

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

М.М. Вірник, Ю.В. Булига

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Вінниця ВНТУ 2009

УДК 621.01
B52

Рецензенти:

М. С. Воробйов, доктор технічних наук, професор
Я. Т. Кіницький, доктор технічних наук, професор

Рекомендовано до видання Ученою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України.

Вірник М.М., Булига Ю.В.
B52 Курсове проектування з теорії механізмів і машин.
Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2009. 213 с

В посібнику коротко викладені основні теоретичні положення, необхідні для виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин, а також запропоновано 25 завдань до курсового проекту з кінематичними схемами та короткими вказівками до них.

Послідовність викладення матеріалу сприяє використанню посібника студентами для самостійного виконання курсового проекту.

Розглянуто графоаналітичні і аналітичні методи кінематичного і динамічного аналізу та синтезу важільних механізмів, проектування зубчастих і кулачкових механізмів з використанням ЕОМ. До кожного розділу проекту подано питання для самоперевірки. Наведено приклад виконання курсового проекту.

Посібник відповідає програмі дисципліни "Теорія механізмів і машин" і призначений для студентів напрямків підготовки "Інженерна механіка", "Автомобільний транспорт" вищих навчальних закладів всіх форм навчання.

УДК 621.01
©М.М. Вірник, Ю.В. Булига, 2009

ЗМІСТ

Передмова.....	5
Об'єм та загальні вимоги до курсового проекту.....	6
1 Синтез прямозубого циліндричного зовнішнього евольвентного зачеплення та планетарного механізму.....	8
1.1 Задача синтезу евольвентного зачеплення.....	8
1.2 Вихідні дані.....	8
1.3 Послідовність розрахунків рівнозмщеного та нерівно-змщеного зачеплень.....	9
1.4 Послідовність розрахунку зубчастого зачеплення при вписуванні в задану міжосьову відстань.....	10
1.5 Викреслювання елементів зубчастого зачеплення	12
1.6 Побудова активної лінії зачеплення, дуг зачеплення та робочих ділянок профілів зубців.....	14
1.7 Визначення основних якісних показників зачеплення.....	15
1.8 Синтез та кінематичне дослідження планетарного механізму.....	18
1.9 Рекомендована послідовність виконання синтезу та аналізу зубчастої передачі.....	23
1.10 Запитання для самоперевірки.....	25
2 Кінематичний та силовий аналіз важільних механізмів.....	26
2.1 Проектування кінематичних схем важільних механізмів.....	26
2.2 Кінематичне дослідження важільних механізмів.....	30
2.2.1 Побудова планів положень ланок механізму.....	31
2.2.2 Побудова планів швидкостей і прискорень.....	31
2.2.3 Аналітична кінематика механізмів.....	34
2.3 Кінетостатичний розрахунок важільних механізмів.....	46
2.3.1 Визначення сил, прикладених до ланок механізму.....	47
2.3.2 Визначення зовнішніх сил.....	47
2.3.3 Визначення сил і моментів сил інерції.....	49
2.3.4 Загальні відомості до кінетостатичного розрахунку.....	51
2.3.5 Особливості розрахунку ведучої ланки.....	52
2.3.6 Рекомендована послідовність виконання другого листа.....	53
2.3.7 Запитання для самоперевірки.....	56
3 Визначення моменту інерції та розмірів маховика.....	57
3.1 Динамічна модель машинного агрегату.....	57
3.2 Вираження зведених моментів сил.....	57
3.3 Визначення зведених моментів інерції.....	59
3.4 Нерівномірність руху механізму.....	60
3.5 Визначення моменту інерції маховика.....	60
3.6 Послідовність визначення моменту інерції маховика	

за методом Ф. Віттенбауера.....	61
3.7 Визначення основних розмірів та маси маховика.....	63
3.8 Запитання для самоперевірки.....	66
4 Синтез кулачкових механізмів.....	67
4.1 Загальні відомості про кулачкові механізми.	
Основні визначення.....	67
4.2 Силова характеристика руху штовхача. Кут тиску.....	68
4.3 Закон руху вихідної ланки.....	70
4.4 Вихідні дані і основні етапи проектування.....	71
4.5 Рекомендована послідовність проектування кулачкового механізму.....	72
4.6 Запитання для самоперевірки.....	72
Література.....	74
Додатки:	
Додаток А – Значення коефіцієнтів корекції для рівнозмщеного зачеплення.....	76
Додаток Б – Значення коефіцієнтів корекції для нерівнозмщеного зачеплення.....	77
Додаток В – Значення евольвентної функції.....	80
Додаток Г – Таблиця характеристик зубчастого зачеплення.....	81
Додаток Д – Деякі закони руху кулачкових механізмів.....	82
Додаток Е – Основні формули теоретичної механіки.....	85
Додаток Ж – Завдання на курсовий проект.....	87
Додаток З – Приклад оформлення пояснювальної записки.....	151
Додаток К – Приклади оформлення графічної частини проекту.....	203

ПЕРЕДМОВА

Даний навчальний посібник призначений допомогти студентові при практичному виконанні курсового проекту по дисципліни «Теорія механізмів і машин» (ТММ). При цьому студент повинен опиратися на знання, які він отримав при вивченні теоретичної частини дисципліни і виконанні лабораторних робіт, а також раніше вивчених дисциплін: фізики, математики, теоретичної механіки, програмування тощо.

Оскільки теорія механізмів і машин є науковою основою спеціальних курсів, пов'язаних з проектуванням машин галузевого призначення, то при вивченні цього курсу перед студентами ставляться такі *задачі*:

- вивчити загальні методи дослідження і проектування механізмів і машин;
- навчитися розуміти загальні принципи перетворення руху за допомогою механізмів, взаємодію механізмів і машин, що обумовлюють кінематичні та динамічні властивості механічної системи;
- навчитися системному підходу до проектування машин і механізмів, визначенню оптимальних параметрів механізмів за заданими умовами роботи;
- отримати навички розробки алгоритмів і програм розрахунків параметрів на ЕОМ, виконувати конкретні розрахунки.

Мета курсового проектування – закріпити і поглибити знання студентів, здобуті при вивченні відповідних теоретичних розділів курсу, привити їм навички застосування цих знань для самостійного вирішення конкретних технічних задач по дослідженню та розрахунку механізмів і машин з введенням елементів науково-дослідної роботи.

На відміну від традиційного виконання проекту з використанням в основному графічних методів, посібник орієнтовано на широке застосування сучасної обчислювальної техніки. При кінематичному дослідженні важільних механізмів студентам рекомендується самостійно розробити алгоритм і програму обчислень параметрів на ЕОМ. В зв'язку з обмеженим об'ємом часу на виконання курсового проекту, проектування зубчастих і кулачкових механізмів теж виконуються з використанням ЕОМ, але з залученням готових програм, розроблених на кафедрі.

Застосування ЕОМ дозволяє не тільки зменшити затрати часу на виконання курсового проекту, але й вирішити більш складні задачі: вибору оптимальних параметрів механізмів, отримання числових значень обчислень з необхідною точністю й ін.

У відповідності з вказаними задачами курсового проектування з ТММ у посібнику викладені зміст, об'єм та методика подання навчального

матеріалу.

Об'єм та загальні вимоги до оформлення курсового проекту

Курсовий проект оформляють у вигляді розрахунково-пояснювальної записки (40...45 сторінок рукописного тексту - формату А4) та графічної частини (до чотирьох листів формату А1).

До складу записки входять: титульний лист; завдання на курсове проектування; реферат; опис роботи машини; задачі, які розв'язуються а курсовому проекті, з текстовими поясненнями і розрахунками; список використаної літератури; додатки.

Затверджене кафедрою завдання є офіційним документом, у відповідності до якого виконується і контролюється об'єм і графік роботи над проектом.

Після отримання завдання студенту необхідно передусім з'ясувати призначення і принцип дії всіх механізмів, що пропонуються для розробки і дослідження.

Завдання на курсовий проект містять задачі з дослідження і проектування машин, що складаються із складних і простих в структурному відношенні механізмів (шарнірно-важільних, зубчастих, кулачкових і ін.)

Розрахунково-пояснювальну записку та графічну частину проекту оформляють у відповідності до вимог стандартів ЄСКД та ДСТУ з врахуванням специфіки курсового проектування з ТММ.

Зміст записки поділяють на розділи, а кожен розділ на підрозділи.

На початку текстової частини записки розміщують її зміст, індивідуальне завдання, підписане керівником та затверджене завідувачем кафедри, складають реферат.

Реферат повинен відображати основний зміст курсового проекту і містити:

- відомості про об'єм проекту, кількість ілюстрацій, таблиць в пояснювальній записці, об'єм додатків та кількість використаних інформаційних джерел;
- перелік основних слів, характерних для змісту проекту;
- текст реферату, який повинен відображати суть виконаної роботи, її мету, об'єкт, місце, методи і результати дослідження, короткі висновки відносно особливостей, ефективності та можливості застосування одержаних результатів.

Кожен розділ пояснювальної записки повинен розпочинатися і формулювання задачі та наведення вихідних даних і містити всі

розрахунки, що виконані при проектуванні, з короткими поясненнями. Розрахунки повинні супроводжуватися схемами, рисунками та ескізами або посиланнями на відповідні графічні листи.

Записка повинна бути короткою і в неї не потрібно переписувати текст підручника, але всі міркування, якими автор керувався, приймаючи рішення, слід відобразити в записці.

Необхідні для розрахунків рівняння і формули записують у загальному вигляді, а потім підставляють числові значення і виконують обчислення (з вказанням розмірності величин). Для обчислень, які повторюються багато разів, спочатку записують розрахункову формулу і приводять приклад розрахунку, а результати інших обчислень зводять у табличній формі, вказавши обов'язково значення всіх параметрів, які входять до формули. Наприклад, результати обчислень і вимірювань при побудові планів швидкостей у багатьох положеннях. При цьому для одного положення достатньо навести детальний розрахунок зі всіма теоретичними обґрунтуваннями.

В кінці розрахунково-пояснювальної записки наводять список використаної літератури, після якого розміщують додатки.

Графічну частину кожного з розділів проекту виконують олівцем (або роздруковують на плотері при комп'ютерному виконанні) на листах креслярського паперу формату А1. Зображення кінематичних схем, як і всі інші графічні побудови, рекомендується виконувати в стандартних масштабах стандартними лініями товщиною не менше 0,5 мм. Всі допоміжні побудови роблять тонкими лініями і зберігають на кресленні. Над кожною графічною побудовою роблять напис, що вказує її зміст, стандартним шрифтом і вказують масштаб (масштабний коефіцієнт).

На захисті студент повинен показати, що знає будову, принцип дії, виконаний розрахунок спроектованих механізмів і розуміє, як отримані використані ним формули.

Виконаний курсовий проект перевіряється викладачем кафедри, після чого підлягає захисту на комісії. Оцінюється проект диференційованою оцінкою.

1 СИНТЕЗ ПРЯМОЗУБОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ЗОВНІШНЬОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ТА ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

1.1 *Задача синтезу евольвентного зачеплення* – визначення геометричних параметрів передачі, а також якісних характеристик зачеплення (коефіцієнтів перекриття, відносного ковзання, питомого тиску).

1.2 Вихідні дані

З бланку завдання на курсовий проект виписуємо такі дані: кількість зубців коліс (z_1, z_2), модуль (*module*) зачеплення m , міжосьова відстань a_w^* .

Параметри вихідного контуру:

- коефіцієнт висоти головки зубця - $h_a^* = 1$;
- коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$;
- кут профілю $\alpha = 20^\circ$;
- коефіцієнт радіуса заокруглення $\rho^* = 0,38$.

Вказівка. При виконанні даного розділу курсового проекту за вказівкою викладача може бути заданий один із варіантів розрахунку та викреслювання зубчастого зачеплення (*toothed hooking*): а) рівнозміщене; б) нерівнозміщене; в) «вписане» в задану міжосьову відстань.

1.3 Послідовність розрахунків рівнозміщеного та нерівнозміщеного евольвентного зачеплень

1.3.1 За заданими (z_1, z_2) вибирають коефіцієнти $x_1, x_2, \Delta u$.

Вказівка. Для рівнозміщеного зачеплення коефіцієнти зміщення ($x_1 = -x_2$) вибирають із таблиці А1 (додаток А).

Для нерівнозміщеного зачеплення, якщо $2 \geq U_{1,2} \geq 1$, то спочатку в таблиці Б1 (додаток Б) за заданим z_1 знаходять коефіцієнт Δu , а потім в таблиці Б2 (додаток Б) за заданими z_1 і z_2 знаходять коефіцієнти x_1 і x_2 .

Якщо $5 \geq U_{1,2} > 2$, то спочатку в таблиці Б3 (додаток Б) за заданим z_1 знаходять коефіцієнти Δu і x_1 , а потім в таблиці Б4 за заданими z_1 і z_2 знаходять x_2 .

Якщо в таблицях відсутнє число зубців, що надано в завданні, то необхідно застосувати лінійну інтерполяцію.

Наприклад, якщо задане число зубців $z=33$, а в таблиці наведені коефіцієнти зміщення $x_{(z=30)}$ та $x_{(z=35)}$, то шуканий коефіцієнт зміщення (*coefficient of displacement*) $x_{(z=33)}$ визначаємо за формулою

$$x_{(z=33)} = x_{(z=30)} + \frac{(x_{z=35} - x_{z=30})}{5} (z_{(33)} - z_{(30)}).$$

Таблиця 1.1 - Формули для розрахунку розмірів елементів зубчастого зачеплення

Що потрібно знайти		Зачеплення	
Найменування	Позн.	Рівнозміщене $x_1 = -x_2$	Нерівнозміщене $x_c \neq 0$
Крок зачеплення	p	$p = \pi \cdot m$	
Радіуси ділительних кіл	r_{1,2}	$r_{1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2}$	
Радіуси основних кіл	r_{b1,2}	$r_{b1,2} = r_{1,2} \cdot \cos \alpha$	
Радіуси кіл вершин	r_{a1,2}	$r_{a1,2} = m \times \left(\frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} + h_a^* \right)$	$r_{a1,2} = m \times \left(\frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} + h_a^* - \Delta y \right)$
Радіуси кіл западин	r_{f1,2}	$r_{f1,2} = m \times \left(\frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_a^* - c^* \right)$	$r_{f1,2} = m \times \left(\frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_a^* - c^* \right)$
Радіуси початкових кіл	r_{w1,2}	$r_{w1,2} = r_{1,2}$	$r_{w1,2} = r_{1,2} \cdot \left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right)$
Міжосьова відстань	a_w	$a_w = \frac{m z_\Sigma}{2}$	$a_w = m \left(\frac{z_\Sigma}{2} + y \right)$
Висота зубця	h	$h = m \cdot (2h_a^* + c^*)$	$h = m \cdot (2h_a^* + c^* - \Delta y)$
Товщина зубця по ділительному колу	s_{1,2}	$s_{1,2} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)$	
Товщина зубця по основному колу	s_{b1,2}	$s_{b1,2} = 2r_{b1,2} \cdot \left(\frac{s_{1,2}}{2r_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	
Товщина зубця по колу вершин	s_{a1,2}	$s_{a1,2} = 2r_{a1,2} \cdot \left(\frac{s_{1,2}}{2r_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{1,2} \right), \alpha_{a1,2} = \arccos \frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}}$	

Примітка: Індекс **1** відноситься до розмірів колеса, що має менше число зубців, а індекс **2** - до розмірів колеса, що має більше число зубців.

1.3.2 Визначаємо коефіцієнт відхилення міжосьової відстані (сприйманого зміщення) у за формулою

$$y = x_{\Sigma} - \Delta y,$$

де $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$.

