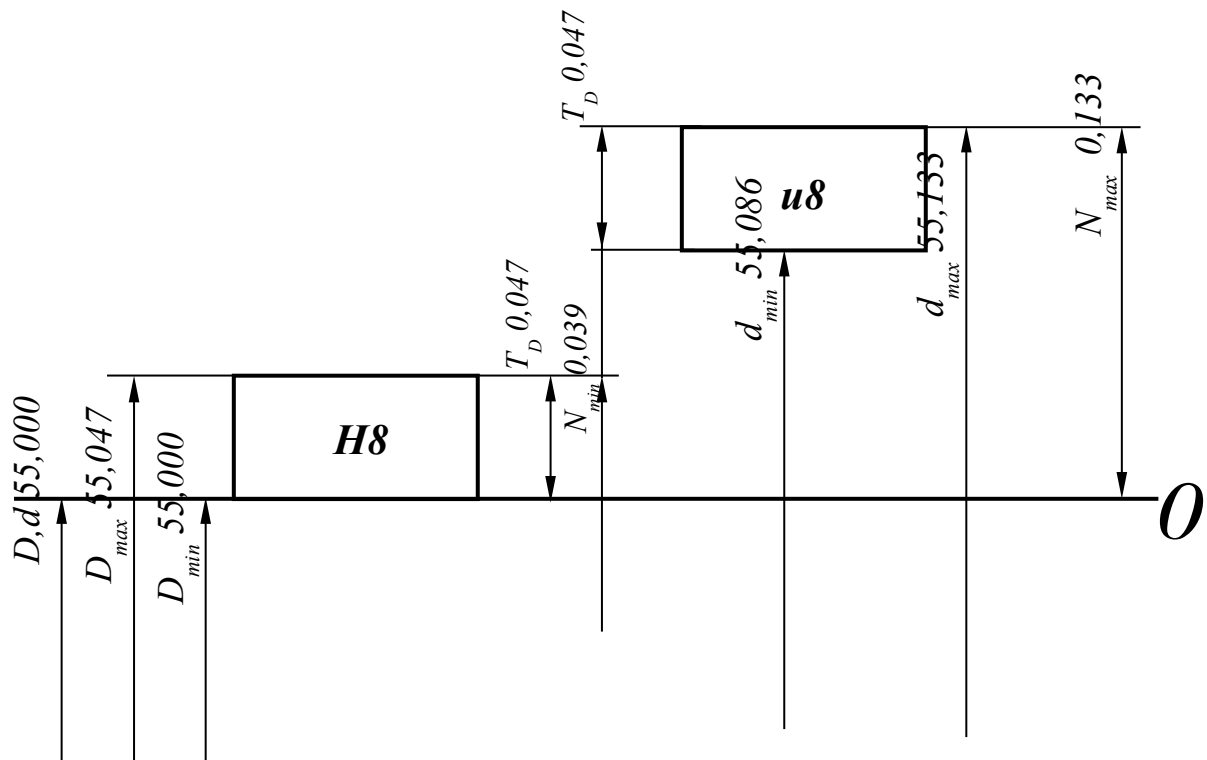
$$N_{маx d} = 208,8 \cdot 55 \cdot \left( \frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,179 \text{ мм} > N_{ст.маx} = 0,133 \text{ мм} ;$$

Видно, що друга вимога для маточини та вала виконується при утворенні посадки, і деталі не руйнуються.



Для побудування схеми розташування полів допусків отвору і вала при утворенні вибраної посадки з натягом  $\emptyset 55$  H8/u8 (рисунок 4.4) визначаються основні розміри та відхилення при номінальному розмірі з'єднання  $D = d = 55$  мм.

Для цього розміру з таблиці 4.6 одиниця допуску  $i = 1,88$  мкм =  $0,00188$  мм. Отвір і вал виготовляються за 8 квалітетом точності, для якого кількість одиниць допуску  $a = 25$  (таблиця 4.7).



