

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ  
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН  
РОБОЧА ПРОГРАМА, МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ТА КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ**  
для студентів дистанційного навчання  
машинобудівних спеціальностей

Затверджено  
редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол №1 від 23.06.11р.

Харків  
НТУ «ХП»  
2012

**Теорія механізмів і машин.** Робоча програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів дистанційного навчання машинобудівних спеціальностей / Уклад. О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко, С.Б. Єрмоєнко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – 40 с.

Укладачі: О. І. Зінченко  
Г. А. Кротенко  
С. Б. Єрмоєнко

Рецензент В. В. Офій

Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин

## **Вступ**

Дані методичні вказівки призначені для виконання розрахунково-графічної роботи студентами факультету дистанційного навчання. Наданий план виконання цієї роботи, коротка теоретична довідка до виконання розділів завдання, контрольні питання до розділів, приклад виконання розрахунково-графічної роботи і самі завдання.

Розрахунково-графічна робота присвячена синтезу механізмів з вищими кінематичними парами. До таких відносять зубчасті і кулачкові механізми. Синтез – це проектування нових механізмів, виходячи з необхідних умов замовника.

Навчальна робота студента-заочника складається із вивчення теоретичного матеріалу, виконання і здачі лабораторних робіт та розрахунково-графічної роботи, яка складається з двох задач, здачі екзамену.

Для закріплення вивченого теоретичного матеріалу студенти можуть користуватися коротким довідником з курсу “Теорія механізмів і машин” [1].

До лабораторних робіт студенти можуть підготуватися, використовуючи методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу “Теорія механізмів і машин” [2].

Для успішного виконання і здачі розрахунково-графічної роботи студенти повинні освоїти теоретичний матеріал [3] та практичний матеріал курсу [4,5]. В цьому їм допоможуть дані методичні вказівки.

До екзамену з курсу ТММ допускаються студенти, які виконали і захистили лабораторні роботи та розрахунково-графічну роботу.

## Загальні вказівки

При продовженні вивчення курсу студенти виконують розрахунково-графічне завдання (РГЗ), яке присвячене синтезу механізмів з вищою кінематичною парою. Це РГЗ складається з двох частин. Перша частина (задача №1) – визначення передаточного відношення складного зубчастого механізму, визначення числа зубців  $z_5$ , графічне зображення картини зубчастого зачеплення  $z_4 - z_5$ . Друга частина (задача №2) – проектування кулачкового механізму та його графічне зображення. Завдання наведені в додатку А. Номер завдання і номер варіанту кожному студенту задає викладач. Приклад виконання і оформлення розрахунково-графічного завдання наведений у розділах 1 і 2.

Розрахунково-пояснювальна записка оформлюється на одній стороні аркушу паперу формату А-4 (197× 210 мм) чорнилами. Відстань між строками повинна бути 8–12 мм. Сторінки пояснювальної записки повинні мати поля: ліве – не менше 30 мм, праве – не менше 10 мм, верхнє – 15 мм, нижнє – 20 мм. Всі сторінки нумеруються, нумерація частин завдання – наскрізна. Номер сторінки ставиться в правому верхньому куті записки.

Матеріал у пояснювальній записці розташовують у такій послідовності: титульний аркуш, зміст, основна частина, список використаної літератури, додатки.

Всі розрахунки повинні бути виконані з використанням міжнародної системи одиниць СІ.

В графічну частину РГЗ включають всі побудови, виконані в масштабі, на двох аркушах формату А-1, а в пояснювальну записку – розрахунки і пояснення, пов'язані з виконанням РГЗ. Кожний аркуш графічної частини оформлюють відповідно до ГОСТ 2.304-81. Графічні побудови оформлюють олівцем.

### 1. Зубчасті передачі

#### 1.1. Робоча програма

Передаточне відношення. Поліус зачеплення. Основна теорема зачеплення (теорема Вілліса). Евольвента кола. Лінія зачеплення, кут зачеплення. Нарізання зубчастих коліс. Ділильна міжосьова відстань, модуль зачеплення. Кут перекриття. Підрізання зубців. Складні зубчасті передачі. Загальне пе-

редаточне відношення серії зубчастих коліс. Планетарні і диференціальні механізми, передаточне відношення планетарного механізму. Синтез планетарних механізмів.

**Передачами** в машинах називають пристрої, які служать для передачі або перетворення механічного руху. Передачі можуть бути: механічні, гідравлічні, пневматичні та електричні. **Зубчасті передачі** відносять до механічних передач.

**В зубчастих передачах** передача руху здійснюється механічним зачепленням зубців вхідного колеса за зубці вихідного колеса. Зубчаста передача утворює **вищу кінематичну пару**.

**Передаточним відношенням** називається відношення кутових швидкостей двох зубчастих коліс, або інші відношення:

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}, \text{ де } n_i - \text{число обертів зубчастих коліс, } z_i - \text{число}$$

зубців коліс,  $r_{w_i}$  – радіуси початкових кіл,  $\omega_i$  - кутові швидкості коліс.

Поверхні, що перекочуються одна відносно одної без ковзання, називаються початковими, відповідно й кола радіусами  $r_{w_1}$ ,  $r_{w_2}$  називають так само. Два початкових кола дотикаються у точці  $P$  – полюсі зачеплення.

**Модулем зубчастого зачеплення** називають відношення колового кроку  $p$  до числа  $\pi$ :  $m = \frac{p}{\pi}$ .

**Коловим кроком** зубчастого зачеплення  $p$  називають відстань між однойменними точками профілів двох сусідніх зубців, виміряну на будь-якому колі:  $p = \frac{\pi d}{z}$ , де  $d$  – діаметр кола, на якому виміряний крок;  $z$  – число зубців колеса.

**Лінією зачеплення** називається геометричне місце точок дотику зубців двох коліс на нерухомій площині. В евольвентному зачепленні такою лінією є загальна нормаль до профілів зубців, що проведена через точку їх контакту. Відрізняють **теоретичну і практичну лінію зачеплення**.

**Теоретична лінія зачеплення** – відстань між точками дотику спільної нормалі з основними колами, **практична лінія зачеплення** – частина лі-

нії зачеплення, яка знаходиться між точками перетину її з колами вершин.

Кутом профілю вихідного контуру  $\alpha$  називається кут між бічною стороною і віссю зуба. Стандартне значення  $\alpha = 20^\circ$ .

**Нарізання зубчастих коліс.** Відрізняють два принципово різні методи нарізання зубчастих коліс: **копіювання і обкатки.**

При методі **копіювання** зубчасті колеса нарізаються інструментом, профіль якого точно збігається з профілем западини колеса, що нарізається.

Якщо кількість зубців колеса, що нарізається, менше 17, виникає **підрізання ніжки зубця.**

Щоб уникнути явища підрізання, слід змістити ріжучий інструмент від заготовки на величину зміщення  $x = mh_a^*(1 - z/z_{\min})$ . Зміщення рейки впливає на геометричні параметри зубців у цілому.

**Найпростіший зубчастий механізм** – це триланковий механізм, що складається з двох зубчастих коліс та стояка. Такий механізм являє собою **зубчастий ступінь**. Одним зубчастим ступенем можна реалізувати не досить велике передаточне відношення. Тому у разі необхідності одержання значно більших передаточних відношень використовують **складні зубчасті передачі.**

**Складні зубчасті механізми (багатоланкові)** поділяють на два основні види:

1. Зубчасті механізми з **нерухомими осями** всіх коліс. Такі передачі називають **серіями зубчастих коліс.**

2. Зубчасті механізми з **рухомими осями** (планетарні, диференціальні передачі).

Зубчастий механізм, який містить хоча б одне колесо з рухомою відносно стояка віссю обертання, називається **планетарним**. У планетарному механізмі ступінь рухомості  $W = 1$ . У такому механізмі колеса з рухомими осями обертання називаються **сателітами**; ланка, на якій розміщена вісь сателітів – **води́ло** (H); колеса з нерухомими осями обертання називаються **сонячними** або **центральноними**; нерухоме центральне колесо – **опорним**.

У диференціальному механізмі  $W = 2$  або більше.

**Передаточне відношення планетарного механізму** визначається за формулою Вілліса, яка виводиться, виходячи з методу зупинки водила:

$i_{1H} = 1 - (-1)^p * \frac{Dz_j}{Dz_i}$ , де  $p$  – число пар зовнішнього зачеплення,  $Dz_j$  – добуток чисел зубців ведених коліс,  $Dz_i$  – добуток чисел зубців ведучих коліс.

### Контрольні питання

1. Що називають передачами в машинах? Які ви знаєте різновидності передач?
2. За рахунок чого здійснюється передача руху у зубчастих передачах?
3. Що називають полюсом зубчастого зачеплення?
4. Які кінематичні пари має зубчаста передача у своєму складі? Наведіть приклад.
5. Яка величина є основним кінематичним параметром зубчастої передачі?
6. Модуль зубчастого зачеплення, одиниця вимірювання модуля.
7. Як визначити передаточне відношення простого зубчастого механізму зовнішнього та внутрішнього зачеплення? Наведіть приклади.
8. Як визначити передаточне відношення складного зубчастого механізму? Наведіть приклади.
9. Як зміниться передаточне відношення, якщо модуль зубчастого зачеплення зменшити, а кількість зубців залишити постійною?
10. Що називається кутом нормального зубчастого зачеплення? Якій величині він дорівнює?
11. На якому колі (основному, ділильному, початковому, колу вершин чи колу западин зубчастого колеса) величина модуля є стандартною?
12. Наведіть приклади підрахунку міжосьової ділильної відстані для пари зубчастих коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплення.
13. Які ви знаєте методи нарізання зубчастих коліс і в якому випадку має місце явище підрізання зубців?
14. Фізична суть коефіцієнта перекриття, його мінімальне значення.
15. Які ви знаєте різновидності зубчастих передач? У чому їх різниця?
16. Редуктори та мультиплікатори. У чому їх різниця?
17. Для чого використовують паразитні зубчасті колеса?

18. Наведіть приклади планетарних механізмів. Вкажіть ланки, які входять до складу цих механізмів.

19. Наведіть приклад планетарного механізму. Обчисліть передаточне відношення за формулою Віллїса.

20. У чому суть умов співвісності та сусідства блоків сателїтів планетарного механізму?

21. У чому суть умови складання планетарного механізму?

### **Лабораторні роботи**

Основна мета лабораторних робіт – закрїплення та поглиблення знань, одержаних при вивченні курсу ТММ.

Лабораторні роботи в семестрі:

1. Моделювання процесу нарізання евольвентних цилїндричних зубчастих колїс методом обкатки (лаб. робота № 4 [2]).

2. Визначення передаточного відношення багатоступеневої рядової зубчастої передачі (лаб. робота № 6 [2]).

3. Визначення передаточного відношення планетарних передач (лаб. робота № 7 [2]).

#### **1.2. Послїдовність виконання**

1. Накреслити в пояснювальній записці кїнематичну схему зубчастої передачі, заданої в завданні.

2. Визначити загальне передаточне відношення зубчастої передачі:  $i_{\text{заг}} = \omega_{\text{д}} / \omega_1$ , де  $\omega_{\text{д}}$  – кутова швидкїсть електродвигуна,  $\omega_1$  – кутова швидкїсть початкової ланки головного механїзму.

3. Так як зубчаста передача складається із послїдовно зчеплених планетарної та простої звичайної передачі, то  $i_{\text{заг}} = i_{\text{зв}} \cdot i_{\text{пл}}$ .

4. Визначити передаточне відношення планетарної передачі, використовуючи формулу Віллїса.

5. Знайти невідоме число зубцїв  $z_5$  із умови забезпечення загального передаточного відношення.