1.3.3 Визначаємо евольвентний кут зачеплення

$$\text{inv}\alpha_w = \text{inv}\alpha + \frac{2 \cdot x_{\Sigma}}{z_{\Sigma}} \cdot \text{tg}\alpha,$$

де $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$; α - кут профілю контуру ($\alpha = 20^\circ$ за ГОСТ 13755-81).

За таблицею В1 (додаток В) евольвентних функцій через $\text{inv}\alpha_w$ знаходимо кут зачеплення α_w .

1.3.4 Розраховуємо геометричні параметри зубчастого зачеплення за допомогою калькулятора, користуючись формулами таблиці 1.1.

Виконуємо перевірку розрахунків геометричних параметрів зубчастої передачі на ЕОМ, скориставшись програмою, результати розрахунку якої, як приклад, приведено в додатку И.

Одержавши результати розрахунків, необхідно викреслити зубчасту передачу в певному стандартному масштабі.

1.4 Послідовність розрахунку зубчастого зачеплення при вписуванні в задану міжосьову відстань

1.4.1 За заданими z_1, z_2, m, a_w^* визначаємо коефіцієнт сприйманого зміщення у за формулою

$$y = \frac{a_w^* - a}{m},$$

де $a = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2}.$

1.4.2 Визначаємо кут зачеплення α_w за формулою

$$\alpha_w = \arccos \frac{a \cdot \cos \alpha}{a_w^*}.$$

1.4.3 Визначаємо коефіцієнт сумарного зміщення

$$x_{\Sigma} = \frac{z_{\Sigma} (\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha)}{2 \text{tg}\alpha},$$

де $\text{inv}\alpha_w = \text{tg}\alpha_w - \alpha_w$; $\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \alpha$ - евольвентні функції.

1.4.4 Для розподілення знайденого коефіцієнта x_{Σ} на складові x_1 і x_2 доцільно скористатись залежністю

$$x_1 = \frac{1}{2} \left(x_{\Sigma} - \frac{y(z_2 - z_1)}{z_{\Sigma}} \right),$$

тоді $x_2 = x_\Sigma - x_1$.

Для прикладу розглянемо визначення коефіцієнтів зміщення при таких даних: $z_1=15$, $z_2=18$, $m=10$ мм, $a_w^* = 170$ мм.

Коефіцієнт сприйманого зміщення

$$y = \frac{a_w^* - a}{m} = \frac{170 - 165}{10} = 0,5,$$

$$\text{де } a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{10 \cdot (15 + 18)}{2} = 165 \text{ мм.}$$

Кут зачеплення

$$\alpha_w = \arccos \frac{165 \cdot \cos 20^\circ}{170} = 24,209^\circ.$$

Коефіцієнт сумарного зміщення

$$x_\Sigma = \frac{(15 + 18) \cdot (0,02708 - 0,0149)}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} = 0,552,$$

де $\operatorname{inv} \alpha_w = 0,02708$; $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ = 0,0149$ (див. додаток В).

Коефіцієнти зміщення

$$x_1 = \frac{1}{2} \left(0,552 - \frac{0,5 \cdot (18 - 15)}{15 + 18} \right) = 0,253, \quad x_2 = 0,552 - 0,253 = 0,299.$$

Перевіряємо коефіцієнт x_1 за умовою відсутності підрізання

$$x_1^{\min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 15}{17} = 0,1176 < x_1.$$

Перевіряємо коефіцієнти зміщення за умовою відсутності загострення головок зубців

$$x_3 = 0,15z^{0,7};$$

$$x_{3_1} = 0,15z_1^{0,7} = 0,15 \cdot 15^{0,7} = 0,998 > x_1; \quad x_3 = 0,15z^{0,7};$$

$$x_{3_2} = 0,15z_2^{0,7} = 0,15 \cdot 18^{0,7} = 1,134 > x_2.$$

Тобто загострення зубців не буде, оскільки $[x_3] \geq 0,4$.

1.4.5 Після вибору коефіцієнтів зміщення підраховуємо всі розміри зубчастого зачеплення за допомогою калькулятора, користуючись формулами (таблиця 1.1).

Використовуємо перевірку розрахунків геометричних параметрів зубчастої передачі на ЕОМ, скориставшись програмою, результати розрахунку якої, як приклад, наведено в додатку И.

Одержавши результати розрахунків, необхідно викреслити зубчасту передачу в певному стандартному масштабі.

1.5 Викреслювання елементів зубчастого зачеплення

Побудову евольвентного зачеплення починають з вибору масштабного коефіцієнта довжини μ_L (м/мм), який повинен відповідати одному зі стандартних масштабів, але такому, щоб висота зубця на кресленні була не меншою ніж **45 мм**.

Профілі зубців викреслюємо в такій послідовності (рисунок 1.1).

1.5.1 Відкладаємо міжосьову відстань O_1O_2 з центрів коліс O_1 і O_2 радіусами r_{w1} і r_{w2} початкових кіл будуємо кола, що дотикаються в точці **П** (полюсі зачеплення).

1.5.2 Будуємо основні кола радіусами r_{b1} і r_{b2} та проводимо дотичну до них **nn**. З центрів коліс опускаємо перпендикуляри до дотичної і отримуємо точки N_1 і N_2 - початку і кінця теоретичної лінії зачеплення.

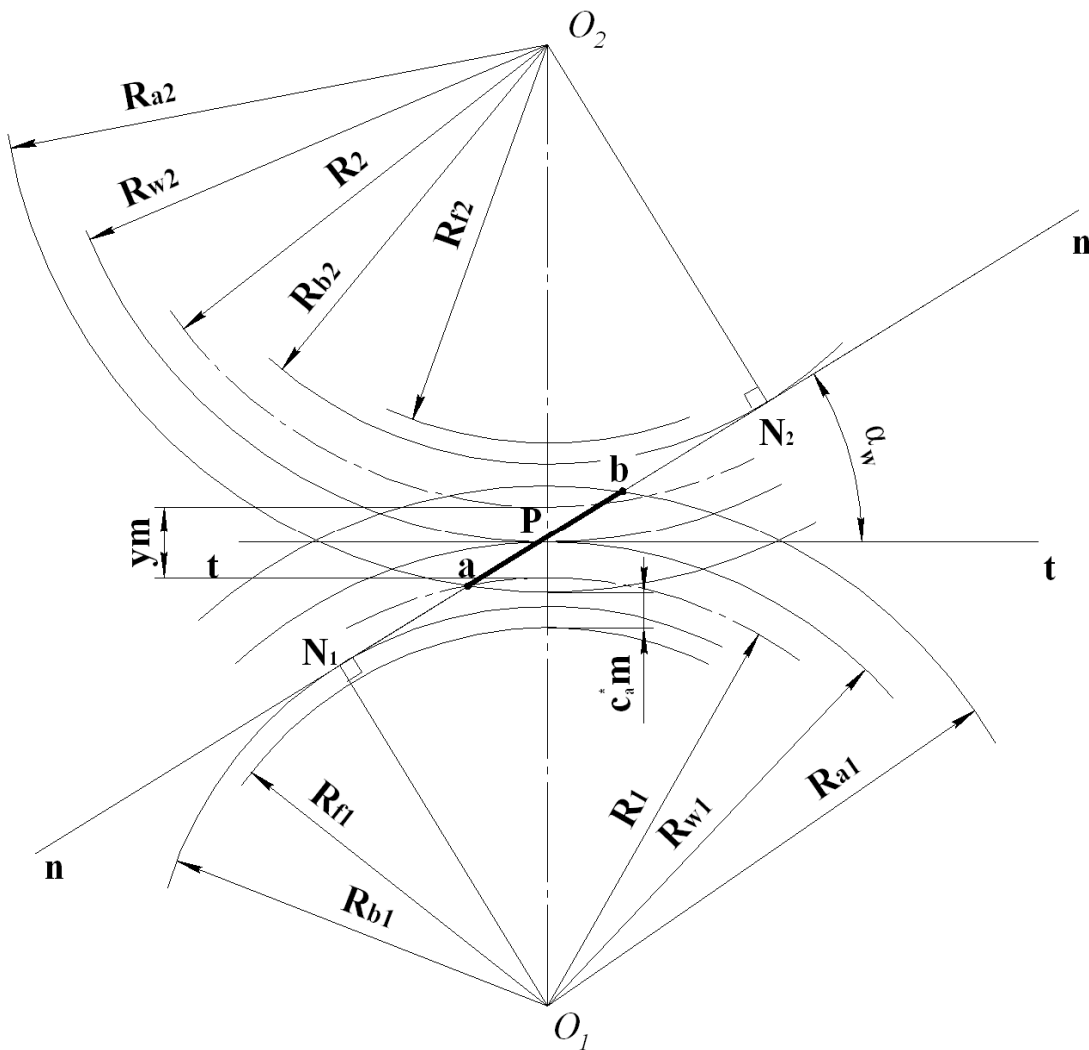


Рисунок 1.1 – Елементи зубчастого зачеплення

Більш точно точки N_1 і N_2 можна знайти аналітично:
 $PN_1 = r_{w1} \cdot \sin \alpha_w$; $PN_2 = r_{w2} \cdot \sin \alpha_w$.

1.5.3 Викреслюємо дуги ділильних кіл, кіл западин і вершин.

1.5.4 Будуємо евольвенти зубців першого і другого коліс передачі.

Для побудови 1-ї евольвенти (рисунок 1.2) відрізок N_1P ділимо на чотири частини, одержані точки позначаємо 1, 2, 3. Із точки 3 проводимо дугу радіуса $\rho = 3P$ до перетину в точці P' з основним колом, тоді $\cup N_1P' = N_1P$. Дугу N_1P' також ділимо на чотири рівні частини. Такі ж рівні частини дуг відкладаємо і в інший бік від точки по основному колу. Одержані точки на основному колі позначаються $1', 2', 3', N_1, 5', 6'$, і т.д. Через отримані точки до основного кола проводимо дотичні, на яких відкладаємо відрізки $1'1'', 2'2'', 3'3'' \dots$, відповідно рівні відрізкам $1P, 2P, 3P \dots$. З'єднуючи послідовно точки $P', 1'', 2'', 3'', \dots$ плавною кривою, отримуємо евольвенту зубця першого колеса. Кінцева точка евольвенти повинна знаходитися за колом вершин. Профіль зубця біля його основи будується спрощено. Через початкову точку P' евольвенти проводимо радіальну пряму до перетину з колом западин і в місці перетину радіальна пряма спрягається з колом западин радіусом $0,38m$.

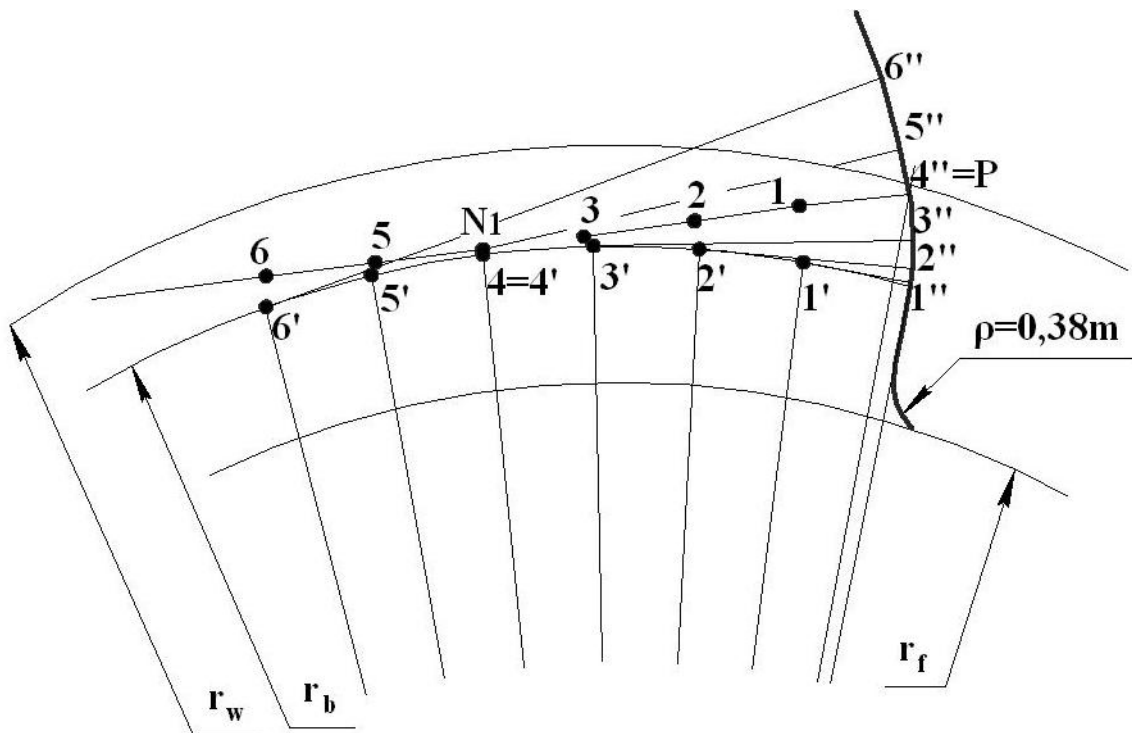


Рисунок 1.2 - Побудова евольвенти

Слід пам'ятати, що радіус кола западин може бути більшим, рівним або меншим від радіуса основного кола. Це залежить від числа зубців колеса та коефіцієнта зміщення.

Аналогічно будується профільна крива зубця другого колеса.

1.5.5 Будуємо повний профіль зубця. Для цього від отриманої евольвентної кривої по ділильному колі відкладаємо товщину зубця, яку ділимо навпіл. З'єднуємо цю середину з центром колеса та проводимо вісь симетрії, відносно якої будуємо другу профільну криву зубця (див. рисунок 1.3), користуючись роздруківкою (див. додаток И).

1.5.6 Викреслюємо по три зубця на кожному колесі. Для цього відкладаємо крок p по ділильному колу в один та другий бік від перебудованої осі симетрії зубця та проводимо осі симетрії другого і третього зубців, відносно яких викреслюємо повні профілі цих зубців.

На виконаному кресленні необхідно показати радіуси кіл ділильних, початкових, основних, вершин і западин обох коліс передачі, радіальні зазори в передачі, сприймане зміщення, кут зачеплення.

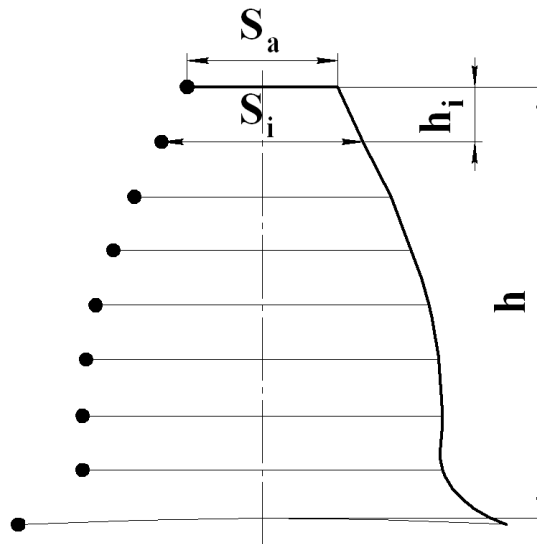


Рисунок 1.3 – Побудова профілю зубця

1.6 Побудова активної частини лінії зачеплення, дуг зачеплення та робочих ділянок профілів зубців

1.6.1 *Активною* частиною лінії зачеплення називають відрізок **ab** (рисунок 1.4) теоретичної лінії зачеплення, обмеженої перетином кіл головок.