Допуски розмірів отвору та вала

Рисунок 4.4 – Схема полів допусків посадки з натягом  $55$  H8/u8

$$T_D = T_d = 25 \cdot 1,88 = 47 \text{ мкм.}$$

Нижнє граничне відхилення отвору  $EI = 0$ . Верхнє граничне відхилення отвору

$$ES = 0 + 47 = 47 \text{ мкм.}$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення розміру вала

$$ei = 47 + 39 = 86 \text{ мкм,}$$

$$es = 86 + 47 = 133 \text{ мкм.}$$

Максимальний і мінімальний граничні розміри отвору

$$D_{max} = 55 + 0,047 = 55,047 \text{ мм},$$

$$D_{min} = 55 + 0 = 55 \text{ мм}.$$

Максимальний і мінімальний граничні розміри вала

$$d_{max} = 55 + 0,133 = 55,133 \text{ мм},$$

$$d_{min} = 55 + 0,086 = 55,086 \text{ мм}.$$

### Список літератури

- 1 Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход. – М.: Мир, 1981. – 456 с.
- 2 Справочник по САПР / Под ред. В.И. Скурихина. – К.: Техника, 1988. – 375 с.
- 3 САПР: В 9 кн. Кн. 1. Математические модели технических средств / Под. ред. И.П. Норенкова. – Минск: Высшая школа, 1998. – 159 с.
- 4 Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей / В.З. Бродский, Л.И. Бродский, Т.Н. Голикова и др. – М.: Металлургия, 1982. – 752 с.
- 5 Мороз В.І., Братченко О.В., Ліньков В.В. Основи конструювання і САПР: Навч. посібник. – Харків: Нове слово, 2003. – 194 с.
- 6 Прикладная механика / Под ред. К.И. Заблонского. – К.: Вища школа, 1984. – 280 с.
- 7 Метрологія, стандартизація і сертифікація: Навч. посібник / В.І. Мороз. – Харків: УкрДАЗТ, 2000. – 77 с.
- 8 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.

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

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

~~Міністерство освіти і науки України~~

Українська державна академія залізничного транспорту

Кафедра «Механізація проектування машин»

*Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки*

## КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з дисципліни основи конструювання і САПР

на тему: «Отримання і використання узагальнених математичних моделей для функціонального і структурного проектування технічних засобів транспорту»

КПМ ОК САПР 0\_\_ .0\_\_ .00 ПЗ

Студента (ки) \_\_\_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
напряму підготовки 6.050601 Теплоенергетика  
Спеціальності 7.05060101 Теплоенергетика

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_\_

Члени комісії: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

## Додаток Б

### *Приклад оформлення змісту пояснювальної записки*

#### Зміст

Вступ.....	3
1 Отримання узагальнених математичних моделей з використанням методів математичного планування експерименту.....	4
1.1 Початкові дані.....	5
1.2 Отримання шуканої математичної моделі.....	6
1.3 Дослідження узагальненої математичної моделі з використанням допоміжного графіка.....	6
2 Оптимізаційне проектування передавального рядового зубчатого механізму.....	6
2.1 Початкові дані.....	6
2.2 Формалізований опис задачі оптимізаційного проектування.....	6
2.3 Розв'язання задачі проектування передавального механізму з використанням узагальнених математичних моделей.....	6
2.4 Розроблення конструкції передавального механізму...	6
Список літератури.....	3

					<i>КПМ ОК САПР 07.06.00 ПЗ</i>	9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Пояснювальна записка та розрахунки</i>	Літ Аркуш Арк 2 24
Розроб.	Васін					
Перевір.	Логвіненко					
Н. контр.	Павшенко					
Затв.	Логвіненко					
<i>УкрДАЗТ гр. 10-IV-TE</i>						15