6. Провести геометричний розрахунок зубчастого зачеплення, утво-

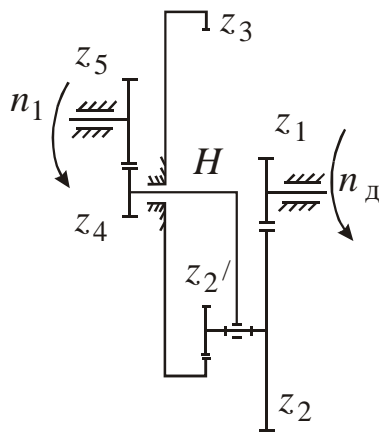
реного двома зубчастими колесами з числом зубців  $z_4$  і  $z_5$ . Основні геометричні параметри цих коліс визначаються за даними, вказаними в завданні. Прийняти, що число блоків сателітів дорівнює трьом; зубчасті колеса нарізані стандартним рейковим інструментом і є прямозубими. Для зубчастих коліс з числом зубців, меншим 17, коефіцієнт зміщення рейки знайти як мінімальний, при якому подріз відсутній. Для всіх інших зубчастих коліс прийняти, що цей коефіцієнт дорівнює нулю.

7. Побудувати картину зачеплення зубчастих коліс  $z_4 - z_5$ .

### 1.2.1. Задача № 1

Кінематична схема зубчастої передачі представлена на рис. 1.

Дано:



$$\begin{aligned} z_1 &= 18; \\ z_2 &= 48; \\ z_{2'} &= 24; \\ z_3 &= 90; \\ z_4 &= 10; \\ m &= 5 \text{ мм}; \\ n_1 &= 60 \text{ об/хв}; \\ n_d &= 1450 \text{ об/хв}; \\ k &= 3. \end{aligned}$$

Рисунок 1 – Кінематична схема зубчастої передачі

1.2.1.1. Визначення спільного передаточного відношення зубчастої передачі і числа зубців  $z_5$ .

Визначаємо спільне передаточне відношення зубчастого механізму:

$$|i_{d1}| = \omega_d / \omega_1 = 151,76 / 6,28 = 24,17;$$

де

$$\omega_d = \pi n_d / 30 = \pi \cdot 1450 / 30 = 151,76 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi \cdot 60 / 30 = 6,28 \text{ с}^{-1}.$$

Механізм складається із послідовно з'єднаного планетарного механізму з передаточним відношенням  $\omega_d / \omega_4 = i_{14}$  і триланкової передачі з нерухомими осями ( $i_{45}$ ), рис. 1.

Спільне передаточне відношення редуктора:

$$|i_{d1}| = |i_{14}| \cdot |i_{45}|,$$

$$|i_{14}| = 1 - i_{13}^H = 1 - \left( -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} \right) = 1 + \frac{48 \cdot 90}{18 \cdot 24} = 11,$$

$$|i_{45}| = \left| \frac{z_5}{z_4} \right| = \frac{z_5}{10}; \quad |i_{d1}| = 11 \cdot \frac{z_5}{10},$$

звідки

$$z_5 = \frac{z_4 \cdot |i_{d1}|}{11} = \frac{10 \cdot 24,17}{11} = 21,9.$$

Приймаємо  $z_5 = 22$ .

### 1.2.1.2. Геометричний розрахунок зубчастого зачеплення.

Геометричний розрахунок зубчастого зачеплення, яке складається із зубчастих коліс  $z_4 = 10$ ,  $z_5 = 22$ , модуль  $m = 5$  мм.

Вважаємо, що зубчасті колеса – прямозубі евольвентні циліндричні, нарізані стандартним рейковим інструментом.

Визначаємо:

- Коефіцієнти зміщення рейкового інструменту із умови усунення підрізу:  
- для колеса  $z_4 = 10$ :

$$x_4 = h_a^* \left( 1 - \frac{z_4}{z_{\min}} \right) = 1 \cdot \left( 1 - \frac{10}{17} \right) = 0,4117;$$

- для колеса  $z_5 = 22$ :  $x_5 = 0$ , так як  $z_5 > z_{\min}$  ( $z_{\min} = 17$ ),  $h_a^* = 1$ .

- Кут експлуатаційного зачеплення  $\alpha_w$ :

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha_0 + 2 \frac{x_4 + x_5}{z_4 + z_5} \text{tg } \alpha_0 = \text{inv } 20^\circ + 2 \frac{0,4117 + 0}{10 + 22} \text{tg } 20^\circ = 0,02427,$$

де по значенню  $\text{inv } \alpha_w = 0,02427$  знайдемо кут  $\alpha_w = 23^\circ 25'$  (див. таблицю інвалют ( $\text{inv } \alpha$ ), яка наведена у додатку Б).

- Коефіцієнт сприймального зміщення:

$$y = \frac{z_4 + z_5}{2} \left( \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \frac{10 + 22}{2} \left( \frac{0,939}{0,917} - 1 \right) = 0,384.$$

- Коефіцієнт зрівнювального зміщення:

$$\Delta y = x_4 + x_5 - y = 0,412 + 0 - 0,384 = 0,028.$$

- Радіальний зазор:

$$c = c^* m = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \text{ мм},$$

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

- Міжосьова відстань:

$$a_W = m \frac{z_4 + z_5}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = 5 \frac{10 + 22}{2} \cdot \frac{0,939}{0,917} = 81,92 \text{ мм}.$$

- Радіуси ділительних кіл:

$$r_4 = \frac{m z_4}{2} = \frac{5 \cdot 10}{2} = 25 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{m z_5}{2} = \frac{5 \cdot 22}{2} = 55 \text{ мм}.$$

- Радіуси основних кіл:

$$r_{b_4} = \frac{m z_4}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 10}{2} \cos 20^\circ = \frac{5 \cdot 10}{2} \cdot 0,939 = 23,475 \text{ мм};$$

$$r_{b_5} = \frac{m z_5}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 22}{2} \cos 20^\circ = \frac{5 \cdot 22}{2} \cdot 0,939 = 51,645 \text{ мм}.$$

- Радіуси початкових кіл:

$$r_{W_4} = \frac{m z_4}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 10}{2} \cdot \frac{0,939}{0,917} = 25,6 \text{ мм};$$

$$r_{W_5} = \frac{m z_5}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 22}{2} \cdot \frac{0,939}{0,917} = 56,32 \text{ мм}.$$

(Перевірка:  $a_W = r_{W_4} + r_{W_5}$ ;  $81,92 = 25,6 + 56,32 = 81,92$  мм).

- Радіуси кіл вершин:

$$r_{a_4} = m \left( \frac{z_4}{2} + h_a^* + x_4 - \Delta y \right) = 5 \left( \frac{10}{2} + 1 + 0,412 - 0,028 \right) = 31,92 \text{ мм};$$

$$r_{a_5} = m \left( \frac{z_5}{2} + h_a^* + x_5 - \Delta y \right) = 5 \left( \frac{22}{2} + 1 + 0 - 0,028 \right) = 59,86 \text{ мм}.$$

- Радіуси кіл впадин:

$$r_{f_4} = m \left( \frac{z_4}{2} + x_4 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left( \frac{10}{2} + 0,412 - 1 - 0,25 \right) = 20,81 \text{ мм};$$

$$r_{f_5} = m \left( \frac{z_5}{2} + x_5 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left( \frac{22}{2} + 0 - 1 - 0,25 \right) = 48,75 \text{ мм.}$$

(Перевірка:  $r_{a_4} + r_{f_5} + c = r_{a_5} + r_{f_4} + c = a_w$ ;

$31,92 + 48,75 + 1,25 = 59,86 + 20,81 + 1,25 = 81,92$ ).

- Товщини зубців по ділильним колам:

$$S_4 = \frac{\pi m}{2} + 2x_4 m \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\pi 5}{2} + 2 \cdot 0,412 \cdot 5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 9,35 \text{ мм;}$$

$$S_5 = \frac{\pi m}{2} + 2x_5 m \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\pi 5}{2} + 0 = 7,85 \text{ мм.}$$

- Крок зачеплення по ділильному колу:

$$P = \pi m = \pi \cdot 5 = 15,70 \text{ мм.}$$

### 1.2.1.3. Побудова картини зубчастого зачеплення $z_4 - z_5$ .

Після зроблених розрахунків переходимо до побудови картини зубчастого зачеплення  $z_4 - z_5$ .

1. Вибираємо масштаб 10:1 або 8:1.

2. Відкладаємо міжцентрову відстань  $a_w$ . По краях відрізка одержуємо точки  $O_4$  і  $O_5$  (рис.2).

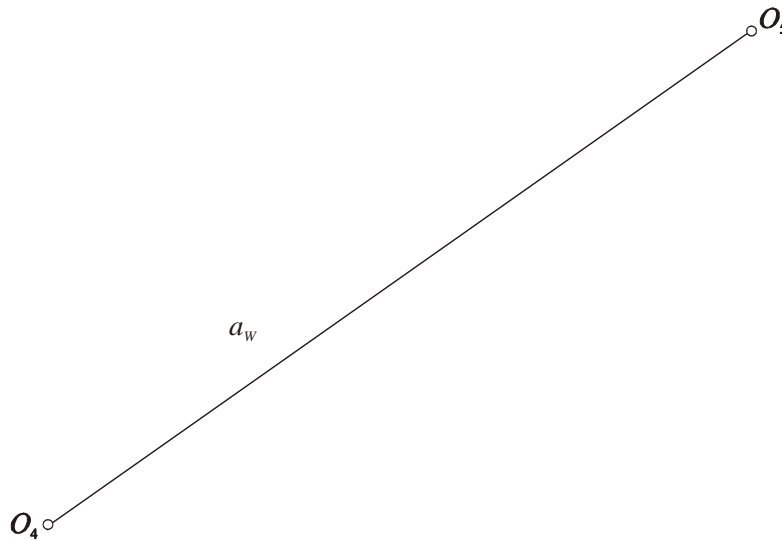


Рисунок 2 – Побудова лінії центрів коліс зубчастого зачеплення

3. Від точки  $O_4$  відкладаємо відстані, рівні радіусам  $r_{f_4}, r_{b_4}, r_4, r_{w_4}, r_{a_4}$  і проводимо дуги цих кіл (рис. 3).

4. Від точки  $O_5$  відкладаємо відстані, рівні радіусам  $r_{f_5}, r_{b_5}, r_5, r_{w_5}, r_{a_5}$  і проводимо дуги цих кіл (рис. 4).

5. Через точку  $P$  (полюс зачеплення) проводимо до кіл  $r_{b_4}$  і  $r_{b_5}$  спільну дотичну  $n-n$  (рис. 4).

6. Знаходимо точки дотику  $N_4$  і  $N_5$ . Для цього із точок  $O_4$  і  $O_5$  опускаємо перпендикуляри на спільну дотичну  $n-n$ .  $N_4N_5$  – теоретична частина лінії зачеплення (рис. 4).