1.6.2 *Робочими ділянками* називають ті частини профілів зубців, які задіяні в зачепленні. Щоб показати їх на кресленні, через точку **a** (рисунок 1.4) із центра O_1 проводимо дугу радіусом O_1a до перетину в точці A_1 з профілем зубця першого колеса і через точку **b** із центра O_2 проводимо дугу радіуса до перетину в точці B_2 з профілем зубця другого колеса. Ділянки A_1B_1 і A_2B_2 профілів зубців є робочими ділянками профілів.

1.6.3 *Дугами зачеплення* називають частини початкових кіл, які перекочуються одна по одній за час зачеплення однієї пари спряжених профілів. Для побудови дуги зачеплення через крайні точки A_1 і B_1 (рисунок 1.4) робочого профілю першого колеса проводимо дотичні до

основного кола. На перетині дотичних з початковим колом у точках a_1 і b_1 отримуємо дугу зачеплення першого колеса. Аналогічно будується дуга зачеплення a_2b_2 другого колеса.

На креслені необхідно також показати довільну точку K_1 на профілі зубця колеса 1 та спряжену з нею точку K_2 на профілі зубця колеса 2. Щоб знайти ці спряжені точки, які дотикаються в точці K активної частини лінії зачеплення, необхідно із центру O_2 провести через точку K дугу радіуса O_2K до перетину з профілем другого колеса в точці K_2 і через ту саму точку K провести дугу радіуса O_1K із центра O_1 до перетину з профілем першого колеса в точці K_1 (рисунок 1.4).

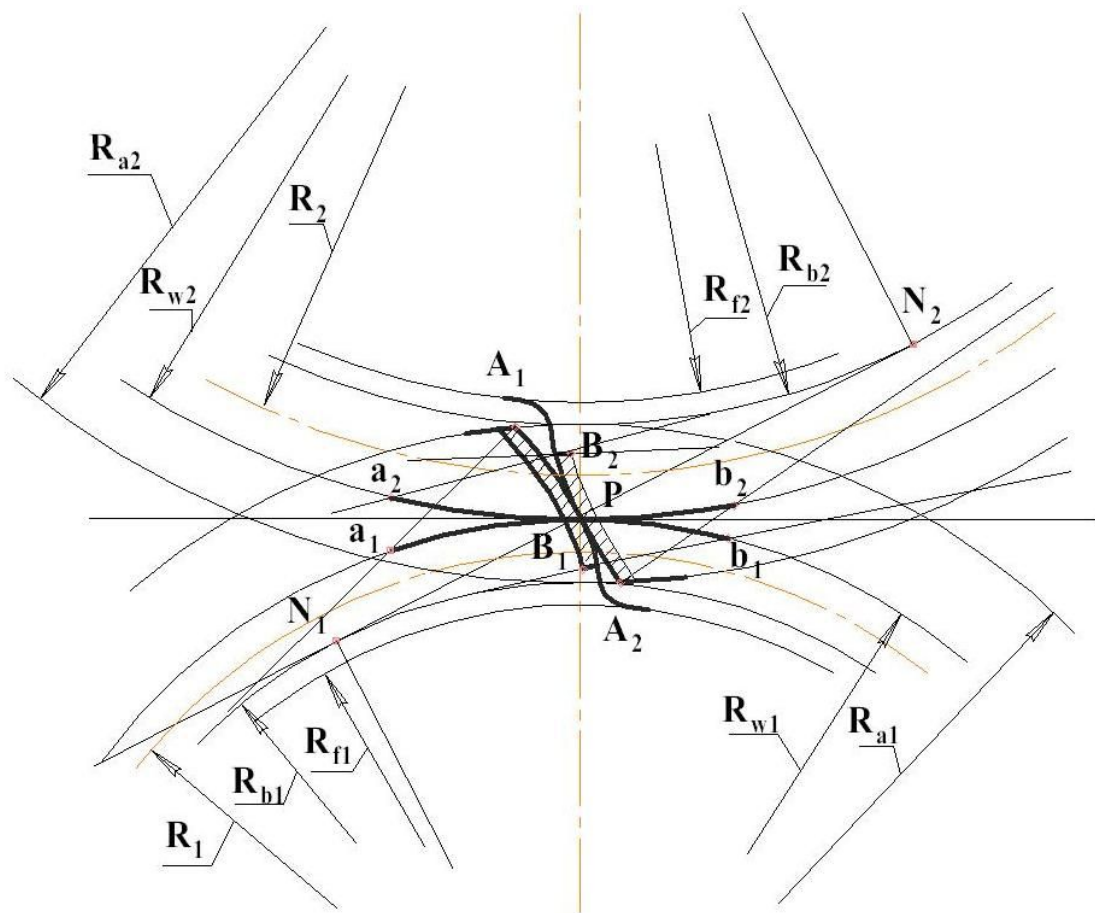


Рисунок 1.4 – Робочі частини профілів зубців і дуги зачеплення

1.7 Визначення основних якісних показників зачеплення

1.7.1 *Коефіцієнт перекриття (ceiling coefficient)*, що характеризує плавність роботи передачі, необхідно розрахувати аналітично за формулою:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cos \alpha},$$

та графічно за формулою:

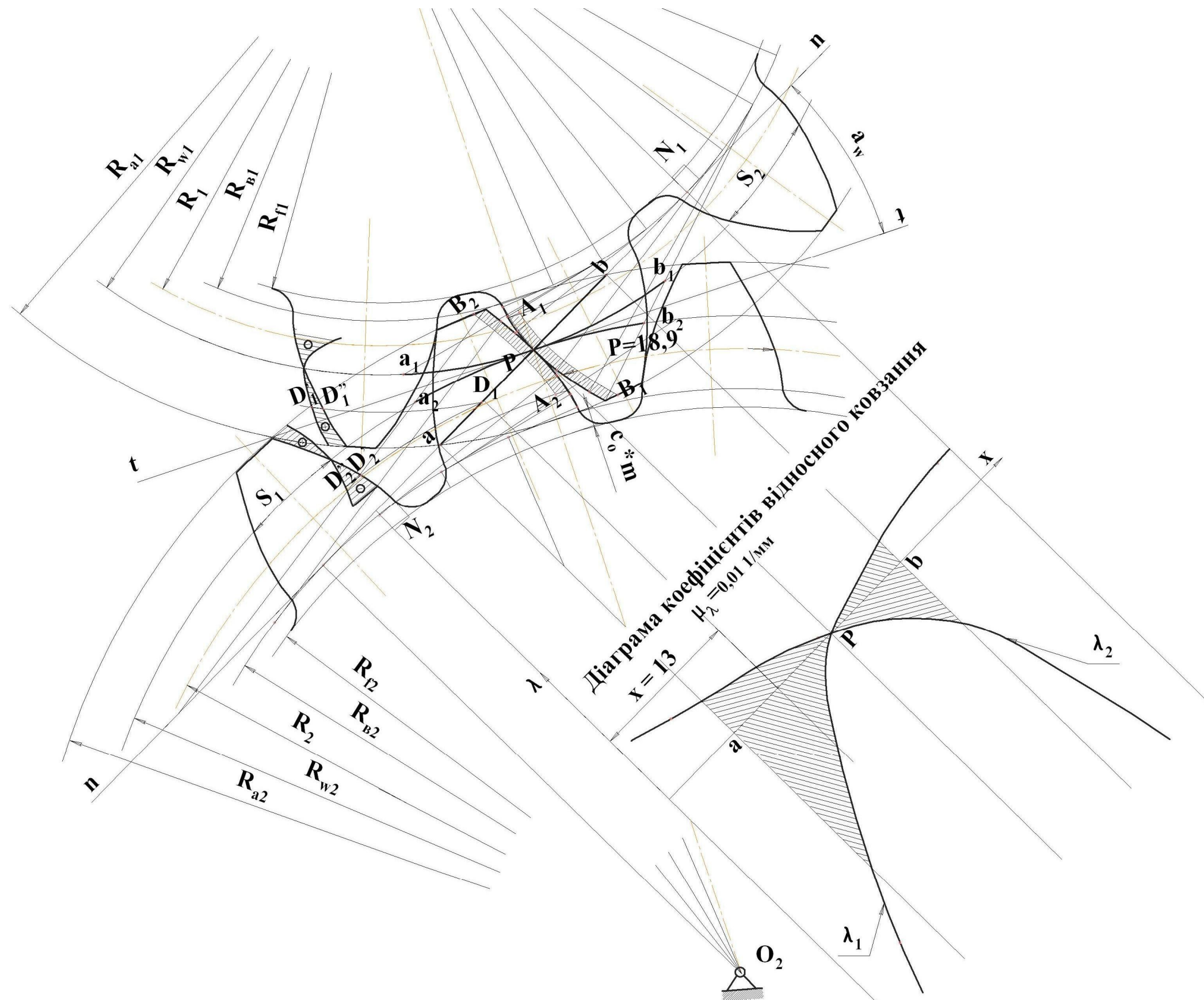


Рисунок 1.5 – Діаграма коефіцієнтів питомого ковзання

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{ab \cdot \mu_L}{\pi \cdot m \cos \alpha},$$

де μ_L - масштабний коефіцієнт побудови зачеплення; **ab** - довжина відрізка активної частини лінії зачеплення.

За допомогою коефіцієнта перекриття можна визначити ту ділянку активної частини лінії зачеплення, на якій відбувається зачеплення однієї пари профілів зубців, а також ті ділянки, на яких відбувається одночасно зачеплення двох пар профілів. Для цього викреслюємо діаграму зони зачеплення у вигляді прямокутника, довжина основи якого дорівнює довжині активної лінії зачеплення. Від крайніх точок **a** і **b** активної лінії зачеплення (рисунок 1.5) відкладаємо відрізки **an** і **bm**, що дорівнюють довжині основного кроку P_b . Штриховані зони визначають ділянки лінії зачеплення, де має місце зачеплення двох пар зубців, не заштриховані - одна пара зубців у зачепленні.

1.7.2 Коефіцієнти відносного ковзання характеризують інтенсивність зносу профілів і визначаються за формулами:

$$\lambda_1 = \frac{1 - U_{21}(N_1 N_2 - x)}{x}; \quad \lambda_2 = 1 - \frac{U_{12}x}{N_1 N_2 - x},$$

де $N_1 N_2$ - довжина теоретичної лінії зачеплення, мм; x - поточні значення координати точки зачеплення, виміряні від початкової точки N_1 .

За визначеними даними λ_1 і λ_2 креслимо діаграми коефіцієнтів відносного ковзання у прямокутних координатах (рисунок 1.5). На цих діаграмах потрібно виділити ділянку, яка відповідає активній частині лінії зачеплення. У відповідності з побудованими діаграмами креслимо кругові діаграми на профілях зубців, приймаючи за вісь відрахування лінію бокового профілю зубця. Побудова кругових діаграм здійснюється таким чином. Поточні значення осі абсцис x_i діаграми у прямокутних координатах переносять на практичну лінію зачеплення **ab**, потім цю точку дугою кола зносять на профіль зубця. Якщо значення $\lambda(y_i)$ додатне, то його величину відкладають по дузі з зовнішнього боку профілю, а якщо від'ємне - по дузі з внутрішнього боку профілю зубця.

1.7.3 Коефіцієнт питомого тиску має значення при розрахунку зубців коліс на контактну міцність і визначається за формулою:

$$\gamma = \frac{m N_1 N_2}{x(N_1 N_2 - x)},$$

де **m** - модуль зачеплення.

Типовий вид діаграми зміни коефіцієнта γ в залежності від радіуса кривизни ρ показано на рисунку 1.6.

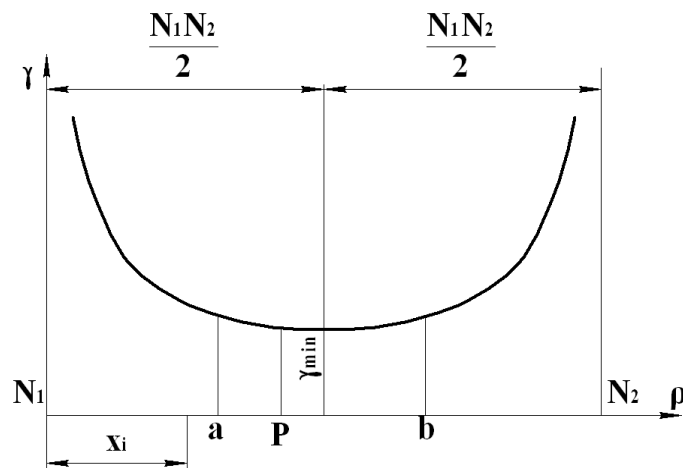


Рисунок 1.6 – Діаграма питомого тиску

1.7.4 Закінчуємо викреслювання зубчастого зачеплення зображенням таблиці характеристики зачеплення Г1 (див. додаток Г)

1.8 Синтез та кінематичне дослідження планетарного редуктора

Задачею геометричного синтезу (synthesis) планетарного редуктора (planetary mechanism) є визначення кількості зубців коліс, що забезпечують відтворення редуктором заданого передаточного відношення.

Вихідними даними для проектування планетарного редуктора служать: його структурна схема, передаточне відношення (якщо передаточне відношення редуктора не задано, то його необхідно попередньо знайти), число сателітів. Крім того задано модуль зубчастих коліс для визначення розмірів редуктора.

В завданнях курсового проекту використовуються структурні схеми редукторів, які показані в таблиці 1.2.

1.8.1 Послідовність синтезу.

Проектування планетарного редуктора доцільно виконати спочатку без застосування ЕОМ, користуючись методом співмножників [5] і отримати один із можливих варіантів підбору зубців. Далі, з метою оптимізації та зменшення часу розрахунків, виконують синтез планетарного редуктора з застосуванням ЕОМ. Результати розрахунків програми, як приклад, приведені в додатку К. На друк виводяться 5 варіантів, з яких студент повинен вибрати оптимальний із умови найменшої похибки розрахованого передаточного відношення заданому та найменших розмірів передачі.

Вибраний варіант розрахунку числа зубців планетарного редуктора додатково перевіряється на виконання умов співвісності, сусідства та складання.

Умова співвісності вхідного і вихідного валів редукторів, поданих в таблиці при однаковому модулі всіх їх коліс зводиться відповідно до таких

рівностей

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \text{ (Схема 1); } z_1 + z_2 = z_3 + z_4 \text{ (Схема 3);}$$

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3 \text{ (Схема 2); } z_1 - z_2 = z_4 - z_3 \text{ (Схема 4).}$$

Умова сусідства, яка враховує можливість вільного розміщення сателітів без зіткнення їх один з одним, приводить їх до нерівностей

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \text{ (Схема 1, 2, 3 при } z_2 > z_3);$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_3 + 2}{z_4 - z_3} \text{ (Схема 2, 4 при } z_2 < z_3)$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 - z_2} \text{ (Схема 4 при } z_2 > z_3);$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_4 + z_3} \text{ (Схема 3 при } z_2 < z_3)$$

де k – кількість сателітів.

Умова складання, що забезпечує розміщення сателітів у редукторі з рівними кутами між ними і одночасне їх зачеплення з центральними колесами, має вигляд

$$\frac{z_1 U_{1H}}{k} (1 + pk) = N,$$

де U_{1H} - передаточне відношення редуктора; p - ціле число повних обертів водила; N - будь-яке ціле число.

Для забезпечення відсутності підрізання зубців і заклинювання в передачах внутрішнього зачеплення, складених із нульових коліс, необхідно, щоб число зубців коліс з внутрішніми зубцями було

$$z_{BH} \geq z_{\min BH} = 85,$$

а колеса з зовнішніми зубцями, які зачіплюються з ними, повинні мати

$$z_{ЗВ} \geq z_{\min ЗВ} = 20,$$

при цьому різниця чисел зубців цих коліс повинна бути

$$z_{BH} - z_{ЗВ} \geq 8.$$

Для уникнення підрізання зубців в передачах зовнішнього зачеплення потрібно, щоб число зубців меншого колеса

$$z \geq z_{\min} = 17.$$

1.8.2 Визначаємо коефіцієнт корисної дії планетарного редуктора, користуючись формулами таблиці 5 [9].