## **Додаток В**

*Приклад оформлення кінематичної схеми механізму*



для виготовлення зубчатих коліс

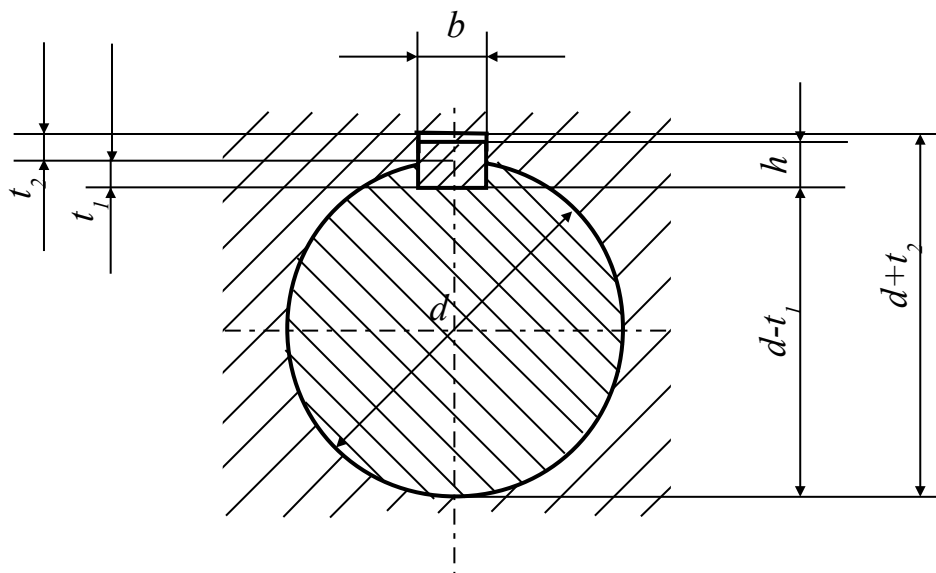
Марка сталі (ГОСТ)	Термообробка	Механічні властивості після термообробки		
		Твердість НВ	Границя текучості $\sigma_y$ , МПа	Границя міцності $\sigma_{ut}$ , МПа
35 (1050-74)	Нормалізація	140...190	320	540
35Л (977-75)	Нормалізація	$\geq 145$	280	500
40 (1050-74)	Нормалізація	190...230	400	700
40Л (977-75)	Нормалізація	$\geq 150$	290	520
45 (1050-74)	Поліпшення	170...215	340	600
50 (1050-74)	Поліпшення	180...230	350	640
50Л (977-75)	Нормалізація	$\geq 155$	340	580
40Х (4543-71)	Поліпшення	260...280	800	1000
40ХЛ (7832-65)	Поліпшення	180	500	650
40ХН (4543-71)	Поліпшення	230...300	600	850
40ХНЛ (7832-65)	Нормалізація	200	500	700
18ХГТ (4543-71)	Цементация	285	900	1000
25ХГТ (4543-71)	Цементация	300	950	1150
12ХН3А (4543-71)	Цементация	300	800	1000
12Х2Н4А (4543-71)	Цементация	290	800	1000
20Х2Н4А (4543-71)	Цементация	350	1100	1300

Таблиця Г.2 – Механічні характеристики сталей, що використовуються для виготовлення редукторних валів

Марка сталі (ГОСТ)	Твердість НВ, не менше	$\sigma_{ut}$ , МПа	$\sigma_y$ , МПа	$\tau_y$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\tau_{-1}$ , МПа	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
45 (1050-74)	197	610	360	210	270	150	0,1	0,05
40Х (4543-71)	217	1000	800	450	450	250	0,15	0,1
40ХН (4543-71)	229	1000	800	450	450	250	0,15	0,1
12ХН3А (4543-71)	217	950	700	420	420	240	0,15	0,1
18ХГТ (4543-71)	217	1000	900	540	450	250	0,15	0,1
30ХГТ (4543-71)	229	1500	1300	780	670	80	0,15	0,1

Додаток Д

Параметри призматичних шпонок (з СТ СЭВ 189-75)



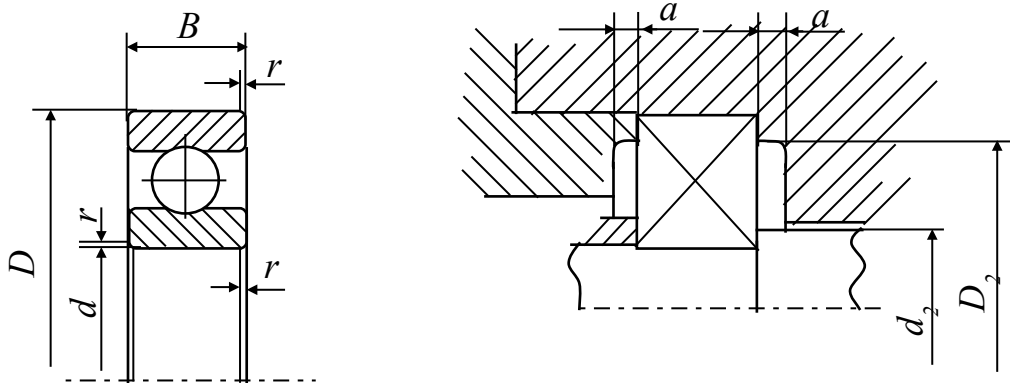
Діаметр вала $d$ , мм	Переріз шпонки, мм		Інтервал довжини $l$ , мм	Глибина шпонкового паза, мм	
	$b$	$h$		$t_1$	$t_2$
>22...30	8	7	18...90	4	3,3
>30...38	10	8	22...110	5	3,3
>38...44	12	8	28...140	5	3,6
>44...50	15	9	36...160	5,5	3,8
>50...58	16	10	45...180	6	4,3
>58...65	18	11	50...200	7	4,4
>65...75	20	12	56...220	7,5	4,9
>75...85	22	14	63...250	9	5,4
>85...95	25	14	70...280	9	5,4
>95...110	28	16	80...320	10	6,4
>110...180	32	18	90...360	11	7,4