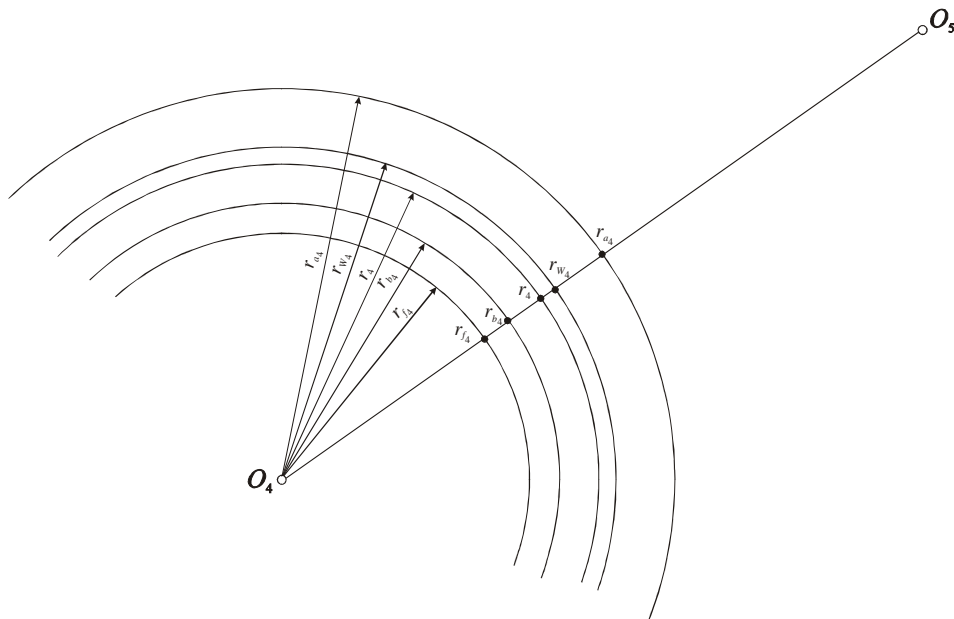


Рисунок 3 – Побудова дуг кіл шестерні

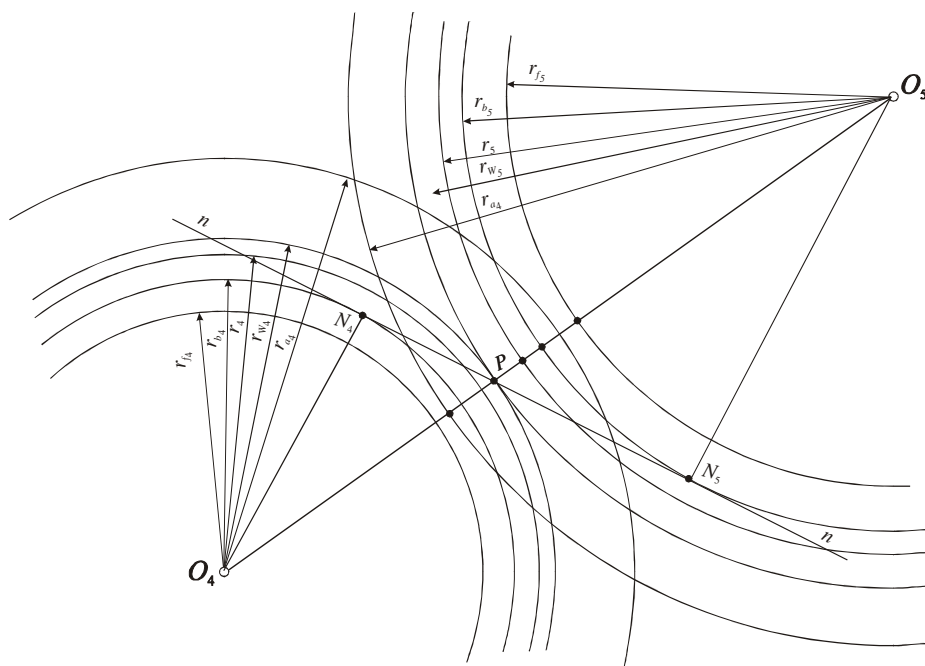


Рисунок 4 – Побудова дуг кіл колеса 5 і лінії зачеплення  $n-n$

7. Відрізок  $PN_4$  розділимо на 4 рівні частини, а відрізок  $PN_5$  на 6 рівних частин (рис. 5).

8. Ставимо ніжку циркуля в точку  $N_4$  і проводимо дугу радіусом  $PN_4$  до перетину її з основним колом радіусом  $r_{b_4}$ . Аналогічно, ставимо ніжку циркуля в точку  $N_5$  і проводимо дугу радіусом  $PN_5$  до перетину її з основним колом радіусом  $r_{b_5}$  (рис. 5). Одержуємо точки  $O'$  і  $O''$ .

9. Від точок  $O'$  і  $O''$  на дугах кіл  $r_{b_4}$  і  $r_{b_5}$  відкладаємо відповідні відрізки ( $\frac{1}{4}PN_4$  і  $\frac{1}{6}PN_5$ ) до  $N_4$  і  $N_5$ , і, далі за ними: на колесі  $z_4 - 6 \div 8$  відрізків після точки  $N_4$ , а на колесі  $z_5 - 4 \div 6$  відрізків після точки  $N_5$  (рис. 5).

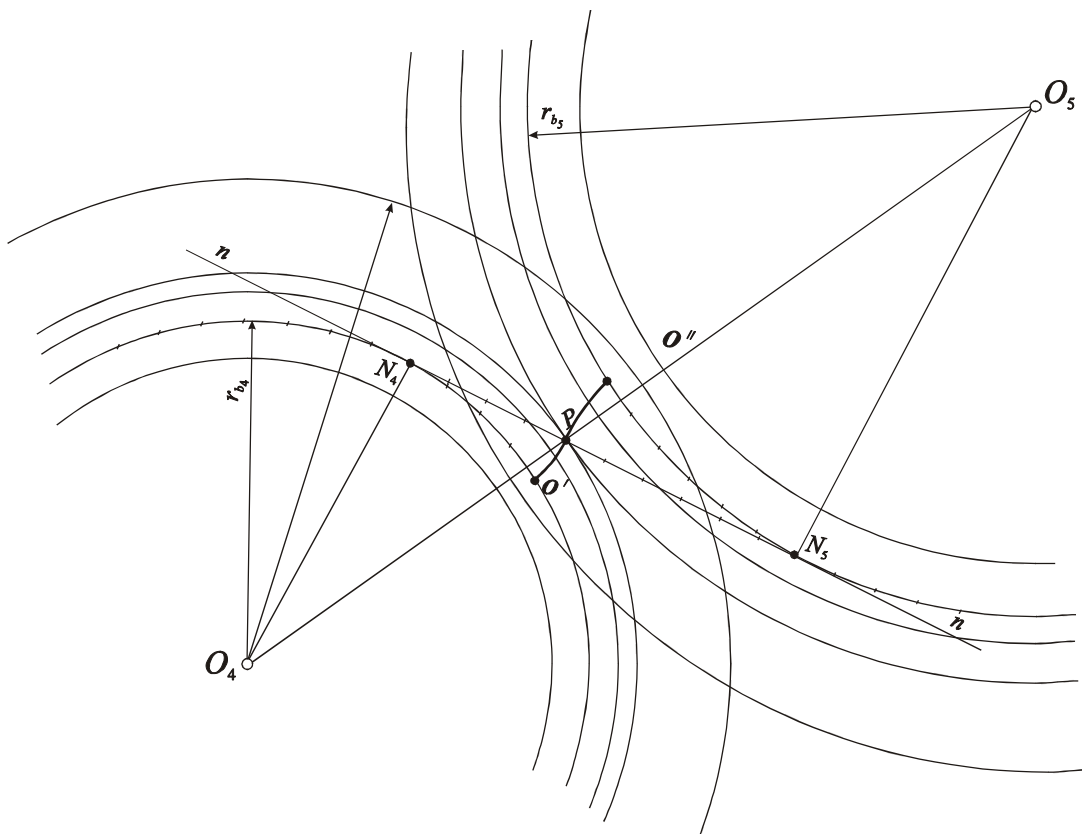


Рисунок 5 – Побудова частин профілів зубців

Позначимо точки на дугах (рис. 6) основних кіл  $r_{b_4} : 1', 2', 3', \dots; r_{b_5} : 1'', 2'', 3'', \dots$

10. З'єднуємо одержані точки із своїми центрами  $O_4$  і  $O_5$  (рис. 6).

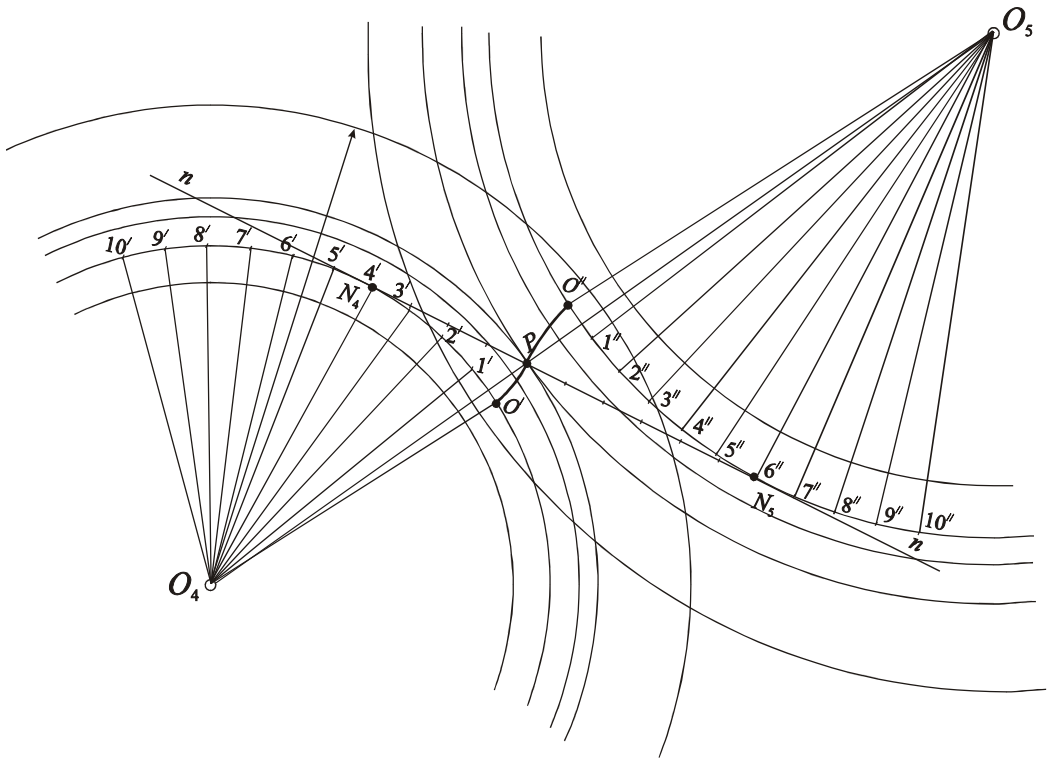


Рисунок 6 – Допоміжні побудови для одержання евольвентних профілів

11. До одержаних радіусів у точках дотику ( $1' \dots 10'$  і  $1'' \dots 10''$ ) проводимо промені-перпендикуляри такої довжини, щоб промінь розташувався за межами полюсу зачеплення  $P$  (рис. 7).