1.8.3 Кінематичний аналіз планетарного редуктора графічним та аналітичним методами.

Таблиця 1.2 - Типи планетарних механізмів

Номер схеми	Схема планетарного механізму	Ведуча ланка	Передаточне відношення	
			Розрахункова формула	Інтервал значень
1		1	$U_{1H}^4 = 1 + \frac{z_4}{z_1}$	2,3...8,4
		4	$U_{4H}^1 = 1 + \frac{z_1}{z_4}$	1,5...1,8
2		1	$U_{1H}^4 = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	2,3...16
		4	$U_{4H}^1 = 1 + \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_1}{z_2}$	1,1...1,8
3		1	$U_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	-24...1
		H	$U_{H1}^4 = \frac{1}{U_{1H}^4}$	1...1600
4		1	$U_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	4,5...0,8
		H	$U_{H1}^4 = \frac{1}{U_{1H}^4}$	35...300

Після виконання синтезу редуктора визначаємо радіуси ділительних кіл

$$r_1 = \frac{m_{пл} z_1}{2}; \quad r_2 = \frac{m_{пл} z_2}{2}; \quad r_3 = \frac{m_{пл} z_3}{2}; \quad r_4 = \frac{m_{пл} z_4}{2},$$

де $m_{пл}$ - модуль зубчастих коліс планетарного редуктора. Вибираємо один із стандартних масштабів довжини і в цьому масштабі викреслюємо кінематичну схему (рисунок 1.7) планетарного редуктора в двох проекціях (дозволяється креслити на другій проекції тільки половину редуктора за його повною симетрією).

Графічний метод дослідження

Креслимо *картину лінійних швидкостей* коліс, поєднуючи її з другою половиною проекції редуктора. Попередньо визначаємо лінійну швидкість точки **A** колеса **1**

$$v_A = \omega_1 r_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} r_1,$$

де n_1 – частота обертання першого колеса редуктора.

З точки **A** - полюса зачеплення коліс **1** і **2**, відкладаємо відрізок **AA'**, що зображує вектор лінійної швидкості колеса **1**. Довжина відрізка **AA'** береться довільно, але так, щоб масштабний коефіцієнт креслення картини лінійних швидкостей, яких розраховується за формулою $\mu_v = \frac{v_A}{AA'}, [\frac{м/с}{мм}]$ мав би числові значення **0,1; 0,2; 0,3; ...; 1; 2**.

Швидкість центра **O** колеса **1** дорівнює нулю. Закон розподілення швидкостей - лінійний, тому, з'єднуючи прямою лінією точку **O** з кінцем вектора швидкості точки **A**, одержимо закон розподілення швидкостей для колеса **1** у вигляді прямої лінії **OA'** (рисунок 1.7, б), що утворює кут ψ_1 з вертикаллю.

Колеса **2** і **3** вступають як єдине тверде тіло - блок шестерень. Швидкість точки **C** колеса **3** дорівнює нулю - вона є миттєвим центром швидкостей цього блоку, тому що колесо **4** нерухоме. З'єднуючи точки **A'** і **C**, одержимо закони розподілення швидкостей коліс **2** і **3** у вигляді лінії **A'C**, яка утворює кут $\psi_2 = \psi_3$ з вертикаллю. Цьому закономірності підпорядкована також точка **B** центра блока, яка водночас є точкою водила **H**. З точки **B** проводимо горизонтальну лінію до перетину з лінією **A'C** у точці **B'** з точкою **O**, отримуємо пряму розподілення швидкостей для водила **H**, яка утворює кут ψ_H з вертикаллю.

Переходимо до креслення *діаграми частот обертання* коліс (рисунок 1.7, в).

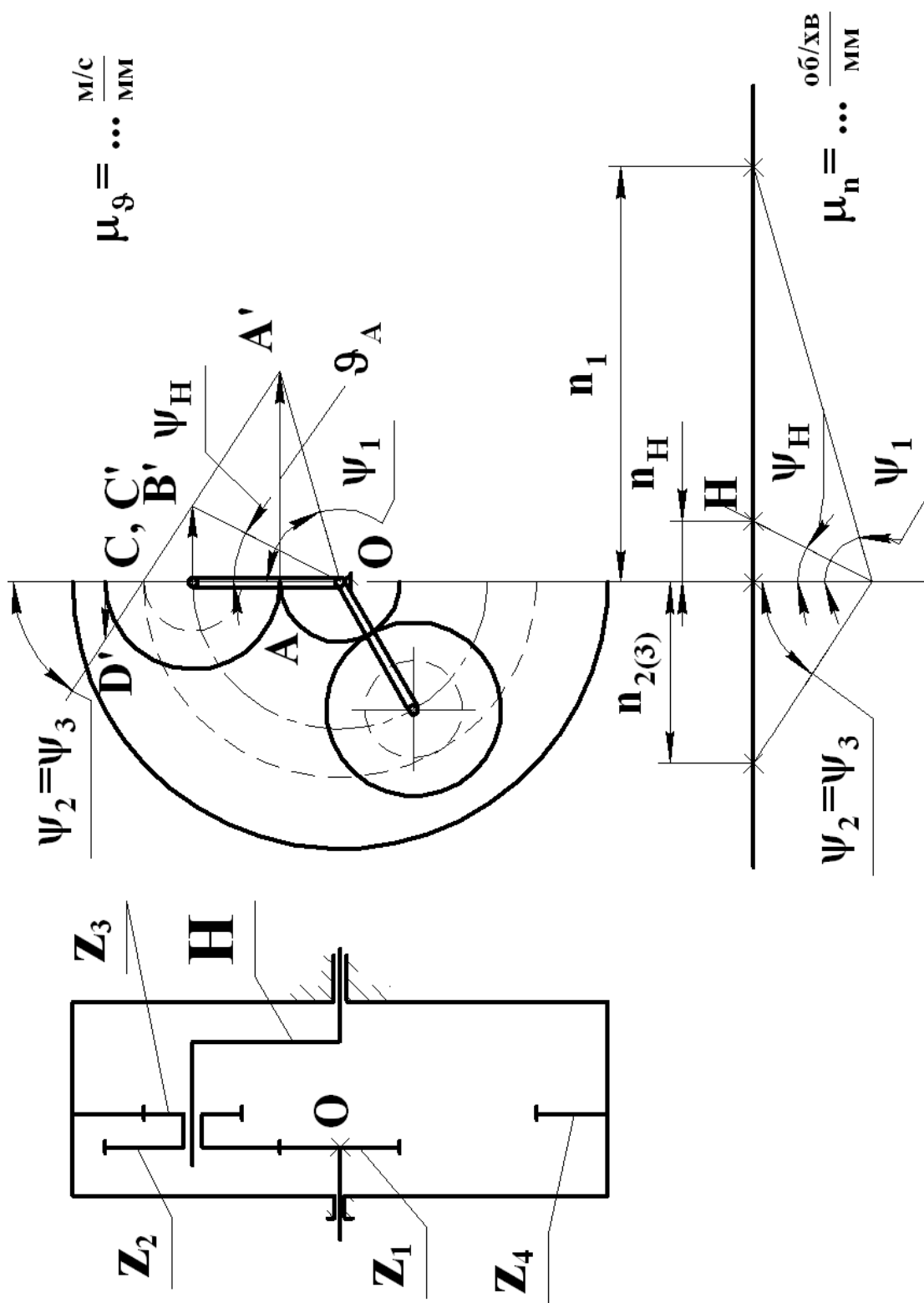


Рисунок 1.7 - Кінематичне дослідження планетарного редуктора

Проводимо горизонтальну пряму. З довільної точки **O** проводимо перпендикуляр, на якому відкладаємо відрізок **OP** довільної довжини (20...50 мм). З полюсу **P** проводимо промені **P1, P2, PH** під кутами ψ_2, ψ_3, ψ_H до перетину з горизонтальною прямою. Утворені відрізки **O1, O2, OH** зображають відповідно у масштабному коефіцієнті μ_n , що розраховується за формулою $\mu_n = \frac{n_1}{(O1)}, [\frac{об/хв}{мм}]$, частоти обертання коліс **1, 2, 3** та **H**.

Результати дослідження слід звести в таблицю Д2 (див. додаток Г).

Аналітичний метод дослідження

Підраховуємо частоту обертання водила **H**, знаючи частоту обертання колеса **1**

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}},$$

де U_{1H} - розрахункове передаточне відношення планетарного редуктора.

Частоту обертання сателітів визначаємо на основі методу зворотного руху (метод Віллеса). Для планетарного механізму у зворотному русі маємо

$$U_{24}^{(H)} = \frac{n_2 - n_H}{-n_H} = \frac{z_4}{z_3} = 1 - \frac{n_2}{n_H} = 1 - U_{2H}^{(4)}.$$

$$\text{Звідси } n_2 = n_H \left(1 - \frac{z_4}{z_3}\right).$$

Результати кінематичного дослідження редуктора аналітичним методом заносимо в таблицю, порівнюємо з графічним та визначаємо похибку.

1.9 Рекомендована послідовність виконання синтезу та аналізу зубчастої передачі

1. Вибрати вихідні дані відповідно до заданої схеми та варіанта. Ознайомитися з параметрами вихідного контуру.

2. В залежності від типу зачеплення зубчастої передачі вибрати коефіцієнти зміщення (при заданій міжосьовій відстані a_w^* розрахувати необхідні коефіцієнти зміщення x_1 та x_2) та визначити кут зачеплення α_w .

3. Розрахувати геометричні параметри заданої евольвентної пари циліндричних зубчастих коліс. Виконати перевірку результатів розрахунків за допомогою ЕОМ.

4. Побудувати картину евольвентного зубчастого зачеплення в торцевому перерізі. На кресленні показати не менше трьох зубців на кожному колесі. Масштаб побудови вибрати таким, щоб висота зубця на

кресленні становила не менше 45мм. Виділити на кресленні теоретичну та активну лінії зачеплення, активні ділянки профілів зубців, показати основні розміри.

5. Скласти таблицю параметрів (основні дані, дані для контролю і довідкові дані), яку розмістити на кресленні у відповідності до вимог ЄСКД.

6. Розрахувати якісні показники (коефіцієнти перекриття зубчастої пари, відносного ковзання та питомого тиску) і побудувати їх діаграми.

7. Вибрати вихідні дані для проектування планетарної передачі (при необхідності визначити передаточне відношення планетарного механізму).

8. Виконати розрахунок (вибір кількості зубців планетарного механізму) методом співмножників [5], отримані результати зіставити з результатами розрахунку на ЕОМ (див. додаток К).

9. Перевірити умови співвісності, сусідства та складання.

10. Розрахувати ККД планетарного механізму.

11. Визначити розміри зубчастих коліс планетарного механізму для вибраного варіанта чисел зубців (із умови мінімальних розмірів передачі) та викреслити його кінематичну схему у вибраному масштабі на кресленні.

12. Побудувати діаграми лінійних та кутових швидкостей, виконати кінематичне дослідження планетарного механізму графічним та аналітичним методами.

1.10 Запитання для самоперевірки

1. Які зубчасті передачі називають евольвентними? Їх особливості.

2. Які кола зубчастого колеса називають основним, ділильним, початковим?

3. Що називають модулем і кроком зубчастого зачеплення?

4. Що називається коефіцієнтом перекриття?

5. Дайте визначення дуги зачеплення, лінії зачеплення.

6. Які зубчасті колеса називають нульовими?

7. Які зубчасті колеса називають коригованими? Що таке коефіцієнт зміщення?

8. Запишіть формули для обчислення міжосьової відстані пари нульових та коригованих зубчастих коліс.

9. Яке зачеплення зубчастих коліс називають рівнозміщеним, нерівнозміщеним?

10. Що називають коефіцієнтом сприйманого зсуву? Як впливає його значення на величину міжосьової відстані зубчастого зачеплення?

11. Що таке передаточне число і передаточне відношення? Як визначається знак передаточного відношення?

12. Як формулюється основна теорема зачеплення?

13. Евольвента кола та її властивості.

14. Параметри вихідного контуру зубчастої рейки.

15. Висота зубця, висота ділильної головки і ніжки зубця.

16. Поняття про кут профілю зубців і кут зачеплення.

17. Радіальний зазор і коефіцієнт радіального зазору.

18. Явища загострення, підрізання та інтерференції зубців.

19. Переваги та недоліки косозубих і шевронних зубчастих передач.

20. Що характеризує коефіцієнт питомого ковзання?

21. Як визначається передаточне відношення планетарного редуктора?

22. Сформулюйте умови співвісності, сусідства та складання.

23. Як обчислити абсолютну кутову швидкість сателіта?

24. Переваги та недоліки планетарних передач.

25. Що називають миттєвим центром обертання сателіта?

26. Радіус кривизни евольвенти на початку зачеплення, в полюсі і в кінці зачеплення.

27. Робоча ділянка лінії зачеплення і дуга зачеплення.

28. Активна лінія зачеплення і крок евольвентного зачеплення. Залежність між ними.

29. Умовні позначення всіх геометричних і кінематичних параметрів зубчастих передач за Державним стандартом.

2 КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

2.1 Проектування кінематичних схем важільних механізмів

Для побудови кінематичної схеми механізму в багатьох завданнях курсового проекту виникає необхідність попередньо визначити розміри ланок (точніше - відстані між осями шарнірів). Вихідними умовами для проектування (синтезу) кінематичних схем служать структурна схема механізму та певні додаткові дані (наприклад, або середня швидкість $\vartheta_{\text{ср}}$ вихідної ланки (*link*), або коефіцієнт зміни середньої швидкості k_v цієї ланки, або параметри, що визначають крайні положення механізму, в деяких випадках враховується допустиме значення кута тиску і т. ін.).

До складу багатьох машин входять такі типові важільні механізми, як: кривошипно-повзунні, кривошипно-коромислові, та кулісні. Розглянемо найбільш характерні приклади розв'язання задач синтезу таких механізмів, що зустрічаються в завданнях курсового проектування.

Синтез кривошипно-повзунного механізму

Приклад 2.1.1 Задано: середня швидкість $\vartheta_{\text{вср}}$, [м/с] повзуна (рисунок 2.1); частота обертання n_1 , [хв⁻¹] кривошипа; співвідношення довжини (l_2) шатуна (*piston-rod*) і кривошипа (*crank*) (l_1) - $\lambda = l_2/l_1$. Необхідно визначити: l_1 і l_2 .

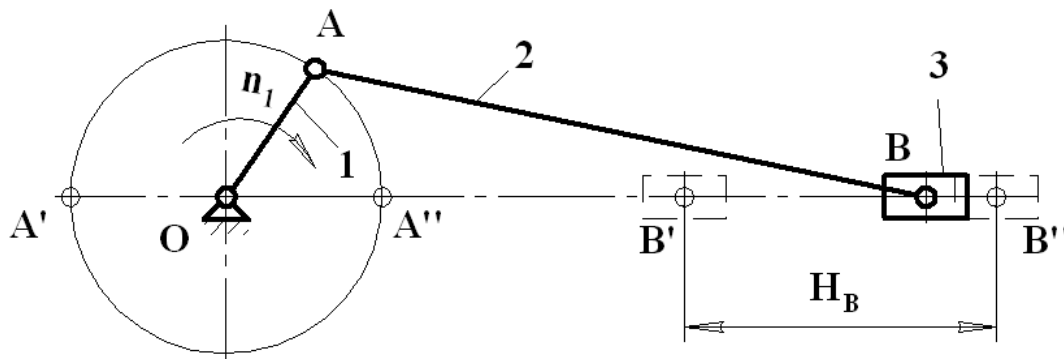


Рисунок 2.1 – Синтез центрального кривошипно-повзунного механізму

Для розв'язування задачі скористаємося залежностями. Період одного оберту $T = 60/n_1$ [с]. Середня швидкість $\vartheta_{\text{вср}}$ і переміщення $H_B = 2l_1$ повзуна знаходяться в залежності

$$\vartheta_{\text{вср}} = \frac{2H_B}{T} = \frac{2H_B \cdot n_1}{60} = \frac{l_1 \cdot n_1}{15}. \quad (2.1)$$

Отже, шукані розміри ланок:

$$l_1 = \frac{15 \cdot \vartheta_{\text{вср}}}{n_1}, \quad l_2 = \lambda \cdot l_1. \quad (2.2)$$

Синтез кривошипно-коромислових механізмів

Приклад 2.1.2 Вихідні дані: довжина коромисла l_{CD} , два його крайніх положення визначені кутами γ_1 і γ_2 , міжосьова відстань l_{AD} (рисунок 2.2). Визначити: довжини кривошипа і шатуна.