Примітка: довжина шпонки повинна вибиратися з ряду: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 63; 70; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

## Додаток Е



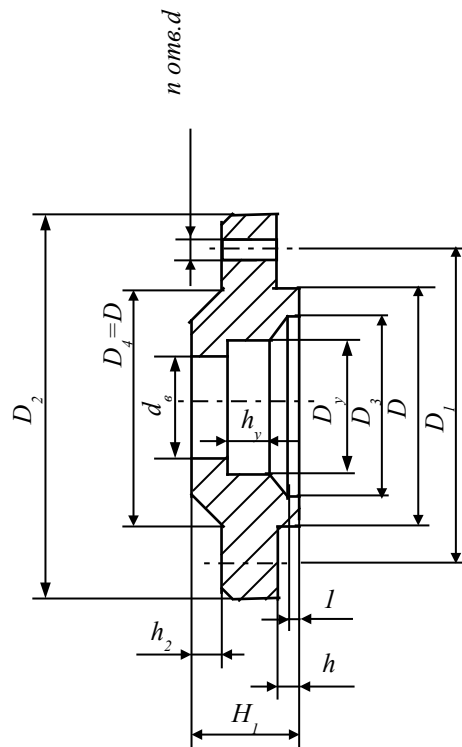
Параметри кулькових радіальних підшипників (з ГОСТ 8338-75)



Умовне позначення підшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$C$ , $H$	$d_{2min}$ , мм	$D_{2max}$ , мм	$a$ , мм
300	10	35	11	1	6360	14	30,8	1,8
301	12	37	12	1,5	7630	17	31,2	2,0
302	15	42	13	1,5	8900	20	36,2	2,0
303	17	47	14	1,5	10900	22	41,2	2,0
304	20	52	15	2	12500	26,5	45	2,0
305	25	62	17	2	17600	31,5	55	2,0
306	30	72	19	2	22000	36,5	65	2,0
307	35	80	21	2,5	26200	43	71	2,0
308	40	90	23	2,5	31900	48	81	2,0
309	45	100	25	2,5	37800	53	91	2,0
310	50	110	27	3	48500	60	99	2,0
311	55	120	29	3	56000	64,4	111	3,0
312	60	130	31	3,5	64100	71	118	3,0
313	65	140	33	3,5	72700	76	128	3,0
314	70	150	35	3,5	81700	81	138	3,0
315	75	160	37	3,5	89000	86	148	3,0

Додаток Ж

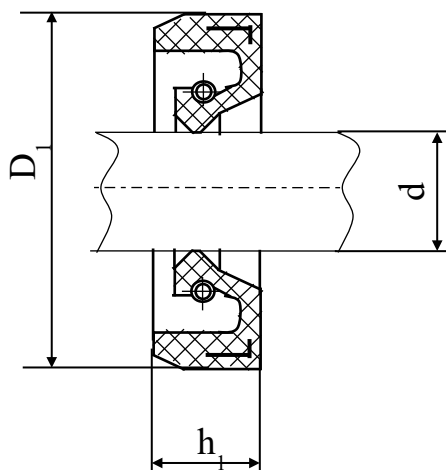
Параметри кришок підшипників з отвором для манжетного ущільнення  
(з ГОСТ 18512-73)



$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	Отвір під гвинт		$H_1$	$h$	$h_2$
				$d$	$n$			
62	75	95	52	7	4	15	5	2
72	90	110	62	9	4	18	6	3
80	100	120	72	9	4	18	6	3
90	110	130	80	9	4	18	6	3
100	120	145	90	11	6	23	8	3
110	130	155	95	11	6	23	8	3
120	140	165	105	11	6	26	8	4
130	150	175	115	11	6	26	8	4
140	160	185	125	13	6	26	10	4
150	170	195	135	13	6	26	10	5
160	180	205	145	13	6	26	10	5
170	190	215	155	13	6	30	13	5
180	200	225	165	15	6	30	13	5
190	210	235	175	15	6	30	13	5