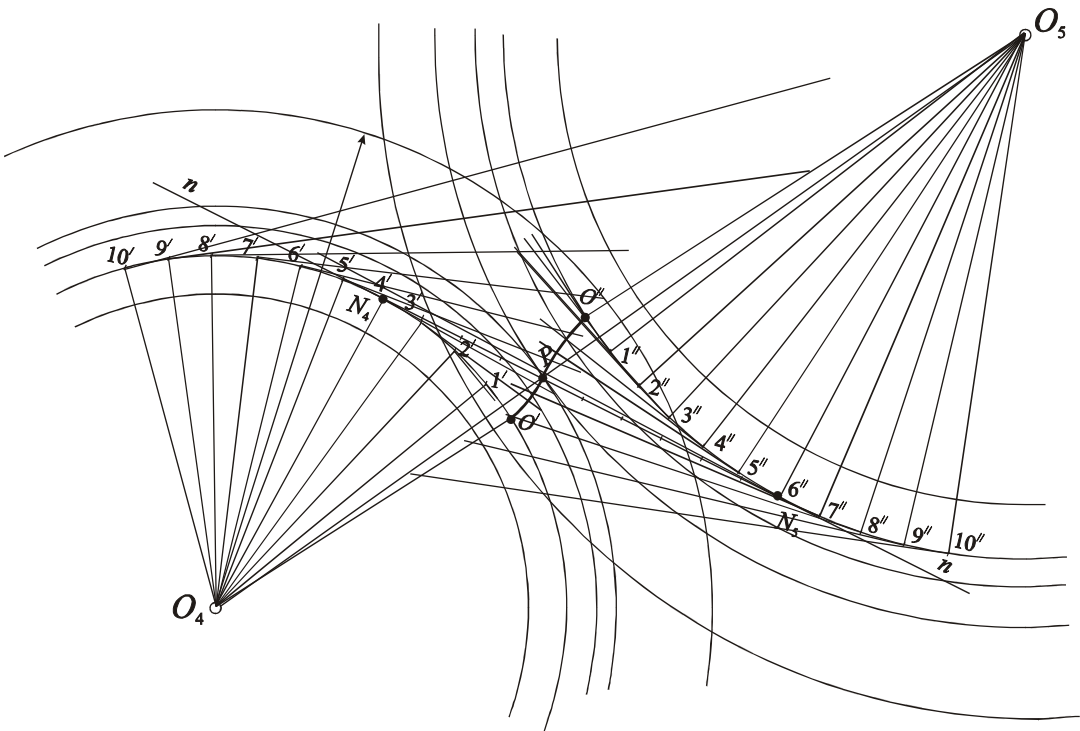


Рисунок 7 – Побудова променів-дотичних

Далі розглянемо побудову картини зачеплення для шестерні  $z_4$ . Для колеса  $z_5$  всі побудови проводяться аналогічно.

12. На променях (рис. 8) за межами точки  $N_4$  відкладаємо від відповідних точок ( $5', 6', 7' \dots$ ) кількість відрізків, яка дорівнює номеру променя, а саме: на промені  $5'$  – 5 відрізків і робимо засічку, на промені  $6'$  – 6 відрізків і т.д.

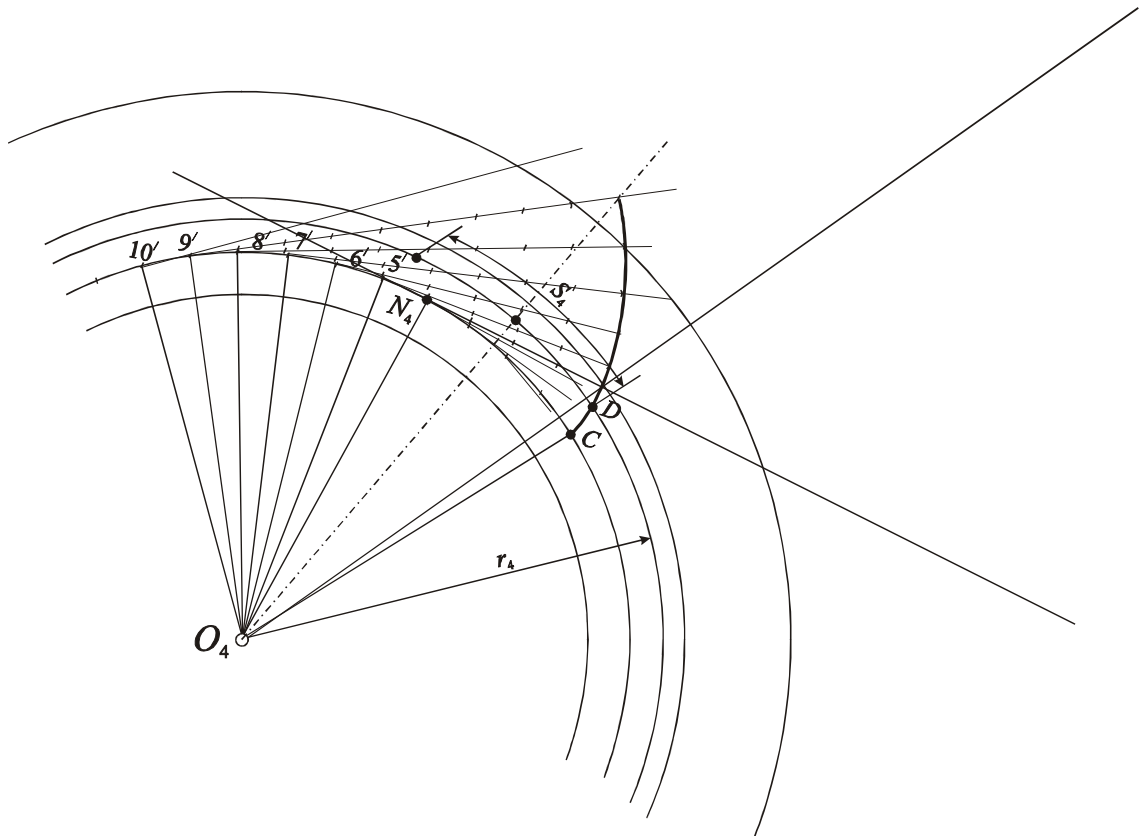


Рисунок 8 – Побудова евольвенти профілю зуба

13. Усі засічки з'єднуємо і одержимо евольвенту зуба шестерні  $z_4$  (рис. 8). Евольвента обмежена дугою кола  $r_{a_4}$ . Від точки  $D$  (перетин евольвенти із ділильним колом  $r_4$ ) відкладаємо товщину зуба  $S_4$  по колу  $r_4$ . Через середину зуба проводимо штрих-пунктирну лінію – вісь симетрії зуба.

14. Перехідну криву від точки  $C_4$  до кола впадин  $r_{f_4}$  будуємо так: на половині відстані від точки  $C$  до  $r_{f_4}$  проводимо відрізок по радіусу  $O_4C$ , а далі спрягаємо цей кусочок радіуса і дугу  $r_{f_4}$  дугою кола радіусом  $0,38m$  (в масштабі) (рис. 9). Одержимо половину зуба шестерні  $z_4$ .

15. Другу половину будуємо, виходячи із симетрії зуба: від осі симетрії по дугам кіл відкладаємо відповідні товщини зуба –  $0,5S_{a_4}$ ,  $0,5S_{w_4}$ ,  $0,5S_4$ ,

$0,5S_{b_4}$ , а ці товщини замірюємо на кресленні. Будуємо весь зуб (рис.9).

16. Від точки  $M_4$  вліво і вправо по дузі  $r_4$  відкладаємо крок  $p = \pi m$  (в масштабі). З'єднуємо точки  $M_{4'}$  і  $M_{4''}$  з центром колеса  $O_4$  – одержуємо осі симетрії двох сусідніх зубців (рис. 9).

17. Два сусідніх зубця будуємо відносно осей симетрії  $O_4M_{4'}$  і  $O_4M_{4''}$ , відкладаючи вліво і вправо від осей відповідні відрізки  $0,5S_{a_4}$ ,  $0,5S_{W_4}$ ,  $0,5S_4$ ,  $0,5S_{b_4}$ . Будуємо зубці, з'єднуючи одержані точки плавними кривими (рис. 9).

18. Позначимо точки  $a$  і  $b$  – перетин кіл  $r_{a_4}$  і  $r_{a_5}$  з теоретичною лінією зачеплення  $N_4N_5$ . Одержимо відрізок  $ab$  – активну (робочу) частину лінії зачеплення (рис. 9).

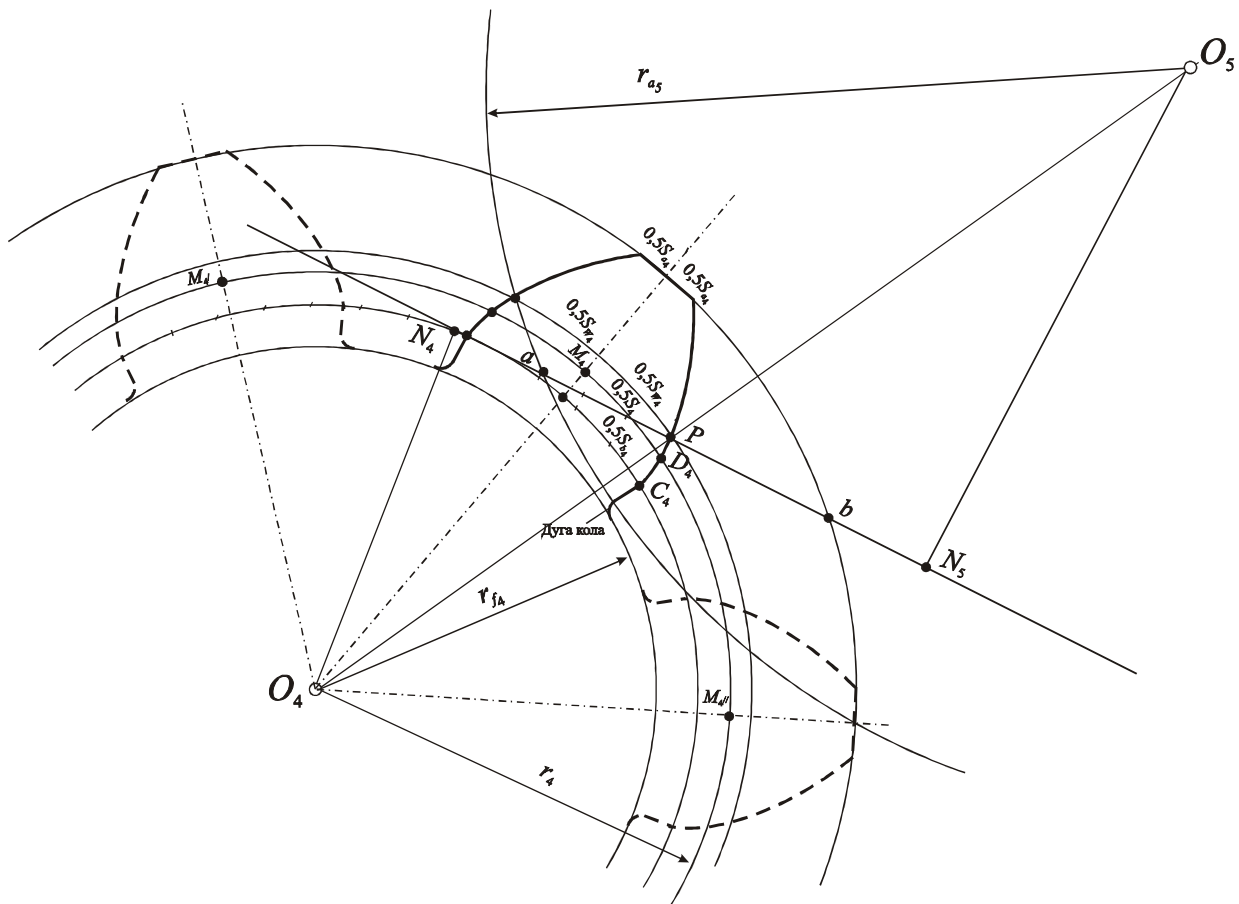


Рисунок 9 – Побудова зубців шестерні

Повна картина зачеплення, яку потрібно викреслити на аркуші формату А-1, зображена на рис. 10.



## 2. Кулачкові механізми (КМ)

### 2.1. Робоча програма

Переваги і недоліки кулачкових механізмів. Класифікація КМ. Теоретичний (центровий) та дійсний (практичний) профілі. Фазові кути. Закони руху штовхача КМ. Основні параметри КМ. Синтез кулачкових механізмів з роликівим та плоским штовхачем, який рухається поступально. Кут тиску в КМ. Визначення жорсткості пружини, яка притискує штовхач до кулачка.