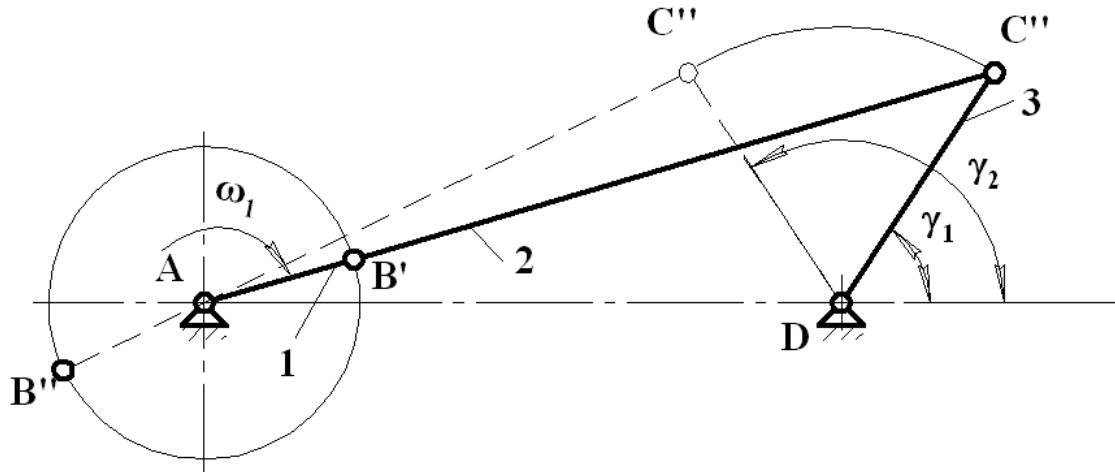


Рисунок 2.2 – Синтез кривошипно-коромислового механізму

З $\triangle AC'D$ і $\triangle AC''D$ знаходимо відстані

$$\begin{aligned} l_{AC} &= \sqrt{l_{DC}^2 + l_{AD}^2 + 2l_{DC} \cdot l_{AD} \cdot \cos \gamma_1}, \\ l_{AC'} &= \sqrt{l_{DC}^2 + l_{AD}^2 + 2l_{DC} \cdot l_{AD} \cdot \cos \gamma_2}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Оскільки

$$l_{AC'} = l_{AB} + l_{BC}, \quad l_{AC''} = l_{BC} - l_{AB},$$

то

$$l_{AB} = \frac{l_{AC'} - l_{AC''}}{2}, \quad l_{BC} = \frac{l_{AC'} + l_{AC''}}{2}. \quad (2.4)$$

Приклад 2.1.3 Вихідні дані: довжина коромисла l_{CD} , два його крайніх положення за допомогою кутів γ_1 і γ_2 ($\beta = \gamma_2 - \gamma_1$), коефіцієнт зміни середньої швидкості k_ω коромисла. Визначити: l_{AB} , l_{BC} , l_{DA} , (рисунок 2.3).

Відношення середніх швидкостей робочого і холостого ходів називають коефіцієнтом зміни середньої швидкості вихідної ланки:

$$k_\omega = \frac{(\omega_{\text{ср}})_{\text{xx}}}{(\omega_{\text{ср}})_{\text{px}}} = \frac{\beta / t_{\text{xx}}}{\beta / t_{\text{px}}} = \frac{\varphi_{\text{px}} / \omega_1}{\varphi_{\text{xx}} / \omega_1} = \frac{\varphi_{\text{px}}}{\varphi_{\text{xx}}} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}, \quad (2.5)$$

де t_{xx} , t_{px} , - час відповідно холостого і робочого ходу механізму; φ_{xx} , φ_{px} - кути повороту кривошипа, які відповідають холостому і робочому ходам механізму.

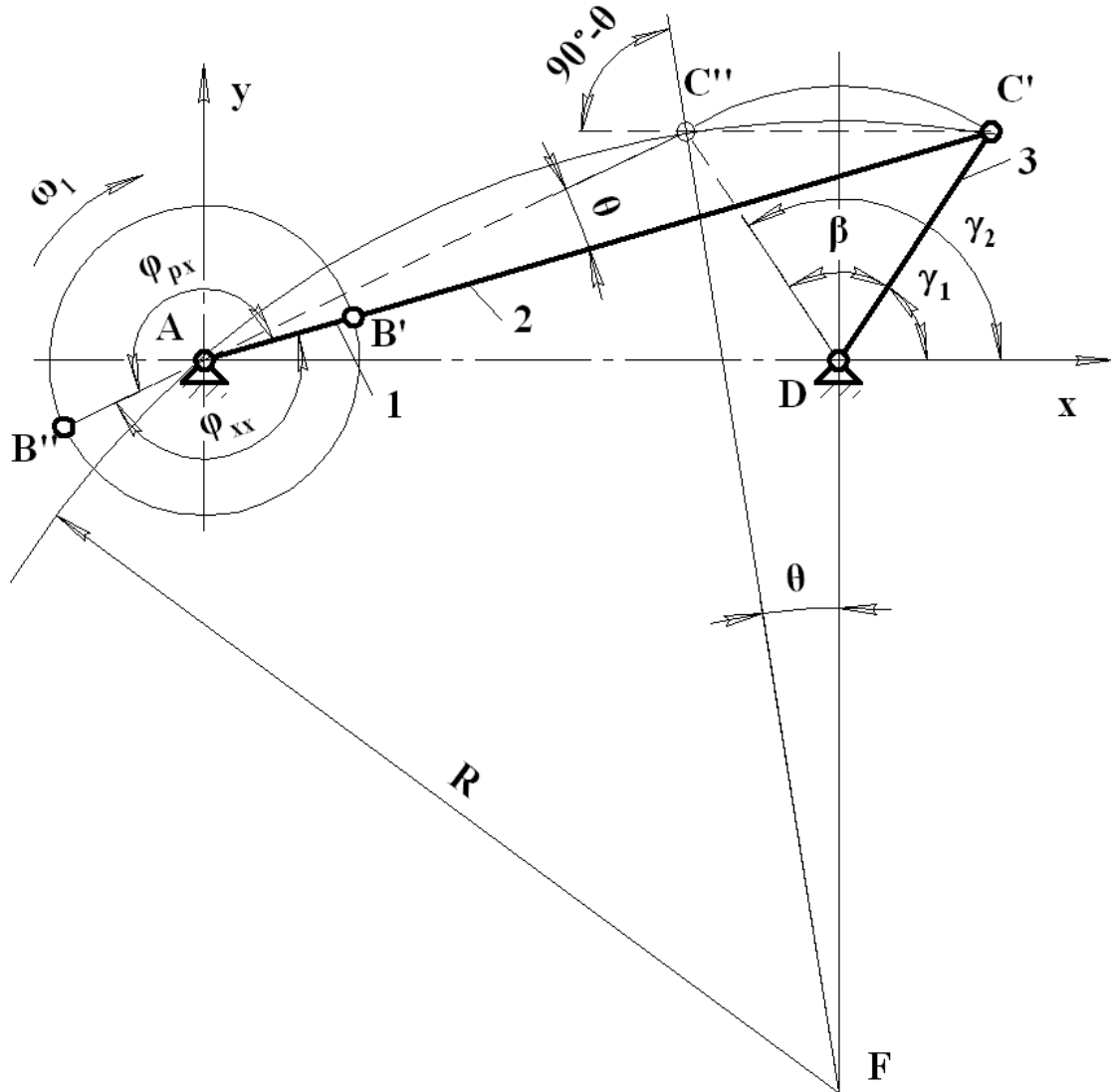


Рисунок 2.3 - Синтез кривошипно-коромислового механізму

Якщо коефіцієнт k_ω є заданою величиною, то при синтезі визначають кут перекриття:

$$\theta = 180^\circ \frac{k_\omega - 1}{k_\omega + 1}. \quad (2.6)$$

Щоб відшукати центр обертання A кривошипа, необхідно кутовий хід β розділити прямою DE навпіл і через точку C'' провести пряму $C''F$ під кутом θ до напрямку DE . Отримаємо їх точку перетину F . Коло радіусом $l_{FC''}=R$ є геометричним місцем шуканих центрів обертання кривошипа, оскільки в будь-якій точці цього кола вписаний $\Delta C'AC''$ дорівнює половині центрального $\Delta C'FC''=2\theta$, що опираються на ту ж дугу $C'C''$. Точка A перетину вказаного кола з віссю абсцис і є центром обертання кривошипа. Подальше вирішення задачі зводиться до синтезу механізму за двома крайніми положеннями коромисла (див. приклад 2.2). Довжини кривошипа l_{AB} і шатуна l_{BC} знаходяться за формулами (2.4)

Синтез кривошипно-кулісних механізмів

Приклад 2.1.4 Вихідні дані: коефіцієнт зміни середньої швидкості k_w довбача, відстань l_{AC} , хід H_E довбача і максимально допустимий кут ν тиску. Визначити: l_{CD} , l_{DE} , і l_0 , (рисунк 2.4).

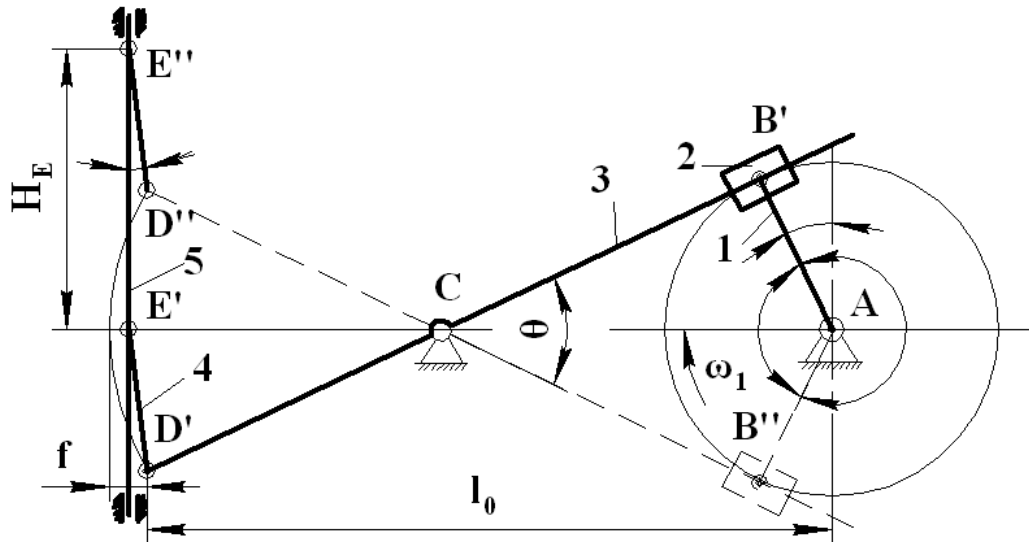


Рисунок 2.4 – Синтез важільного механізму з хитною кулісою

При відомому $\mathbf{k}_\omega$ знаходимо кут θ хитання куліси

$$\theta = 180^\circ \frac{k_\omega - 1}{k_\omega + 1}. \quad (2.7)$$

Знаходимо довжину кривошипа

$$l_{AB} = l_{AC} \cdot \sin \frac{\theta}{2}. \quad (2.8)$$

З чотирикутника $\mathbf{DD''E'E''}$, який є паралелограмом, знаходимо $\mathbf{l_{D'D''}=H_E}$;

$$I_{DC} = \frac{H_E}{2 \sin \frac{\theta}{2}}. \quad (2.9)$$

З метою зменшення кута тиску ψ напрямну п'ятої ланки необхідно розмістити так, щоб вона ділила стрілу f пополам, тоді

$$l_0 = l_{AC} + l_{CD} \cdot \cos(\theta) + f/2, \quad (2.10)$$

$$\text{де } f = l_{CD}(1 - \cos \frac{\theta}{2}).$$

Довжина шатуна **4** виражається через заданий допустимий кут тиску

$$\mathbf{l}_{\text{DE}} = \frac{\mathbf{f}}{2 \sin \psi}. \quad (2.11)$$

Приклад 2.1.5 Вихідні дані: довжина $l_1=l_{AB}$, кривошипа, хід H повзуна 5; коефіцієнт зміни його середньої швидкості k_ω . Визначити: l_{AC} , l_{CD} , l_{DE} .

Знаючи k_ω , визначаємо кут перекриття

$$\theta = 180^\circ \frac{k_\omega - 1}{k_\omega + 1}. \quad (2.12)$$

Відстань $l_0=l_{AC}$ між осями обертання кривошипа 1 і куліси 3 із $\triangle AB'C$ визначається за формулою

$$l_{AC} = l_{AB} \cdot \sin \frac{\theta}{2}. \quad (2.13)$$

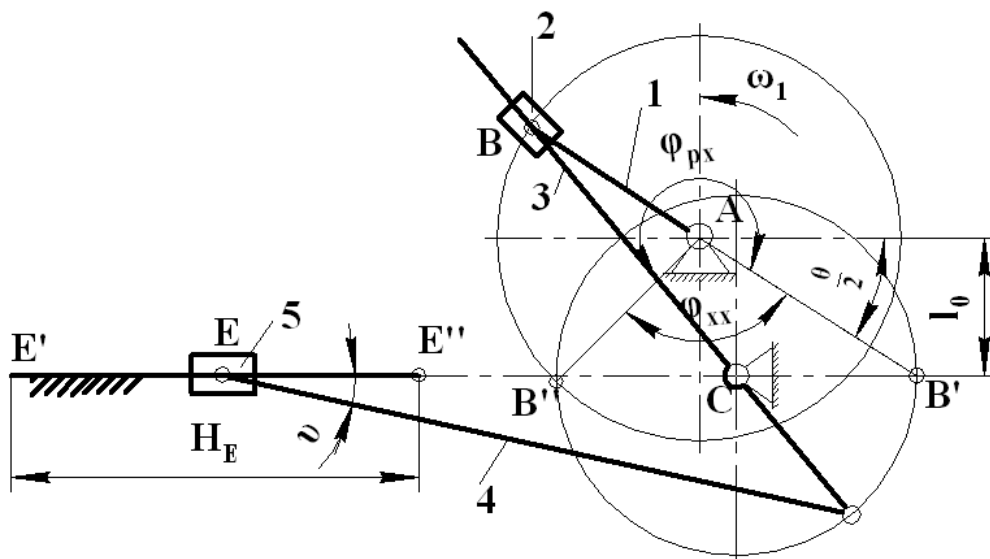


Рисунок 2.5 – Синтез важільного механізму з обертовою кулісою

Крайні положення точки E повзуна (E' і E''), коли напрями куліси 3 і шатуна 4 збігаються. Тому довжина кривошипа CD :

$$l_{CD} = \frac{H_E}{2}. \quad (2.14)$$

Довжина шатуна вибирається із умови щоб максимальна величина кута тиску ν не перевищувала допустимого значення $\nu_{\text{доп}}$, тому

$$l_{DE} \geq \frac{H_E}{2 \sin \nu_{\text{доп}}}. \quad (2.15)$$

Приклади геометричного синтезу інших типів важільних механізмів розглянуті в рекомендованій до курсового проекту літературі [2, 5].