Додаток И

Параметри гумових армованих манжет для валів (з ГОСТ 8752-79)



Діаметр вала $d$ , мм	$D_1$	$h_1$	Діаметр вала $d$ , мм	$D_1$	$h_1$
20	40	8	50	70	10
25	42	8	55	80	10
30	52	10	60	85	10
35	58	10	65	90	10
40	60	10	70	95	10
45	65	10	75	100	12

Додаток К



# Зразок креслення зубчатого колеса

$\sqrt{Ra12,5}$  (✓)

Модуль	<i>m</i>	5
Кількість зубців	<i>z</i>	48
Нормативний початковий контур		ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	<i>x</i>	0
Ступінь точності по ГОСТ 1643-81		8-B
Дільний діаметр	<i>d</i>	240

КПМ ОК САПР 07.06.03 ГЧ

Мат. №	Лист	Маса	Масштаб
УкрДАЗТ	У	7,45 кг	1:1
Читб	Лист 3	Листов	4
УкрДАЗТ Зр. 10-IV-TE			
Формат А3			

1. 260...280 НВ  
2. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори Н14, вали h14, інші +IT14/2

Мен. Лист	№ докум.	Лист	Листів
Розроб.	Васил. А.В.		
Проб.	Левченко О.А.		
Т.контр.	Левченко О.А.		
Н.контр.	Левченко А.В.		
Читб.	Левченко О.А.		

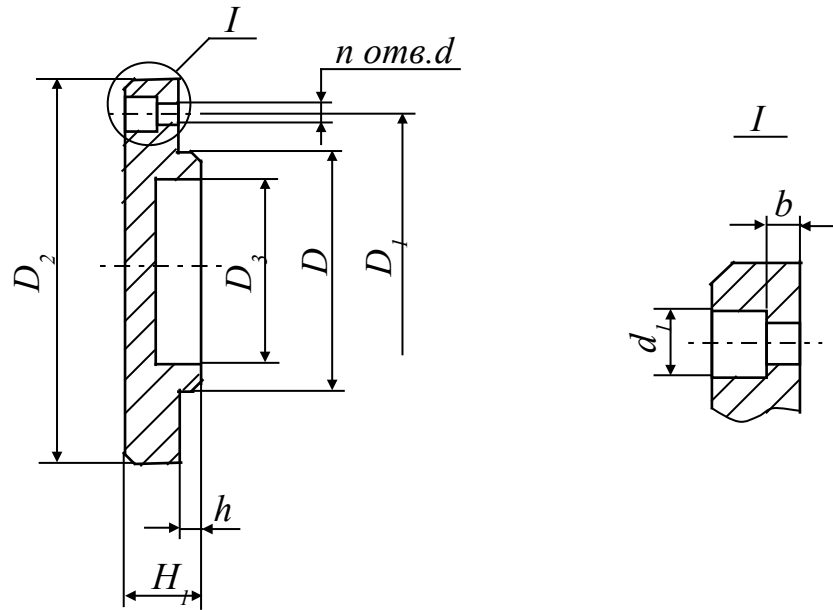
КПМ ОК САПР 07.06.03 ГЧ

Колесо  
зубчатое

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71



Параметри кришок підшипників торцевих глухих (з ГОСТ 18511-73)



$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	Отвір під гвинт			$H_1$	$h$	$b$
				$d$	$d_1$	$n$			
62	75	95	52	7	12	4	15	5	5
72	90	110	62	9	15	4	18	6	6
80	100	120	72	9	15	6	18	6	6
90	110	130	80	9	15	6	18	6	6
100	120	145	90	11	18	6	22	8	7
110	130	155	95	11	18	6	22	8	7
120	140	165	105	11	18	6	22	8	7
130	150	175	115	11	18	6	22	8	7
140	160	185	125	13	21	6	25	10	8
150	170	195	135	13	21	6	25	10	8
160	180	205	145	13	21	6	25	10	8
170	190	215	155	13	21	6	30	13	9
180	200	225	165	15	24	6	30	13	9
190	210	235	175	15	24	6	30	13	9