**Кулачковими механізмами (КМ)** називають механізми, до складу яких входить вища кінематична пара, одним з елементів якої є поверхня змінної кривизни. Ланку, якій належить елемент вищої кінематичної пари і виконану у вигляді поверхні змінної кривизни, називають **кулачком**. У КМ вхідною ланкою є кулачок, вихідною – **штовхач**.

На кулачковому механізмі розділяють два профілі: **теоретичний (центровий)** та **дійсний (практичний)**. Ці два профілі утворюють **еквідистантні криві**.

Для забезпечення постійного дотику вихідної ланки і кулачка використовується **силове** (завдяки дії пружини) або **геометричне** (завдяки конструкції кулачка) замикання.

**Фазові кути повороту кулачка** – це кути, які визначають відповідні періоди руху штовхача. Виділяють:  $\varphi_{\text{в}}$  – фазовий **кут віддалення** (штовхач віддаляється від центру кулачка);  $\varphi_{\text{дс}}$  – фазовий **кут дальнього стояння** (штовхач нерухомий);  $\varphi_{\text{н}}$  – фазовий **кут наближення** (штовхач наближається до центру кулачка);  $\varphi_{\text{бс}}$  – фазовий **кут ближнього стояння** (штовхач нерухомий). Інколи один або два фазові кути стояння можуть бути відсутніми. Фазові кути повороту зв'язані між собою залежністю:  $\varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{дс}} + \varphi_{\text{н}} + \varphi_{\text{бс}} = 360^\circ$ .

Під **законом руху вихідної ланки** кулачкового механізму розуміють залежність між переміщенням вихідної ланки та часом. Інколи закон руху задають залежностями швидкості або прискорення цієї ланки від часу. Тоді, інтегруючи останні, можна перейти до залежності переміщень від часу. Якщо кулачок обертається рівномірно ( $\omega_1 = \text{const}$ ), то закон руху можна записати як функцію кута  $\varphi$  повороту кулачка. Вибір закону руху вихідної ланки є одним із найвідповідальніших і найскладніших етапів при проектуванні КМ, оскільки визначає динаміку роботи механізму та якість виконання тех-

нологічного процесу. На практиці користуються лише тими законами руху, які забезпечують просту технологію обробки профілю кулачка та задовольняють кінематичні і динамічні вимоги до кулачкових механізмів.

**Синтез кулачкових механізмів.** Задачу синтезу КМ можна розділити на два етапи. На першому етапі визначають основні розміри механізму, зокрема мінімальний радіус кулачка, величину ексцентриситету, міжосьову відстань (для коромислових КМ). Цей етап називають **динамічним синтезом**. На другому етапі необхідно за заданими законами руху кулачка і штовхача (або коромисла) побудувати профіль кулачка. Цей етап називають **кінематичним синтезом**.

Для забезпечення нормальної роботи КМ (тобто без заклинювання ланок) необхідно вибрати такий мінімальний радіус кулачка, щоб кут тиску  $\theta$  в будь-якому положенні механізму був меншим його допустимого значення  $[\theta]$ , тобто  $\theta_{\max} \leq [\theta]$ .

**Кутом тиску  $\theta$**  в КМ називається гострий кут між напрямком дії сили (реакції з боку кулачка на штовхач) і напрямком переміщення штовхача.

Дуже часто користуються іншим поняттям – **кутом передачі  $\mu$** . Це гострий кут між напрямком абсолютної і відносної швидкостей штовхача.  $\mu = 90^\circ - \theta$ .

### Контрольні питання

1. Наведіть приклади різних видів кулачкових механізмів. Який принцип їх роботи?
2. Наведіть приклад кулачкового механізму. Назвіть ланки, які входять до його складу, обчисліть ступінь рухомості.
3. Назвіть переваги і недоліки кулачкових механізмів перед шарнірно-важільними. Назвіть способи часткового усунення цих недоліків.
4. Назвіть фазові кути кулачка. Розкажіть, як рухається штовхач на кожній із фаз.
5. Чим відрізняється робочий профіль кулачка із роликовим штовхачем від теоретичного профілю?
6. Як обчислити мінімальний радіус профілю кулачка з роликовим штовхачем?

7. Як обчислити мінімальний радіус профілю кулачка з плоским штовхачем?

8. Як обчислити радіус ролика кулачкового механізму з роликовим штовхачем?

9. У чому різниця центрального кулачкового механізму і кулачкового механізму з ексцентриситетом? Як знайти величину ексцентриситету в КМ з роликовим штовхачем?

10. Кут тиску кулачкового механізму. Наведіть приклади для різних видів кулачкових механізмів (з роликовим штовхачем, з коромисловим штовхачем).

11. Наведіть алгоритм синтезу кулачкового механізму з роликовим штовхачем.

12. Наведіть алгоритм синтезу кулачкового механізму з плоским штовхачем.

13. Поняття кінематичного і силового замикання кінематичного ланцюга кулачкового механізму. Наведіть приклади.

14. Як визначити жорсткість замикаючої пружини? Який графік для цього потрібно побудувати?

## 2.2. Послідовність виконання

Задано: вигляд кулачкового механізму – КМ типу РШ (з роликовим штовхачем) або КМ типу ПШ (з плоским штовхачем); значення фазових кутів:  $\varphi_v$  – кут віддалення,  $\varphi_{дс}$  – кут дальнього стояння,  $\varphi_n$  – кут наближення,  $\varphi_{бс}$  – кут ближнього стояння; закон зміни аналога прискорення  $S'' = S''(\varphi)$  на фазах віддалення та наближення вихідної ланки;  $h$  – хід штовхача,  $[\theta]$  – допустимий кут тиску;  $m_{шт}$  – маса штовхача. Закон зміни аналога прискорення позначено номером ( $N$ ), а його конкретний вигляд відповідно до цього номеру наведено у додатку В.

Необхідно:

1. Задану функцію  $S'' = S''(\varphi)$  аналітично проінтегрувати двічі і одержати функції  $S' = S'(\varphi)$  та  $S = S(\varphi)$ , де  $S'$  – аналог швидкості штовхача,  $S$  – лінійне переміщення штовхача,  $\varphi$  – кут повороту кулачка (відлік починається від початку фази віддалення). Побудувати графіки залежностей  $S'' = S''(\varphi)$ ,

$$S' = S'(\varphi), S = S(\varphi).$$

2. Знайти основний параметр КМ  $S_0$ . Для цього необхідно побудувати графік залежності  $S = S(S')$  для КМ типу РШ і графік залежності  $(S'' + S) = (S'' + S)(\varphi)$  для КМ типу ПШ. Із графіків знайти  $S_0$ .

3. Для КМ типу РШ вибрати радіус ролика.

4. Побудувати теоретичний та робочий профілі кулачка для КМ типу РШ або тільки робочий профіль для КМ типу ПШ.

5. Знайти жорсткість замикаючої пружини.

2.2.1. Знаходження функцій  $S'' = S''(\varphi)$ ,  $S' = S'(\varphi)$ ,  $S = S(\varphi)$  для всіх заданих законів руху штовхача.

Розглянемо чотири закони руху, які наведені в додатку В:

$$N = 1 \quad S'' = a \cdot \sin k\varphi;$$

$$N = 2 \quad S'' = a \cdot \cos k\varphi;$$

$$N = 3 \quad S'' = a(1 - k);$$

$$N = 4 \quad S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B \\ -a, & 0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B \end{cases}.$$

Проінтегруємо двічі ці залежності, знайдемо закон руху штовхача у вигляді:  $S = S(\varphi)$ .

•  $N = 1$ :

$$S'' = a \cdot \sin k\varphi,$$

де

$$k = \frac{2\pi}{\varphi_B}.$$

$$S' = \int a \cdot \sin k\varphi d\varphi = -\frac{a}{k} \cos k\varphi + C_1.$$

Константу  $C_1$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S' = 0$ . Тоді  $C_1 = \frac{a}{k}$ . Ма-

$$\text{ємо: } S' = \frac{a}{k}(1 - \cos k\varphi), S = \int \frac{a}{k}(1 - \cos k\varphi) d\varphi = \frac{a}{k}\varphi - \frac{a}{k^2} \sin k\varphi + C_2.$$

Константу  $C_2$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S = 0$ . Тоді  $C_2 = 0$ . Має-

$$\text{мо: } S = \frac{a}{k}\varphi - \frac{a}{k^2} \sin k\varphi.$$

Знайдемо константу  $a$  із умови: при  $\varphi = \varphi_B$   $S = S_{\max} = h$ , де  $h$  – хід штовхача (задана величина). Тоді  $h = \frac{a}{k}\varphi_B - \frac{a}{k^2}\sin k\varphi_B$ , звідки  $a = \frac{kh}{\varphi_B}$ .

Таким чином, маємо такі залежності:

$$S'' = \frac{kh}{\varphi_B} \sin k\varphi;$$

$$S' = \frac{h}{\varphi_B} (1 - \cos k\varphi);$$

$$S = \frac{h}{\varphi_B} \varphi - \frac{h}{k\varphi_B} \sin k\varphi.$$

Щоб порахувати значення  $k$ , можна у формулу для її визначення підставляти значення  $2\pi$  і  $\varphi_B$  як у градусах, так і у радіанах. Якщо кут  $\varphi$  буде стояти під знаком тригонометричної функції, то його варто підставляти у формули для визначення  $S''$ ,  $S'$ ,  $S$  у градусах, якщо ні – у радіанах:  $\frac{h\varphi}{\varphi_B}$ . Це саме стосується і кута  $\varphi_B$  ( $h/\varphi_B$  – у радіанах;  $\sin k\varphi_B$  – у градусах),  $h$  – підставляємо в метрах.

- $N = 2$ :

$$S'' = a \cdot \cos k\varphi,$$

де

$$k = \frac{\pi}{\varphi_B}.$$

$$S' = \int a \cdot \cos k\varphi d\varphi = \frac{a}{k} \sin k\varphi + C_1.$$

Константу  $C_1$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S' = 0$ . Тоді  $C_1 = 0$ . Маємо:  $S' = \frac{a}{k} \sin k\varphi$ .  $S = \int \frac{a}{k} \sin k\varphi d\varphi = -\frac{a}{k^2} \cdot \cos k\varphi + C_2$ .

Константу  $C_2$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S = 0$ . Тоді  $C_2 = \frac{a}{k^2}$ . Маємо:  $S = \frac{a}{k^2} (1 - \cos k\varphi)$ .

Знайдемо константу  $a$  із умови: при  $\varphi = \varphi_B$   $S = S_{\max} = h$ . Тоді

$$h = \frac{a}{k^2}(1 - \cos k\varphi_B), \text{ звідки } a = \frac{k^2 h}{2}.$$

Таким чином, маємо такі залежності:

$$S'' = \frac{k^2 h}{2} \cos k\varphi;$$

$$S' = \frac{kh}{2} \sin k\varphi;$$

$$S = \frac{h}{2}(1 - \cos k\varphi).$$

У останні три формули значення кутів  $\varphi$  підставляємо у градусах.