2.2 Кінематичне дослідження важільних механізмів

Основними *задачами* кінематичного дослідження є визначення положень ланок механізму та його окремих точок, їх траєкторій,

швидкостей і прискорень.

Ці задачі можуть бути вирішені графічним, графоаналітичним і аналітичним способами.

2.2.1. Побудова планів положень ланок механізму

Планом положень механізму називають графічне зображення кінематичної схеми механізму, що відповідає певному положенні початкової ланки, у вибраному масштабі (доцільно приймати один із стандартних масштабів **M1:1**; **2:1**; **2,5:1** і т.д. або **1:2**; **1:2,5**; **1:4** і т.д.). Стандартний масштаб в теорії машин і механізмів записується за допомогою масштабного коефіцієнта довжини.

Масштабний коефіцієнт довжини - відношення натурального розміру в метрах до відрізка на кресленні в мм, який зображає цей розмір. Таким чином, масштабу **M1:1** відповідає масштабний коефіцієнт

$$\mu_L = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}, \text{ масштабу } \mathbf{M1:2} - \mu_L = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}} \text{ і т.д.}$$

Для побудови плану положень повинні бути задані: кінематична схема механізму, закон руху ведучої ланки.

При виконанні курсового проекту план механізму будується для дванадцяти його положень. При цьому за нульове положення механізму приймається таке, при якому вихідна ланка (до якої прикладена сила корисного опору або рушійна сила) знаходиться в одному з її крайніх положень. Побудова положень всіх інших ланок механізму виконується методом засічок.

Більш детально побудова плану положень механізму розглянута в прикладі оформлення курсового проекту (додаток Ж).

2.2.2 Побудова планів швидкостей і прискорень

Графоаналітичний метод (метод планів швидкостей і прискорень) дає можливість визначити лінійні швидкості і прискорення всіх точок механізму, кутові швидкості і прискорення всіх ланок механізму в заданому його положенні.

Планом швидкостей (прискорень) механізму називають графічне зображення у вигляді відрізків, що відповідають за модулем і за напрямком швидкостям (прискоренням) різних точок ланок механізму в дану мить часу.

В курсовому проекті кінематичне дослідження виконується графоаналітичним методом для контрольних положень механізму (12 планів швидкостей та 1 план прискорень), а також аналітичним методом.

Для побудови планів швидкостей і прискорень попередньо

нагадаємо деякі положення кінематики плоского руху абсолютно твердого тіла, які вивчаються в курсі теоретичної механіки.

Якщо тіло здійснює поступальний рух (рисунок 2.6 а), то швидкості а також і прискорення двох будь-яких довільних точок рівні між собою

$$\vec{v}_A = \vec{v}_B, \vec{a}_A = \vec{a}_B.$$

Якщо тіло здійснює обертальний рух навколо нерухомої точки **O** (рисунок 2.6, б), то швидкість точки **A** дорівнює:

$$v_A = \omega \cdot l_{OA}, (\text{м/с}), \quad (2.16)$$

де ω - кутова швидкість тіла в с^{-1} ; l_{OA} - відстань між точками **O** і **A** в метрах. Вектор v_A напрямлений по дотичній до кола (перпендикулярно до прямої **OA**) в напрямку кутової швидкості тіла.

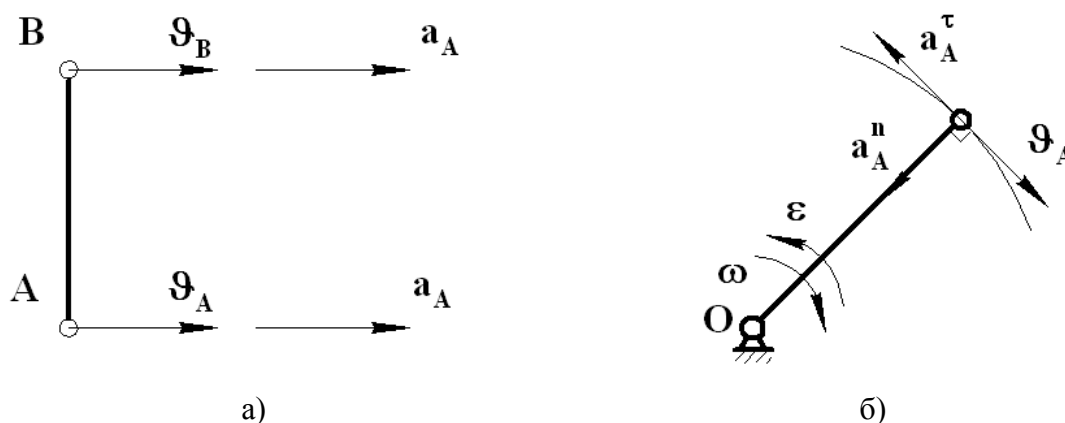


Рисунок 2.6. – Кінематика поступального (а) і обертального (б) руху тіл

Прискорення точки **A** при обертальному русі визначається як векторна сума:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau, \quad (2.17)$$

де $\vec{a}_A^n$ - нормальне (доцентрове) прискорення; $\vec{a}_A^\tau$ - тангенціальне (дотичне) прискорення.

Нормальне прискорення визначається за формулою:

$$a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA} \text{ (м/с}^2\text{)}. \quad (2.18)$$

Напрявлене нормальне прискорення $\vec{a}_A^n$ до центра обертання, від точки **A** до точки **O** вздовж прямої **OA**. Тангенціальне прискорення дорівнює

$$a_A^\tau = \epsilon \cdot l_{OA}, \text{ (м/с}^2\text{)}, \quad (2.19)$$

де ε - кутове прискорення тіла в с^{-2} .

Якщо тіло здійснює обертальний рух з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$), то

$$\varepsilon = 0 \text{ і } a_A^{\tau} = 0,$$

тоді

$$a_A = a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}. \quad (2.20)$$

У випадку коли тіло здійснює плоско-паралельний рух, то такий складний рух тіла можна розкласти на два рухи - переносний поступальний з довільно вибраною точкою і відносний обертальний навколо цієї точки. Тоді швидкість $\vec{v}_B$ довільної точки **B** тіла (рисунок 2.7) буде дорівнювати сумі швидкостей вказаних двох рухів

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \quad (2.21)$$

де $\vec{v}_A$ - швидкість переносного руху точки **A**; $\vec{v}_{BA}$ - швидкість точки **B** в обертальному русі тіла навколо точки **A**. Значення цієї швидкості дорівнює

$$v_{BA} = \omega_{BA} \cdot l_{BA}, \text{ (м/с)}, \quad (2.22)$$

де ω_{BA} - кутова швидкість тіла в с^{-1} ; l_{BA} - відстань між точками **A** і **B** в метрах. Вектор $\vec{v}_{BA}$ напрямлений перпендикулярно до прямої **AB**.

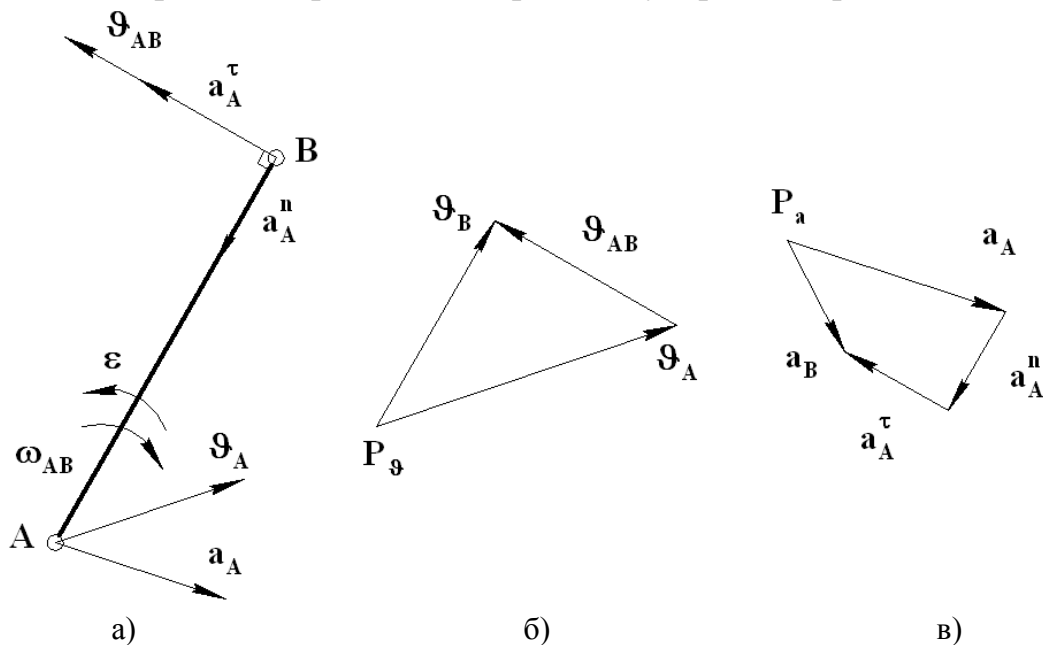


Рисунок 2.7 - Кінематика плоско-паралельного руху тіла

Аналогічно маємо для прискорень:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}. \quad (2.23)$$

В свою чергу прискорення $\vec{a}_{BA}$ в обертальному русі можна

розкласти на два прискорення:

$$\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \quad (2.24)$$

де $\vec{a}_{BA}^n$ - нормальне прискорення, $\vec{a}_{BA}^\tau$ - тангенціальне прискорення. Нормальне прискорення визначається за формулою:

$$a_{BA}^n = \omega_{BA}^2 \cdot l_{BA}, \quad (\text{м/с}^2), \quad (2.25)$$

Прискорення $\vec{a}_{BA}^n$ напрямлене від точки **B** до точки **A** вздовж прямої **AB**. Тангенціальне прискорення дорівнює

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon \cdot l_{BA}, \quad (\text{м/с}^2),$$

де ε - кутове прискорення тіла в с^{-2} . З врахуванням (2.24) формула (2.23) для прискорення точки **B** приймає вигляд:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau. \quad (2.26)$$

На рисунку 2.7, а зображена ланка, яка здійснює плоско-паралельний рух, на рисунку 2.7, б - векторний багатокутник швидкостей, на рисунку 2.7, в - векторний багатокутник прискорень. Такі багатокутники називаються планами швидкостей та прискорень тіла.

Побудова планів швидкостей і прискорень механізму виконується, починаючи від вхідної ланки в послідовності нашарування структурних груп.

Докладніше кінематичне дослідження методом планів швидкостей і прискорень розглянуто для конкретного механізму в прикладі оформлення курсового проекту (додаток Ж).

2.2.3 Аналітична кінематика механізмів

Розглянуті раніше графічні та графоаналітичні методи дослідження кінематики прості і наочні, але не завжди забезпечують достатню точність розрахунків, крім того ці методи обмежують можливість використання ЕОМ з метою оптимізації розрахунків.

Суть *аналітичного* методу полягає в тому, що такі кінематичні параметри як: лінійна та кутові координати (переміщення), швидкості і прискорення виражають у вигляді математичних залежностей (аналітичних виразів).

В основу аналітичної кінематики механізмів покладено метод Зінов'єва, згідно з яким всякий механізм, що складається із замкнутого кінематичного ланцюга з нижчими парами, можна зобразити у вигляді *замкнутого векторного контуру* або системи замкнутих векторних контурів, замінивши умовно ланки механізму векторами.

За початок векторного контуру зручніше приймати нерухому точку (стояк). Кожен вектор має початком та кінцем кінематичні пари, в які входять ланки. Модуль вектора може бути як постійним, так і змінним. Напрямок кожного вектора визначається кутом, що відраховується проти годинникової стрілки від лінії, яка паралельна осі x обраної системи координат і проведена через початок відповідного вектора. Знак вектора приймається плюс, якщо напрям вектора збігається з напрямом обходу контуру за годинниковою стрілкою.

Умову замкненості векторних контурів можна записати

$$\sum \vec{L}_m = \mathbf{0} \text{ або } \sum \vec{L}_k = \sum \vec{L}_n, \quad (2.27)$$

де m - кількість ланок механізму, k та n - кількість ланок, які складають окремі замкнені контури в загальній системі, причому

$$k + n = m.$$

Якщо в рівняннях (2.27) більше трьох складових, необхідно ввести допоміжні фіктивні вектори, поділивши векторні багатокутники на трикутники. Це значно полегшує вирішення задачі.

Векторні рівняння можуть бути записані в *проекціях на осі координат* або представлені в іншому вигляді, наприклад

$$L_1 \vec{e}_1 + L_2 \vec{e}_2 = L_3 \vec{e}_3, \quad (2.28)$$

де $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3, \dots, \vec{e}_m$ - одиничні вектори - орти векторів $\vec{L}_1, \vec{L}_2, \vec{L}_3, \dots, \vec{L}_m$ які в загальному вигляді можна представити через вектори-орти $\vec{i}$ та $\vec{j}$ прямокутної системи координат

$$\vec{e}_m = \vec{i} \cos \varphi_m + \vec{j} \sin \varphi_m. \quad (2.29)$$

Положення центрів ваги ланок або інших їх точок визначаються радіус-векторами, початок яких приймають в полюсі обраної системи координат і складовими яких є вектори замкнених багатокутників або їх частин:

$$L_i = L_p + L_{ip} \cdot \vec{e}_i. \quad (2.30)$$

В проекціях на осі координат рівняння (2.30) набуває вигляду:

$$x_i = x_p + L_{ip} \cdot e_{ix}, \quad y_i = y_p + L_{ip} \cdot e_{iy}, \quad (2.31)$$

де $e_{ix} = \cos \varphi_i$, $e_{iy} = \sin \varphi_i$.

Аналітичне дослідження механізмів зручно виконувати з використанням *аналогів швидкостей і прискорень або передаточних функцій*, оскільки для даної кінематичної схеми механізму останні залежать тільки від узагальненої координати і не залежать від закону руху

вихідної ланки. Це означає, що кінематичні дослідження можна виконувати лише геометричними методами.

Передаточною функцією називають відношення кутової швидкості ланки, або швидкості ланки, або проекції швидкості точки на ту чи іншу вісь до узагальненої швидкості. Якщо прийняти в механізмі за узагальнену координату кут φ_1 , що визначає положення ведучої ланки (при $W=1$), то $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ є узагальнена швидкість.

Припустимо, що ланка m здійснює обертальний рух, а ланки n і k - поступальний рух, який описується координатами q_n, q_k .

Тоді передаточні функції мають вигляд:

$$U_{m_1} = \frac{\omega_m}{\omega_1}, V_{q_{n_1}} = \frac{\vartheta_n}{\omega_1}, V_{q_{k_x}} = \frac{\vartheta_{k_x}}{\omega_1}, V_{q_{k_y}} = \frac{\vartheta_{k_y}}{\omega_1}. \quad (2.32)$$

Передаточна функція може бути як безрозмірною (наприклад U_{m_1}), так і мати розмірність ($V_{q_{n_1}}, V_{q_{k_x}}, \dots$) в залежності від того, який рух здійснює вхідна ланка, передаточні функції мають розмірність довжини (m) при обертальному русі вхідної ланки, або кривизни ($1/m$) при її поступальному русі.