- $N = 3$ :

$$S'' = a \left( 1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right).$$

$$S' = \int a \left( 1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right) d\varphi = a\varphi - \frac{a\varphi^2}{\varphi_B} + C_1.$$

Константу  $C_1$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S' = 0$ . Тоді  $C_1 = 0$ . Має-

$$\text{мо: } S' = a\varphi - \frac{a\varphi^2}{\varphi_B} = a\varphi \left( 1 - \frac{\varphi}{\varphi_B} \right). \quad S = \int \left( a\varphi - \frac{a\varphi^2}{\varphi_B} \right) d\varphi = \frac{a\varphi^2}{2} - \frac{a\varphi^3}{3\varphi_B} + C_2.$$

Константу  $C_2$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S = 0$ . Тоді  $C_2 = 0$ . Має-

$$\text{мо: } S = \frac{a\varphi^2}{2} - \frac{a\varphi^3}{3\varphi_B} = a\varphi^2 \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{3} \frac{\varphi}{\varphi_B} \right).$$

Знайдемо константу  $a$  із умови: при  $\varphi = \varphi_B$   $S = S_{\max} = h$ . Тоді

$$h = \frac{a\varphi_B^2}{2} - \frac{a\varphi_B^3}{3\varphi_B}, \text{ звідки } a = \frac{6h}{\varphi_B^2}.$$

Таким чином, маємо такі залежності:

$$S'' = \frac{6h}{\varphi_B^2} \left( 1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right);$$

$$S' = \frac{6h\varphi}{\varphi_B^2} \left( 1 - \frac{\varphi}{\varphi_B} \right);$$

$$S = \frac{6h\varphi^2}{\varphi_B^2} \left( \frac{1}{2} - \frac{\varphi}{3\varphi_B} \right).$$

У останні три формули значення кутів  $\varphi$  і  $\varphi_B$  підставляємо у радіанах.  
 Формула переведення градусів у радіани:

$$\varphi(\text{рад}) = \frac{\varphi(\text{град}) \cdot 3,14}{180}.$$

•  $N = 4$ :

$$S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B, & \text{I} \\ -a, & 0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B. & \text{II} \end{cases}$$

Для першої ділянки ( $0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B$ ) маємо:

$$S'_I = \int a d\varphi = a\varphi + C_1.$$

Константу  $C_1$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S'_I = 0$ . Тоді  $C_1 = 0$ .

$$\text{Маємо: } S'_I = a\varphi. \quad S_I = \int S'_I d\varphi = a\varphi d\varphi = \frac{a\varphi^2}{2} + C_2.$$

Константу  $C_2$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0$   $S_I = 0$ . Тоді  $C_2 = 0$ .

$$\text{Маємо: } S_I = \frac{a\varphi^2}{2}.$$

Для другої ділянки ( $0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B$ ) маємо:  $S'_{II} = \int -a d\varphi = -a\varphi + C_3$ .

Константу  $C_3$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0,5\varphi_B$   $S'_{II} = S'_I$ . Тоді:

$$-0,5a\varphi_B + C_3 = 0,5a\varphi_B, \quad C_3 = a\varphi_B.$$

Маємо:  $S'_{II} = -a\varphi + a\varphi_B = a(\varphi_B - \varphi)$ .

$$S_{II} = \int S'_{II} d\varphi = \int a(\varphi_B - \varphi) d\varphi = a\varphi_B\varphi - \frac{a\varphi^2}{2} + C_4.$$

Константу  $C_4$  знаходимо із умови: при  $\varphi = 0,5\varphi_B$   $S_{II} = S_I$ . Тоді:

$$0,5a\varphi_B^2 - \frac{a\varphi_B^2}{8} + C_4 = \frac{a\varphi_B^2}{8}, \quad C_4 = \frac{-a\varphi_B^2}{4}.$$

$$\text{Маємо: } S_{II} = a\varphi_B\varphi - \frac{a\varphi^2}{2} - \frac{a\varphi_B^2}{4} = a\left(\varphi_B\varphi - \frac{\varphi^2}{2} - \frac{\varphi_B^2}{4}\right).$$

Константу  $a$  визначимо із умови: при  $\varphi = \varphi_B$   $S_{II} = S_{II\text{max}} = h$ .

$$\text{Тоді: } h = a\varphi_B^2 - \frac{a\varphi_B^2}{2} - \frac{a\varphi_B^2}{4}, \quad \text{звідки } a = \frac{4h}{\varphi_B^2}.$$

Таким чином, маємо такі залежності на двох ділянках:

$$S_I'' = \frac{4h}{\varphi_B^2}, \quad S_{II}'' = -\frac{4h}{\varphi_B^2},$$

$$S_I' = \frac{4h}{\varphi_B^2}\varphi, \quad S_{II}' = \frac{4h}{\varphi_B^2}(\varphi_B - \varphi),$$

$$S_I = \frac{2h}{\varphi_B^2}\varphi^2, \quad S_{II} = \frac{h}{\varphi_B^2}(4\varphi_B\varphi - 2\varphi^2 - \varphi_B^2).$$

У останні шість формул  $\varphi$  і  $\varphi_B$  підставляються у радіанах.

### 2.2.2. Визначення основних параметрів кулачкових механізмів.

До основних параметрів КМ відносять: мінімальний радіус кулачка  $S_0$  або  $r_0$  та ексцентриситет  $e$ . Якщо центр обертання кулачка лежить на продовженні прямолінійної траєкторії точки штовхача, то такий КМ називають центральним; якщо центр обертання штовхача відстоїть на величину  $e$  від осі штовхача, то такий КМ називають механізмом з ексцентриситетом. У РГЗ розглядаються тільки центральні КМ.

Рівність кутів віддалення і наближення дає  $e = 0$ .

Для КМ, упоряджених роликом, параметри  $S_0$  і  $e$  визначаються із умови  $\theta_{\max} \leq [\theta]$ , де  $[\theta]$  – допустиме значення кута тиску. Для КМ із штовхачем, який здійснює поступальний рух, на практиці приймають  $[\theta] = 20^\circ - 30^\circ$ ; із штовхачем, який здійснює коливальний (обертальний) рух –  $[\theta] = 35^\circ - 45^\circ$ .

Необхідно зобразити в масштабі  $\mu_S = \mu_{S'}$  залежність  $S = S(S')$ . Величини  $S$  і  $S'$  необхідно взяти із таблиці залежностей:  $S'' = S''(\varphi)$ ,  $S' = S'(\varphi)$ ,  $S = S(\varphi)$  (див. приклад виконання нижче). Якщо кулачок обертається проти годинникової стрілки, то  $S'$  відкладають вліво на фазі віддалення і вправо – на фазі наближення. Якщо кулачок обертається за годинниковою стрілкою, то навпаки.

Необхідно провести дві дотичні до графіку під кутом  $[\theta]$  до осі  $S$ . Кут  $[\theta]$  задається. У випадку, коли  $\varphi_B = \varphi_H$ , точка перетину дотичних буде лежати на осі  $S$ . Одержимо параметр  $S_0$ . У випадку, коли  $\varphi_B \neq \varphi_H$ , точка перетину дотичних не лежатиме на осі  $S$ . Одержимо параметри  $S_0$ ,  $r_0$  і  $e$ .

В КМ з плоским штовхачем, у яких кути тиску сталі, мінімальний радіус кулачка вибирають так, щоб профіль кулачка завжди був випуклим.

Для КМ типу ПШ (з плоским штовхачем) для знаходження параметру

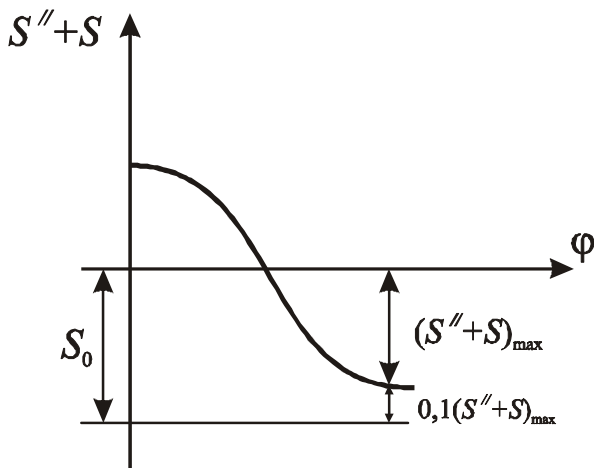


Рисунок 11 – Визначення  $S_0$  для КМ типу ПШ

$S_0$  необхідно зобразити в масштабі  $\mu_{S''} = \mu_S$  графік залежності  $(S'' + S) = (S'' + S)(\varphi)$  (рис. 11). Після побудови цього графіку до максимальної від'ємної ординати слід додати 10 % від цього максимуму. Одержана відстань до осі  $\varphi$  визначить величину  $S_0$ .

Якщо побудований по результатам обчислень графік не буде містити від'ємних значень величини

$(S'' + S)$ , то  $S_0$  можна прийняти рівним 30 – 50 мм.

### 2.2.3. Побудова профілю кулачка.

Для побудови профілю КМ використовують метод оберненого руху, який дозволяє при проектуванні розглядати замість абсолютного руху штовхача його рух відносно кулачка; сам кулачок стає як би нерухомою ланкою. Розв'язання задачі з використанням цього методу значно спрощується.

1. Побудова центрального і робочого профілю кулачкового механізму з роликівим штовхачем (осьовий механізм).

1.1. Описуємо навколо центру  $O$  коло радіусом  $S_0$  (рис. 12) і ділимо це коло на  $n$  частин, які відповідають кутам  $\varphi$  у таблиці 1. Одержуємо фазовий кут віддалення. Початок відліку кутів починаємо з довільної точки на колі. Нумерація точок ділення кола ведеться у напрямку, протилежному обертанню кулачка.

1.2. Відкладаємо кути  $\varphi_{дс}$ ,  $\varphi_{н}$ ,  $\varphi_{бс}$ . На фазовому куті наближення відкладаємо таку ж кількість точок, як і на фазовому куті віддалення. Крок повинен бути не більш  $10^\circ$  ( $\Delta\varphi \leq 10^\circ$ ).

1.3. Проводимо через центр  $O$  і точки ділення кола прямі лінії.

1.4. Відкладаємо на прямих відрізки  $\overline{OB_0} = S_0$ ;  $\overline{1B_1} = S_1$ ;  $\overline{2B_2} = S_2$  і т.д.,

які беруться із діаграми  $[\varphi; S]$ . Таким чином знаходимо точки  $B_0, B_1, B_2 \dots B_6$  і т.д. Точки  $B_7, B_8, B_9 \dots B_{13}$  відкладаємо на фазовому куті наближення симетрично точкам  $B_6 \dots B_0$ .

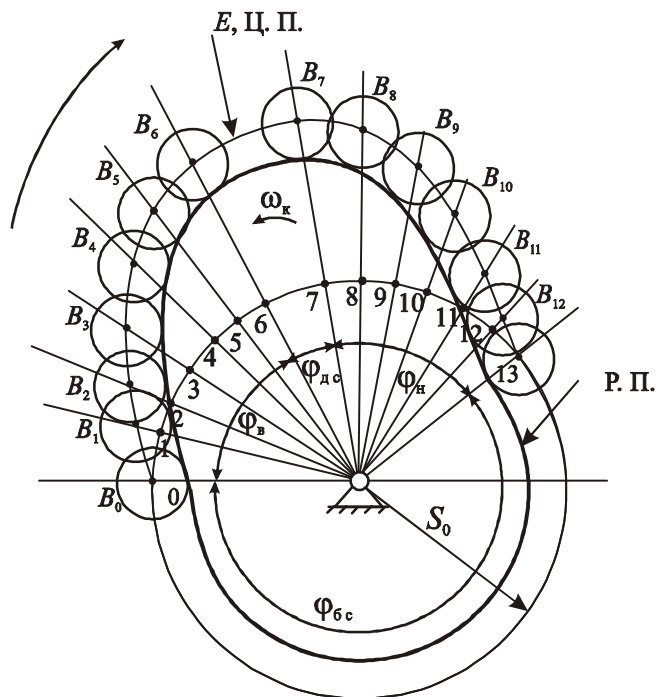


Рисунок 12 – Побудова центрального і робочого профілю кулачкового механізму з роликівим штовхачем без ексцентриситету

1.5. Об'єднуємо всі точки  $B$  плавною кривою – одержуємо еквідистантну криву  $E$  – центровий профіль (Ц. П.). На фазових кутах вистою  $(\varphi_{dc}; \varphi_{bc})$  профіль описується колами радіусів  $OB_6$  і  $OB_0$  відповідно.

1.6. Вибираємо радіус ролика  $r$ .

1.7. Будуємо на відстані  $r$  від кривої  $E$  нову еквідистантну криву, яка є робочим профілем кулачкового механізму (Р.П.).

2. Вибір радіуса ролика кулачкового механізму типу РШ.

Радіус ролика визначається після побудови еквідистантної кривої  $E$ .

Радіус ролика  $r$  повинен бути меншим мінімального радіусу кривизни еквідистантної кривої в її випуклій частині. У протилежному випадку профіль кулачка буде перетинатися.

Крім того, бажано, щоб радіус ролика був меншим, ніж найменший радіус кулачка.

Таким чином, радіус ролика будемо визначати як найменший, визначений із системи нерівностей:



### 2.2.4. Задача №2.

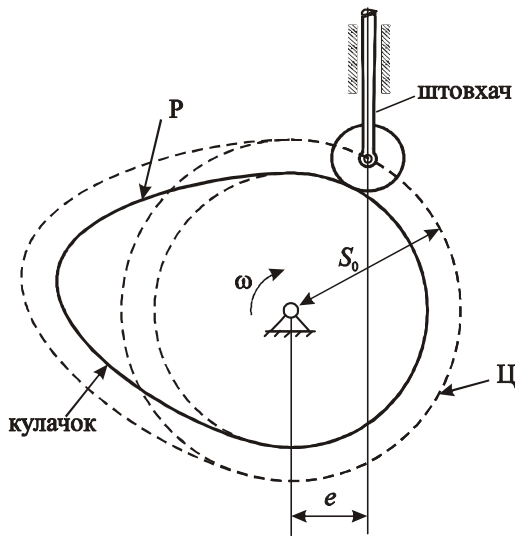


Рис.15 – Кінематична схема кулачкового механізму

Дано:

$$N = 3: S'' = a(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B}).$$

$$\varphi_B = \varphi_H = 60^\circ;$$

$$\varphi_{дс} = 20^\circ;$$

$$\varphi_{бс} = 220^\circ;$$

$$h = 0,03 \text{ м};$$

$$[\theta] = 30^\circ,$$

$$m_{шт} = 2 \text{ кг}.$$

Після подвійного інтегрування функції  $S'' = S''(\varphi)$  знаходимо:

$$k = \frac{2}{\varphi_B} = 1,9108; \quad \varphi_B = \frac{60^\circ \cdot 3,14}{180^\circ} = 1,0467; \quad a = 0,1643; \quad S'' = 0,1643(1 - 1,91084\varphi);$$

$S' = 0,1643\varphi(1 - 0,9554\varphi); \quad S = 0,0274\varphi^2(3 - 1,9108\varphi)$ . Результати розрахунків заносимо у таблицю 1.

Таблиця 1 –  $N=3$ : результати розрахунків функцій  $S'' = S''(\varphi)$ ,  $S' = S'(\varphi)$ ,  $S = S(\varphi)$

φ, град	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°
$S''$ , м	0,1643	0,1095	0,0548	0	-0,0548	-0,1095	-0,1643
$S'$ , м	0	0,0239	0,0382	0,043	0,0382	0,0239	0
$S$ , м	0	0,0022	0,0078	0,015	0,022	0,0278	0,03

Графіки зображені на рис. 16.

Зображуємо в масштабі  $\mu_S = \mu_{S'}$  залежність  $S = S(S')$  (рис. 17). Величини  $S$  і  $S'$  беремо із таблиці 1. Необхідно провести дві дотичні до графіку під кутом  $[\theta] = 30^\circ$  до осі  $S$ . Одержимо параметр  $S_0$  (рис. 17).

Будуємо центровий і робочий профіль кулачкового механізму з роликовим штовхачем, як описано в пункті 2.2.3. Зображуємо кулачковий меха-

нізм (рис. 12).

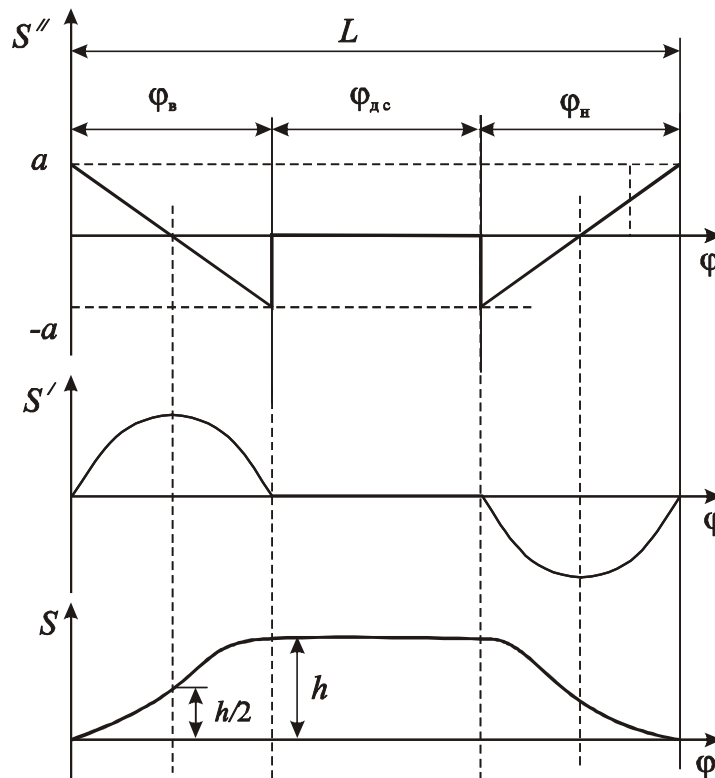


Рисунок 16 – Графіки функцій  $S'' = S''(\varphi)$ ,  $S' = S'(\varphi)$ ,  $S = S(\varphi)$  для  $N = 3$

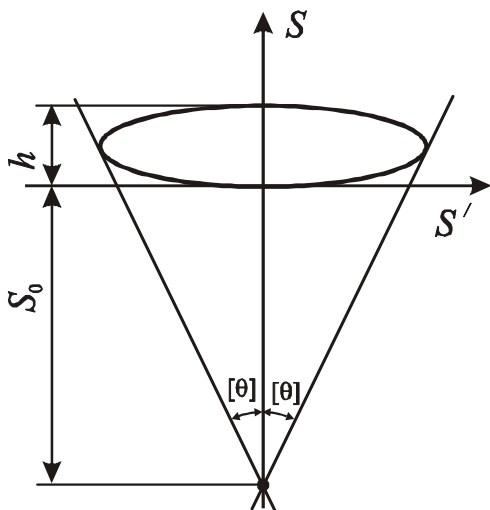


Рисунок 17 – Визначення параметру  $S_0$  для центрального КМ типу РШ

Штовхач притискується до кулачка за допомогою пружини (силове замикання вищої пари). Прийmemo, що кулачок розміщений на валу, який має число обертів  $n_1$ , тобто кутову швидкість  $\omega_K = \pi n_1 / 30 = 3,14 * 60 / 30 = 6,28 \text{ c}^{-1}$ .

Визначаємо жорсткість пружини:

$$c = \frac{m_{\text{шт}} \cdot S_M'' \cdot \omega_K^2}{S_M}$$

де  $S_M$  – максимальне переміщення штовхача, взяте із таблиці 1,  $S_M''$  – аналог прискорення штовхача, взятий із табл. 1, який відповідає значенню  $S_M$ ;  $c$  – жорсткість пружини, Н/м.

Використовуючи дані таблиці 1, одержимо:

$$c = \frac{2 \cdot 0,1643 \cdot 6,28^2}{0,03} = 431,98 \text{ (Н/м)}.$$

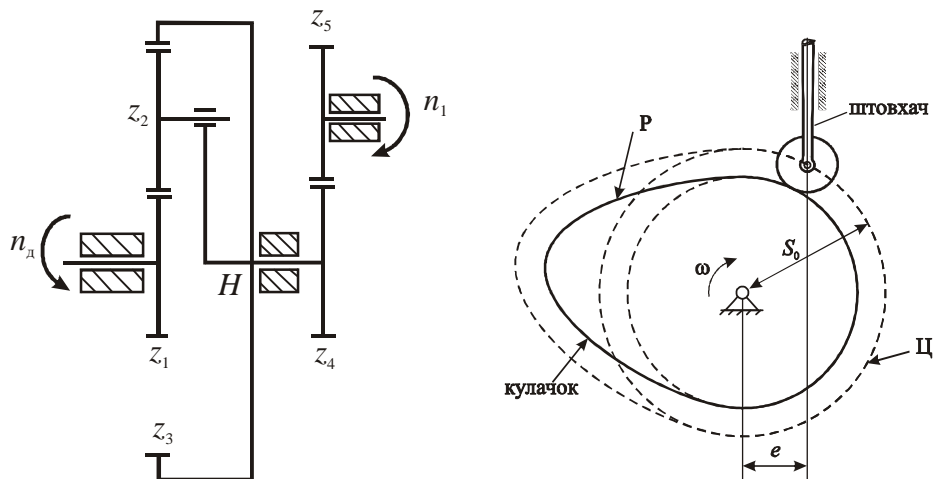
### Список літератури

1. Зінченко О.І. Теорія механізмів і машин. Короткий довідник з курсу “Теорія механізмів і машин” для студентів машинобудівних спеціальностей і інженерна механіка усіх форм навчання/ О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко. – Х.: НТУ “ХПІ”, 2010. – 40 с.
2. Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу “Теорія механізмів та машин” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання/ уклад.: М. А. Ткачук, В. Б. Зеленський, З. С. Сафонова, А. О. Зарубіна, Г. А. Кротенко, О. І. Зінченко, Г. Д. Гриценко. – Х.: НТУ “ХПІ”, 2007. – 64 с.
3. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин / Г. Г. Баранов. – М.: Машиностроение, 1967. – 508 с.
4. Кореняко А. С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А. С. Кореняко, Л. И. Кременштейн, С. Д. Петровский и др. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
5. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів: Афіша, 2002. – 453 с.