Приймаючи до уваги, що

$$\omega_m = \frac{d\varphi_m}{dt}, \omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}, \vartheta_n = \frac{dS_n}{dt},$$

можна також записати передаточні функції у вигляді:

$$U_{m_1} = \frac{d\varphi_m}{d\varphi_1} = \varphi'_m, V_{q_{n_1}} = \frac{dS_n}{d\varphi_1} = S'_n, V_{q_{k_x}} = \frac{dX_m}{d\varphi_1} = X'_k, \quad (2.33)$$

де φ'_m, S'_n, X'_k - частинні похідні різних координат або їх проекцій по узагальненій координаті φ_1 . Інакше їх ще називають *аналогами швидкостей*.

Диференціюючи рівняння (2.28) і (2.29) по координаті φ_1 отримаємо

$$L_1 e'_1 + L_2 e'_2 = L_3 e'_3, \quad (2.34)$$

де $e'_1 = de'_2 / d\varphi_3$, $e'_2 = de'_2 / d\varphi_2$, $e'_3 = de'_3 / d\varphi_3$,

$$\frac{de_m}{d\varphi_1} = e'_m = -\bar{i} \sin \varphi_m \frac{d\varphi_m}{d\varphi_1} + \bar{j} \cos \varphi_m \frac{d\varphi_m}{d\varphi_1},$$

або

$$\bar{e}_m = (\bar{j} \cos \varphi_m - \bar{i} \sin \varphi_m) U_{m_1}. \quad (2.35)$$

Для зручності аналітичних розрахунків кінематики механізмів нагадаємо деякі основні відомості з векторної алгебри:

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{e}}_m \bar{\mathbf{e}}_n &= (\bar{\mathbf{i}} \cos \varphi_m + \bar{\mathbf{j}} \sin \varphi_m)(\bar{\mathbf{i}} \cos \varphi_n + \bar{\mathbf{j}} \sin \varphi_n) = \\ &= \cos \varphi_m \cos \varphi_n + \sin \varphi_m \sin \varphi_n = \cos(\varphi_m + \varphi_n),\end{aligned}\quad (2.36)$$

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{e}}'_m \bar{\mathbf{e}}_n &= (-\bar{\mathbf{i}} \sin \varphi_m + \bar{\mathbf{j}} \cos \varphi_m)(\bar{\mathbf{i}} \cos \varphi_n + \bar{\mathbf{j}} \sin \varphi_n) = \\ &= (\cos \varphi_m \sin \varphi_n - \sin \varphi_m \cos \varphi_n)U_{m1} = \sin(\varphi_m + \varphi_n)U_{m1},\end{aligned}\quad (2.37)$$

$$\bar{\mathbf{e}}_i \cdot \bar{\mathbf{e}}_i = 1 \cdot 1 \cdot \cos 0^\circ = 1, \quad \bar{\mathbf{e}}_i \cdot \bar{\mathbf{e}}'_i = 1 \cdot 1 \cdot \cos 90^\circ = 0. \quad (2.38)$$

Тоді, помноживши рівняння (2.34) на одиничний вектор-орт $\bar{\mathbf{e}}_3$, отримаємо:

$$L_1 \bar{\mathbf{e}}'_1 \cdot \bar{\mathbf{e}}_3 + L_2 \bar{\mathbf{e}}'_2 \cdot \bar{\mathbf{e}}_3 = L_3 \bar{\mathbf{e}}'_3 \cdot \bar{\mathbf{e}}_3 = 0,$$

або, приймаючи до уваги (2.37)

$$L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)U_{11} + L_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)U_{21} = 0.$$

Звідки

$$U_{21} = -\frac{L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{L_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad \text{де } U_{11} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = 1. \quad (2.39)$$

Аналогічно помноживши рівняння (2.34) на $\bar{\mathbf{e}}_2$ і прийнявши до уваги (2.37) отримаємо:

$$L_1 \bar{\mathbf{e}}'_1 \cdot \bar{\mathbf{e}}_2 + L_2 \bar{\mathbf{e}}'_2 \cdot \bar{\mathbf{e}}_2 = L_3 \bar{\mathbf{e}}'_3 \cdot \bar{\mathbf{e}}_2,$$

або

$$L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) = L_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)U_{31}.$$

Звідки

$$U_{31} = \frac{L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{L_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}. \quad (2.40)$$

Продиференціюємо рівняння (2.31) по узагальненій координаті φ_1 і отримаємо:

$$\begin{aligned}V_{qix1} &= \frac{d_{xi}}{d\varphi_1} = x'_p + L_{ip} \mathbf{e}'_{ix} = x'_p - L_{ip} \sin \varphi_i U_{i1}, \\ V_{qiy1} &= \frac{d_{yi}}{d\varphi_1} = y'_p + L_{ip} \mathbf{e}'_{iy} = y'_p - L_{ip} \sin \varphi_i U_{i1}\end{aligned}\quad (2.41)$$

Таким же чином можна визначити передаточні функції для будь-яких ланок та точок механізму.

Отримавши передаточні функції, легко визначати швидкості та прискорення.

Кутові та лінійні швидкості:

$$\omega_i = U_{i1} \omega_1, \quad \vartheta_i = V_{qi1} \omega_1. \quad (2.42)$$

Диференціюючи рівняння (2.42), отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_i}{dt} = \varepsilon_i &= \frac{dU_{i1}}{dy} \omega_1 + U_{i1} \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{dU_{i1}}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} \omega_1 + U_{i1} \frac{d\omega_1}{dt}, \\ \frac{d\vartheta_i}{dt} = a_i &= \frac{dV_{qi1}}{dt} \omega_1 + V_{qi1} \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{dV_{qi1}}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} \omega_1 + V_{qi1} \frac{d\omega_1}{dt}. \end{aligned}$$

Тоді кутові та лінійні *прискорення*:

$$\begin{aligned} \varepsilon_i &= U'_{i1} \omega_1^2 + U_{i1} \varepsilon_1, \\ a_i &= V'_{qi1} \omega_1^2 + U_{i1} \varepsilon_1. \end{aligned} \quad (2.43)$$

де U'_{i1}, V'_{qi1} - частинні похідні передаточних функцій по узагальненій координаті. Інакше їх ще називають *аналогами прискорень*.

Якщо $\omega_1 = \text{const}$ ($\varepsilon_1 = 0$), тоді

$$\varepsilon_i = U'_{i1} \omega_1^2, \quad a_i = V'_{qi1} \omega_1^2.$$

Розглянемо деякі приклади аналітичної кінематики механізмів другого класу.

Приклад 2.2.1 Задана кінематична схема чотириланкового шарнірного механізму (рисунк 2.8, а). Кутову швидкість кривошипа прийняти $\omega_1 = \text{const}$. Отримати аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів руху його ланок.

Зображаємо механізм у вигляді векторного многокутника (рисунк 2.8, б).

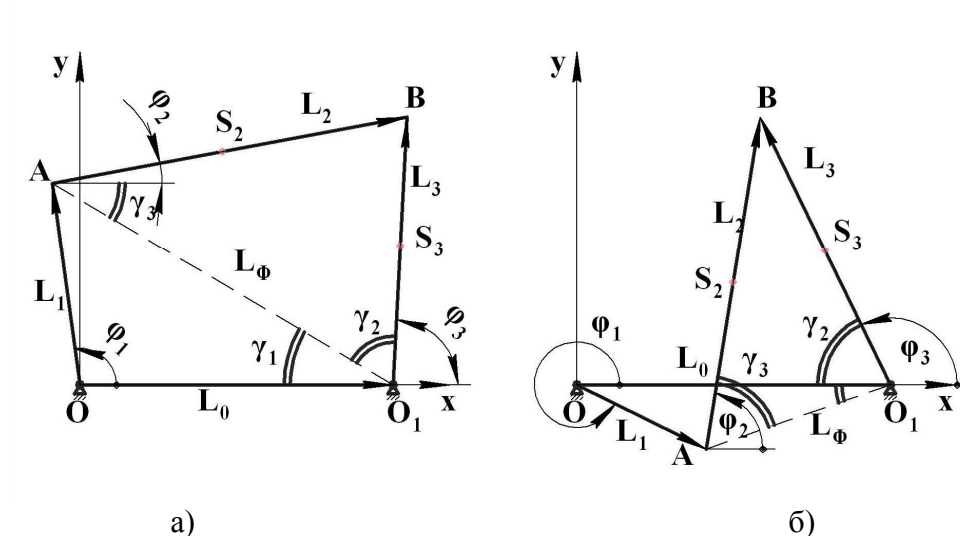


Рисунок 2.8 - Чотириланковий механізм

Нанесемо певним чином на ланки групи вектори, які утворюють замкнений контур. Запишемо умову замкненості контуру:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 = \vec{L}_0 + \vec{L}_3 . \quad (2.44)$$

За початок координат осей x , y приймаємо нерухому точку O , причому вісь x проведемо через іншу нерухому точку O_1 . Напрям всіх кутів, що визначають положення ланок, відкладаємо від додатного напрямку осі x .

Для визначення функції положення введемо додатковий вектор L_Φ та три кути γ_1 , γ_2 і γ_3 , які лежать в трикутниках проти відповідних ланок. Довжина додаткового вектора

$$L_\Phi = \sqrt{L_1^2 + L_0^2 - 2L_0L_1 \cdot \cos \varphi_1} . \quad (2.45)$$

Кути γ_i теж визначаємо за теоремою косинусів:

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \arccos\left(\frac{L_0^2 + L_\Phi^2 - L_1^2}{2L_0L_\Phi} \right) \\ \gamma_2 &= \arccos\left(\frac{L_3^2 + L_\Phi^2 - L_2^2}{2L_3L_\Phi} \right) \\ \gamma_3 &= \arccos\left(\frac{L_2^2 + L_\Phi^2 - L_3^2}{2L_2L_\Phi} \right) \end{aligned} \quad (2.46)$$

Для $0 < \varphi_1 < \pi$ (рисунок 2.8, а): $\varphi_1 = \gamma_3 - \gamma_1$; $\varphi_3 = \pi - \gamma_1 - \gamma_2$. Для $\pi < \varphi_1 < 2\pi$ (рисунок 2.8, б): $\varphi_2 = \gamma_3 + \gamma_1$; $\varphi_3 = \pi + \gamma_2 - \gamma_1$.

Положення центра ваги ланки 2 визначаємо через радіус-вектор $\vec{r}_{S_2}$:

$$\vec{r}_{S_2} = \vec{L}_1 + \vec{L}_{AS_2} \text{ або } r_{S_2} = L_1 \cdot \vec{e}_1 + L_{AS_2} \cdot \vec{e}_2 \quad (2.47)$$

З врахуванням залежності (2.29) векторне рівняння (2.47) в проєкціях на осі набуває вигляду:

$$\begin{aligned} x_{S_2} &= L_1 \cos \varphi_1 + L_{AS_2} \cos \varphi_2 , \\ y_{S_2} &= L_1 \sin \varphi_1 + L_{AS_2} \sin \varphi_2 . \end{aligned} \quad (2.48)$$

Таким же чином можна визначити функції положення для точок S_3 та інших точок ланок механізму.

Для визначення передаточних функцій (аналогів кутових швидкостей) запишемо рівняння (2.42) у іншому вигляді:

$$L_1 \cdot \vec{e}_1 + L_2 \cdot \vec{e}_2 = L_0 \cdot \vec{e}_0 + L_3 \cdot \vec{e}_3 , \quad (2.49)$$

та продиференціюємо його по узагальненій координаті φ_1 . Отримаємо:

$$\mathbf{L}_1 \cdot \vec{e}'_1 + \mathbf{L}_2 \cdot \vec{e}'_2 = \mathbf{L}_3 \cdot \vec{e}'_3. \quad (2.50)$$

Домножуючи це рівняння спочатку на $\vec{e}_3$, потім на $\vec{e}_2$ (див. (2.49) і (2.39)), отримаємо:

$$U_{21} = -\frac{\mathbf{L}_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\mathbf{L}_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad U_{31} = -\frac{\mathbf{L}_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\mathbf{L}_2 \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}. \quad (2.51)$$

Продиференціюємо рівняння (2.47) по узагальненій координаті φ_1 . Отримаємо:

$$\begin{aligned} V_{qS2x} = r'_{S2x} &= -L_1 \sin \varphi_1 - L_{AS2} \cdot \sin \varphi_2 \cdot U_{21}, \\ V_{qS2y} = r'_{S2y} &= -L_1 \cos \varphi_1 - L_{AS2} \cdot \cos \varphi_2 \cdot U_{21}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

Таким же чином можна визначити передаточні функції і для інших ланок механізму.

Приклад 2.2.2. Аналогічну задачу розв'яжемо для кривошипно-повзунного механізму. Зображаємо цей механізм у вигляді векторного замкнутого многокутника (рисунок 2.9).

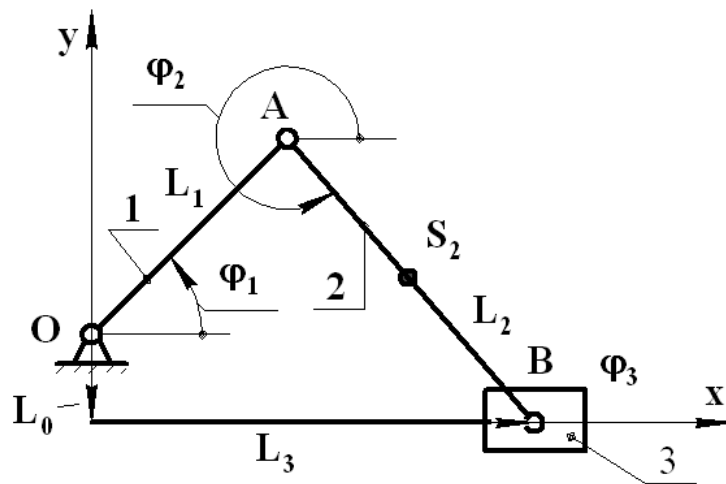


Рисунок 2.9 - Кривошипно-повзунний механізм

Запишемо умову замкненості контуру:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 = \vec{L}_0 + \vec{L}_3,$$

або

$$\mathbf{L}_1 \cdot \vec{e}_1 + \mathbf{L}_2 \cdot \vec{e}_2 = \mathbf{L}_0 \cdot \vec{e}_0 + \mathbf{L}_3 \cdot \vec{e}. \quad (2.53)$$

В проекціях на осі координат x і y рівняння (2.53) набуває вигляду:

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_2 = L_3, \quad (2.54)$$

$$L_1 \sin \varphi_1 + L_2 \sin \varphi_2 = L_0 \cdot \sin \varphi_0. \quad (2.55)$$

З рівняння (2.54) маємо:

$$\gamma_3 = \arcsin \left(\frac{L_0 \sin \varphi_0 - L_1 \sin \varphi_1}{L_2} \right). \quad (2.56)$$

Рівняння (2.54) визначає функцію положення ланки 3 ($x_3=L_3$).

Продиференціюємо рівняння (2.55) по узагальненій координаті. Отримаємо:

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_2 U_{21} = 0, \quad (2.57)$$

$$U_{21} = - \frac{L_1 \cos \varphi_1}{L_2 \cos \varphi_2}. \quad (2.58)$$

Продиференціюємо рівняння (2.54) по узагальненій координаті:

$$L'_3 = V_{q31} = L_z \cdot \sin \varphi_1 - L_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot U_1. \quad (2.59)$$

Для точок S_2 і інших функції положення та передаточні функції визначаємо аналогічно наведеному прикладу 2.2.1.

Приклад 2.2.3 Розглянемо кулісний механізм та зобразимо його у вигляді замкненого векторного контуру (рисунок 2.10).