ДОДАТКИ  
Додаток А

**Варіанти завдань**

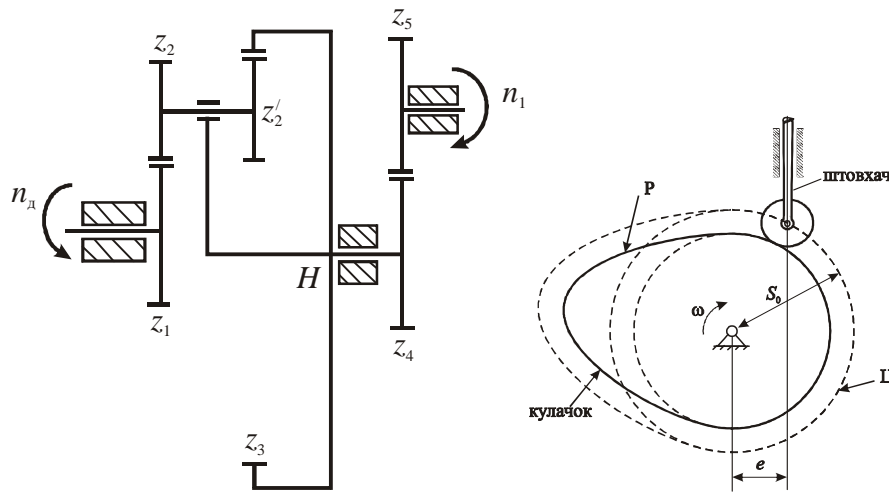
Завдання № 1



Параметр	Варіанти числових значень					
	1	2	3	4	5	6
$n_d$ , об/хв	1450	1460	1430	1455	1455	1470
$n_1$ , об/хв	130	140	120	140	125	150
$z_1$	24	17	28	24	18	20
$z_2$	36	25	35	30	27	25
$z_3$	96	67	98	84	72	70
$z_4$	9	11	8	10	9	10
$m$ , мм	4	4	4	4	4	4
$N$	4	1	3	2	1	3
$h$ , м	0.022	0.02	0.018	0.025	0.022	0.026
$\varphi_B$ , град	60	80	90	70	50	100
$\varphi_H$ , град	60	80	90	70	50	100
$\varphi_{дс}$ , град	40	40	50	50	40	50
$[\theta]$ , град	25	25	25	25	25	25
$m_{шт}$ , кг	2	2	2	3	3	3

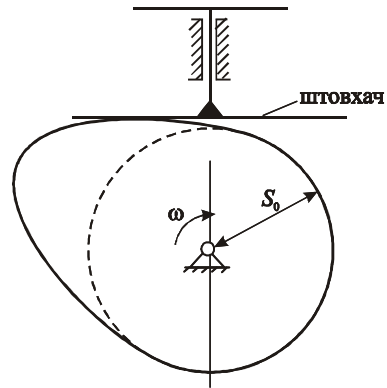
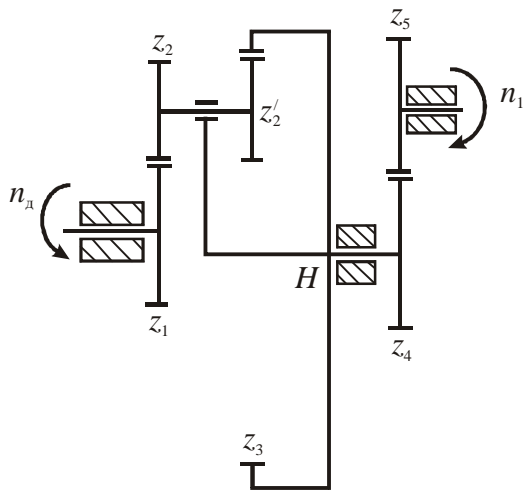
Продовження додат. А

Завдання № 2



Параметр	Варіанти числових значень					
	1	2	3	4	5	6
$n_d$ , об/хв	2870	2870	2870	2870	2870	2870
$n_1$ , об/хв	170	220	160	170	185	215
$z_1$	42	24	18	18	33	18
$z_2$	83	50	57	58	66	36
$z_2'$	25	25	25	29	25	27
$z_3$	150	99	100	105	124	81
$z_4$	13	12	13	13	12	9
$m$ , мм	4	5	5	4	5	5
$N$	1	2	3	4	3	2
$h$ , м	0.025	0.025	0.025	0.03	0.03	0.03
$\varphi_B$ , град	40	50	75	75	60	40
$\varphi_H$ , град	40	50	75	75	60	40
$\varphi_{dc}$ , град	20	20	15	15	15	30
$[\theta]$ , град	30	30	30	30	30	30
$m_{шт}$ , кг	2,5	2	2,5	3	3	3

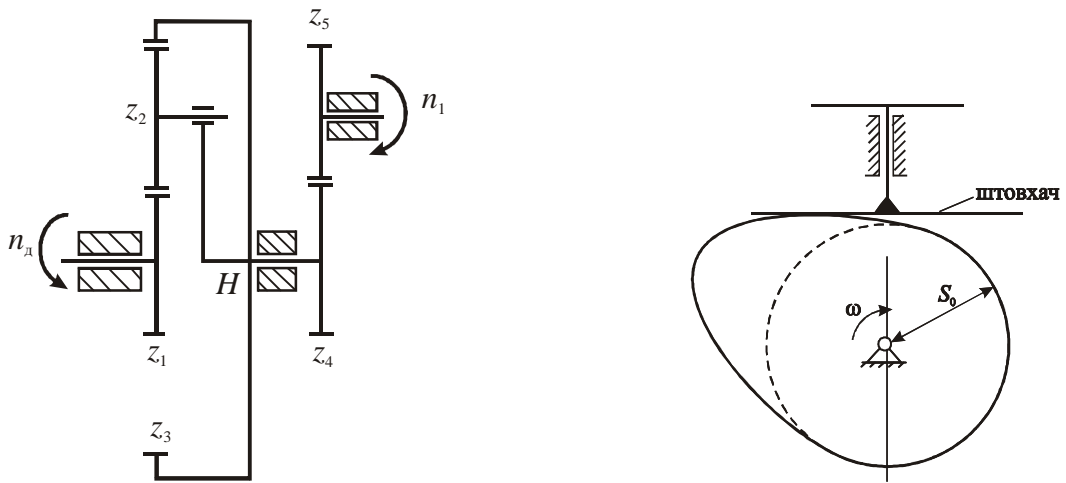
Завдання № 3



Параметр	Варіанти числових значень					
	1	2	3	4	5	6
$n_d$ , об/хв	1450	1450	1450	1450	1450	1450
$n_1$ , об/хв	101	117	147	97	138	145
$z_1$	87	31	37	55	23	41
$z_2$	78	74	98	110	97	59
$z_2'$	17	25	34	27	41	17
$z_3$	148	80	101	138	79	83
$z_4$	13	14	15	12	12	12
$m$ , мм	5	5	5	5	5	5
$N$	4	2	4	1	4	3
$h$ , м	0.02	0.02	0.03	0.03	0.02	0.03
$\varphi_B$ , град	180	160	150	180	160	170
$\varphi_H$ , град	180	160	150	180	160	170
$\varphi_{дс}$ , град	0	40	30	0	40	20
$m_{шт}$ , кг	1,5	1	2	1,5	1	2

Продовження додат. А

Завдання №4



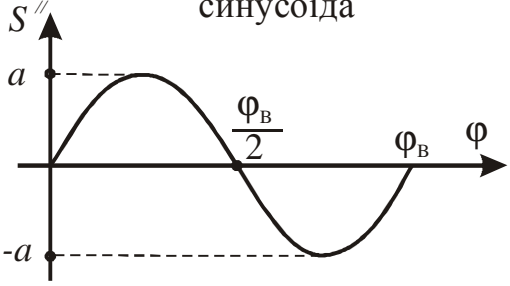
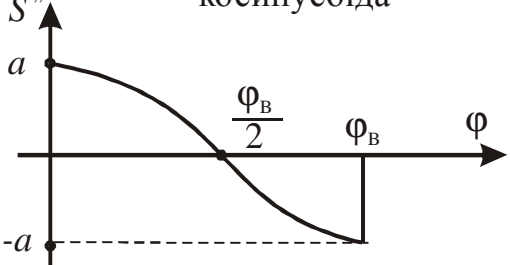
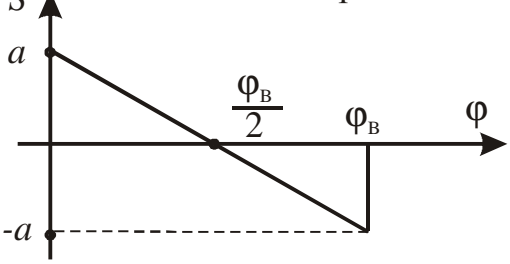
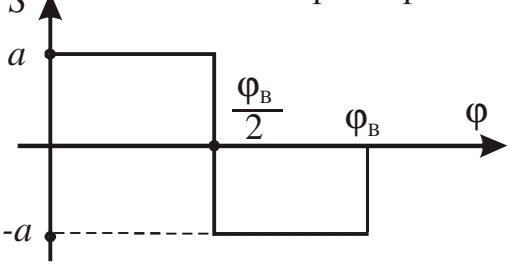
Параметр	Варіанти числових значень					
	1	2	3	4	5	6
$n_d$ , об/хв	980	980	980	980	980	980
$n_1$ , об/хв	80	90	75	70	85	80
$z_1$	24	30	18	19	17	24
$z_2$	36	45	27	29	25	36
$z_3$	96	120	72	77	67	96
$z_4$	9	11	8	9	9	9
$N$	4	3	1	2	2	1
$h$ , м	0.02	0.022	0.025	0.018	0.02	0.025
$\varphi_B$ , град	40	80	130	80	90	120
$\varphi_H$ , град	40	80	130	80	90	120
$\varphi_{дс}$ , град	65	60	50	80	90	20
$m$ , мм	5	5	5	5	5	5
$m_{шт}$ , кг	2	2	1,5	1,5	2	1,5

Додаток Б

**Значення евольвентної функції в радіанах  
в залежності від величини кута тиску в градусах та мінутах**

$\alpha$	0'	10'	20'	30'	40'	50'
18°	0.010760	0.011071	0.011387	0.011709	0.012038	0.012373
19°	0.012715	0.013063	0.013418	0.013779	0.014148	0.014523
20°	0.014904	0.015293	0.015689	0.016092	0.016502	0.016920
21°	0.017345	0.017777	0.018217	0.018665	0.019120	0.019583
22°	0.020054	0.020533	0.021019	0.021514	0.022018	0.022529
23°	0.023044	0.023557	0.024114	0.024660	0.025214	0.025778
24°	0.026350	0.026931	0.027521	0.028121	0.028729	0.029348
25°	0.029975	0.030613	0.031260	0.031917	0.032583	0.033260
26°	0.033947	0.034644	0.035352	0.036069	0.036798	0.037537
27°	0.038287	0.039047	0.039819	0.040602	0.041395	0.042201
28°	0.043017	0.043845	0.044685	0.045537	0.046400	0.047276
29°	0.048164	0.049064	0.049976	0.050901	0.051838	0.052788
30°	0.053751	0.054728	0.055717	0.056720	0.057736	0.058765

**Закони зміни аналога прискорення штовхача кулачкового механізму на фазі віддалення**

№ з/п	Найменування та графік залежності аналога прискорення від кута повороту кулачка	Аналітичний вираз
1	<p>синусоїда</p> 	$S'' = a \cdot \sin(k \cdot \varphi),$ <p>де <math>k = \frac{2\pi}{\varphi_B}</math></p>
2	<p>косинусоїда</p> 	$S'' = a \cdot \cos(k \cdot \varphi),$ <p>де <math>k = \frac{\pi}{\varphi_B}</math></p>
3	<p>похила пряма</p> 	$S'' = a \cdot \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B}\right)$
4	<p>стале прискорення</p> 	$S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq \frac{1}{2} \varphi_B \\ -a, & \frac{1}{2} \varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B \end{cases}$

## ЗМІСТ

Вступ .....	3
Загальні вказівки.....	4
1. Зубчасті передачі .....	4
1.1. Робоча програма .....	4
1.2. Послідовність виконання.....	8
2. Кулачкові механізми.....	19
2.1. Робоча програма.....	19
2.2. Послідовність виконання.....	21
Список літератури.....	32
Додаток А. Варіанти завдань .....	33
Додаток Б. Значення евольвентної функції в радіанах в залежності від величини кута тиску в градусах та мінутах .....	37
Додаток В. Закони зміни аналога прискорення штовхача кулачкового механізму на фазі віддалення .....	38

Навчальне видання

Теорія механізмів і машин.  
Робоча програма, методичні вказівки  
та контрольні завдання  
для студентів дистанційного навчання машинобудівних спеціальностей

Укладачі: **Зінченко** Олена Іванівна  
**Кротенко** Галина Анатоліївна  
**Єрмоменко** Сергій Борисович

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук  
Роботу до видання рекомендував В. К. Белов

В авторській редакції

План 2011 р., п. 125 /

Підп. до друку	р.	Формат 60x84 1/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.		Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 2,2.
Обл. – вид. арк. 2,5.		Наклад 50 прим.	Зам. № Ціна договірна

---

Видавничий центр НТУ „ХПІ”.  
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.  
61002 Харків, вул. Фрунзе, 21

---

Друкарня НТУ „ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21