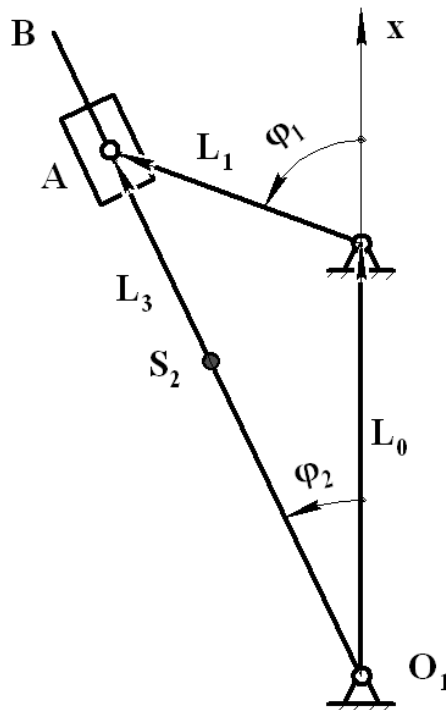


Рисунок 2.10 - Кулісний механізм

Запишемо умову замкненості векторного контуру, утвореного ланками групи, з врахуванням розміщення початку системи координат:

$$\bar{L}_1 + \bar{L}_0 = \bar{L}_3. \quad (2.60)$$

Вектор $\bar{L}_3$ змінний і визначає положення повзуна відносно куліси O_1B . Довжина цього вектора

$$L_3 = \sqrt{L_0^2 + L_1^2 + 2L_0L_1 \cdot \cos \varphi_1}. \quad (2.61)$$

В проекції на вісь x рівняння (2.60) набуває вигляду:

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_0 = L_3 \cos \varphi_3.$$

Звідси:

$$\varphi_3 = \arccos\left(\frac{L_0 + L_1 \cos \varphi_1}{L_3}\right). \quad (2.62)$$

Використавши одиничні орти, запишемо рівняння (2.60) у іншому вигляді:

$$L_1 \cdot \bar{e}_1 + L_0 \cdot \bar{e}_0 = L_3 \cdot \bar{e}_3.$$

і продиференціюємо його по узагальненій координаті φ_1 :

$$L_1 \cdot \bar{e}'_1 + L_0 \cdot \bar{e}'_0 = L_3 \cdot \bar{e}'_3. \quad (2.63)$$

Щоб отримати аналоги швидкості (передаточні функції) домножимо рівняння (2.63) спочатку на вектор $\bar{e}'_3$ і отримаємо:

$$L_1 \cdot \bar{e}'_1 \cdot \bar{e}'_3 + L_0 \cdot \bar{e}'_0 \cdot \bar{e}'_3 = L_3 \cdot \bar{e}'_3 \cdot \bar{e}'_3.$$

$$L_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \cdot U_{31} = L_3 \cdot U_{31}^2.$$

Тоді:

$$U_{31} = \frac{L_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_3}. \quad (2.64)$$

Перемножуючи рівняння (2.63) на вектор $\bar{e}_3$, маємо:

$$L_1 \cdot \bar{e}'_1 \cdot \bar{e}_3 = L'_3 \cdot \bar{e}_3 \cdot \bar{e}_3 + L_3 \cdot \bar{e}'_3 \cdot \bar{e}_3 = L'_3.$$

Тоді:

$$L'_3 = V_{q21} = L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3). \quad (2.65)$$

Аналітичне дослідження кінематики механізмів в деяких випадках зручно виконувати з використанням методу перетворення координат, який досить детально описано у посібнику [10].

Розглянемо один із прикладів використання цього методу.

Приклад 2.2.4. Для заданого шестиланкового кулісного механізму поперечно-стругального верстата (рисунок 2.11) одержати аналітичні

залежності для визначення кінематичних параметрів руху його ланок. Кутову швидкість кривошипа прийняти $\omega_1 = \text{const}$.

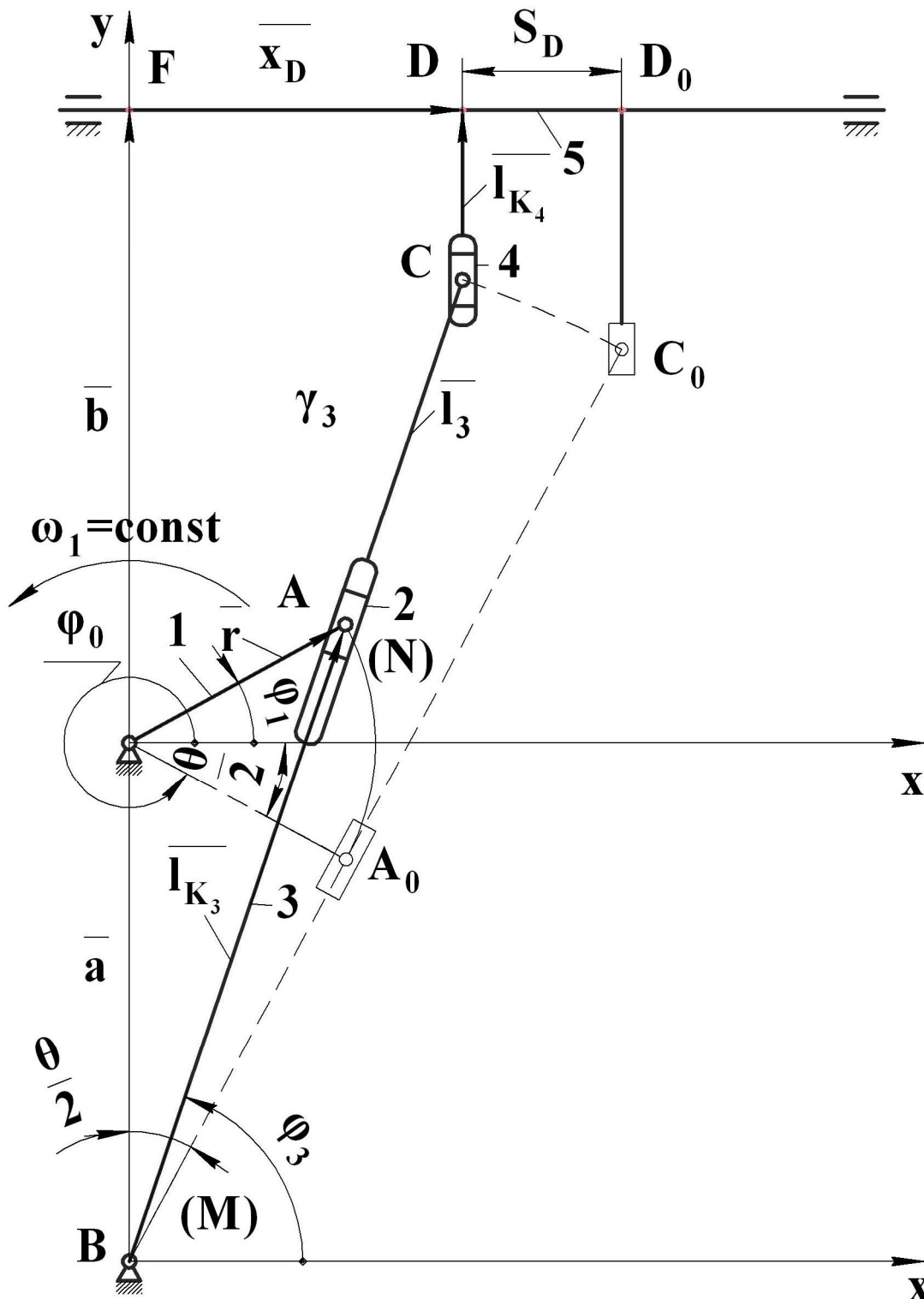


Рисунок 2.11 – Шестиланковий кулісний механізм поперечно-стругального верстата

При кінематичному дослідженні такого механізму аналітичним методом розглянемо два векторні контури: **OAB** і **BCDF**, для яких запишемо векторні рівняння:

$$\bar{l}_0 + \bar{l}_1 = l_{A_3}, \quad (2.66)$$

$$\bar{l}_0 + \bar{a} + x_D = L_3 + L_{C_3}, \quad (2.67)$$

де $l_0=l_{OB}$, $l_1=l_{OA}$, $a=l_{OF}$, $l_{A_3}=l_{AB}$, $x_D=l_{FD}$, $l_3=l_{BC}$, $l_{C_4}=l_{CD}$.

Параметри $\bar{l}_0$, $\bar{l}_1$, $\bar{l}_3$, $\bar{a}$ - сталі і задані, $\bar{l}_{A_3}$, $\bar{l}_{C_4}$, φ_3 , x_D - змінні і підлягають визначенню.

Розглянемо спочатку перший векторний контур **OAB** і запишемо рівняння (2.65) у проекціях на координатні осі **xBy**:

$$\left. \begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 &= l_{A_3} \cos \varphi_3 \\ l_0 + l_1 \sin \varphi_1 &= l_{A_3} \sin \varphi_3 \end{aligned} \right\}. \quad (2.68)$$

Поділивши друге рівняння системи (2.68) на перше, визначимо кут φ_3 з рівняння:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{l_0 + l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1}. \quad (2.69)$$

Кут φ_3 може змінюватися в межах - $0 < \varphi_3 < \pi$, якщо $l_1 < l_0$, і $0 \leq \varphi_3 \leq \pi$, якщо $l_1 \leq l_0$. Тоді положення ланки 2 знаходимо із першого рівняння системи (2.68) за формулою:

$$l_{A_3} = \frac{l_1 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_3}. \quad (2.70)$$

Продиференціюємо рівняння (2.68) по узагальненій координаті φ_3 :

$$\left. \begin{aligned} \sin \varphi_1 &= l'_{A_3} \cos \varphi_3 - l_{A_3} \varphi'_3 \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 &= l'_{A_3} \sin \varphi_3 + l_{A_3} \varphi'_3 \cos \varphi_3 \end{aligned} \right\}. \quad (2.71)$$

де $l'_{A_3} = \frac{dl_{A_3}}{d\varphi_1}$ - аналог відносної швидкості повзуна 2 відносно куліси 3;

$\varphi'_3 = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}$ - аналог кутової швидкості куліси 3.

Повернувши систему координат на кут $(-\varphi_3)$, з першого рівняння системи (2.71) знайдемо:

$$l'_{A_3} = -l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3). \quad (2.72)$$

з другого рівняння:

$$\varphi'_3 = \frac{l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_{A_3}}. \quad (2.73)$$

Для визначення аналогів прискорень диференціюємо рівняння (2.71) по узагальненій координаті φ_1 :

$$\begin{aligned} -l_1 \cos \varphi_1 &= l''_{A_3} \cos \varphi_3 - 2l'_{A_3} \varphi'_3 \sin \varphi_3 - l_{A_3} \varphi''_3 \sin \varphi_3 - l_3 (\varphi'_3)^2 \cos \varphi_3, \\ -l_1 \sin \varphi_1 &= l''_{A_3} \sin \varphi_3 + 2l'_{A_3} \varphi'_3 \cos \varphi_3 + l_{A_3} \varphi''_3 \cos \varphi_3 - l_{A_3} (\varphi'_3)^2 \sin \varphi_3, \end{aligned} \quad (2.74)$$

де $l''_{A_3} = \frac{d^2 l_{A_3}}{d\varphi_3^2}$ - аналог відносного прискорення повзуна 2 відносно куліси 3;

$\varphi''_3 = \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2}$ - аналог кутового прискорення куліси 3.

Повернувши систему координат на кут $(-\varphi_3)$ з першого рівняння системи (2.74) знайдемо:

$$l''_{A_3} = -l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + l_{A_3} (\varphi'_3)^2, \quad (2.75)$$

з другого рівняння:

$$\varphi''_3 = \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + 2l'_{A_3} \varphi_3}{l_{A_3}}. \quad (2.76)$$

Розглянемо другий векторний контур **BCDF**. Запишемо рівняння (2.67) в проекціях на координатні осі **xBy**:

$$\left. \begin{aligned} x_D &= l_3 \cos \varphi_3 \\ l_0 + a &= l_3 \cos \varphi_3 + l_{C_4} \end{aligned} \right\}. \quad (2.77)$$

З першого рівняння системи (2.77) знаходимо положення ланки 5, яке визначається параметром x_D , а з другого відрізок

$$l_{C_4} = l_0 + a - l_3 \sin \varphi_3. \quad (2.78)$$

Продиференціюємо рівняння (2.76) по узагальненій координаті φ_1 :

$$\left. \begin{aligned} x'_D &= -l_3 \varphi'_3 \sin \varphi_3 \\ l'_{C_4} &= -l_3 \varphi'_3 \cos \varphi_3 \end{aligned} \right\}. \quad (2.79)$$

де $x'_D = \frac{dx_D}{d\varphi_1}$, $l'_{C_4} = \frac{dl_{C_4}}{d\varphi_1}$ - аналоги лінійних швидкостей відносно точки **D** (ланки 5) і відносної швидкості ланки 5 відносно ланки 4.

Для визначення аналогів прискорень диференціюємо рівняння (2.78) по узагальненій координаті φ_1 :

$$\begin{aligned} x''_D &= -l_3 \cdot \varphi''_3 \sin \varphi_3 - l_3 (\varphi'_3)^2 \cos \varphi_3, \\ l''_{C_4} &= -l_3 \varphi''_3 \cos \varphi_3 + l_3 (\varphi'_3)^2 \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.80)$$

де $x''_D = \frac{d^2 x_D}{d\varphi_1^2}$, $l''_{C_4} = \frac{d^2 l_{C_4}}{d\varphi_1^2}$ - аналоги лінійних прискорень відносно точки **D** і ланки 5 відносно ланки 4.

Для визначення дійсних швидкостей і прискорень використаємо залежності, згідно з якими:

$$\omega_3 = \varphi'_3 \omega_1, \vartheta_D = x'_D \omega_1, \vartheta_{AA_3} = l_{A_3} \omega_1. \quad (2.81)$$

$$\varepsilon_3 = \varphi''_3 \omega_1, a_D = x''_D \omega_1^2, a_{AA_3}^r = l_{A_3}'' \omega_1^2, a_{C_4C_5}^r = l_{C_4}'' \omega_1^2,$$

де ω_3 , ε_3 - відповідно кутова швидкість і кутове прискорення куліси 3; ϑ_D і a_D - швидкість і прискорення ланки 2 відносно ланки 3; $\vartheta_{C_5C_4}$ $a_{C_5C_4}^r$ - відносна швидкість і прискорення ланки 3 відносно ланки 4 (точка A_3 належить кулісі 3 і збігається з точкою A , яка належить ланкам 1 і 2; точка C_5 - належить ланці 5 і збігається з точкою C_4 , яка належить ланці 4).

Початковим (нульовим) значенням кута φ_1 приймаємо таке положення кривошипа OA , коли він перпендикулярний до куліси 3, а значить

$$\varphi_0 = 2\pi - \frac{\theta}{2}, \quad (2.82)$$

де кут $\frac{\theta}{2}$ - половина кута розмаху куліси, визначається з трикутника OA_0B за формулою

$$\theta = 2\pi \arcsin\left(\frac{l_1}{l_0}\right). \quad (2.83)$$

Переміщення S_D повзуна 5 (точки D), виміряне від крайнього правого положення D_0 , визначається з формулою

$$S_D = \frac{H}{2} - x_D, \quad (2.84)$$

$$\text{де } \frac{H}{2} = l_3 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right).$$

Вибравши систему координат xOy , визначаємо координати точки A :

$$x_A = l_1 \cos \varphi_1, y_A = l_0 + l_1 \sin \varphi_1. \quad (2.85)$$

Проекції аналогів швидкостей і прискорень цієї ж точки на координатні осі x і y мають вигляд:

$$\begin{aligned} x'_A &= -l_1 \sin \varphi_1, y' = l_1 \cos \varphi_1, \\ x''_A &= -l_1 \cos \varphi_1, y'' = -l_1 \sin \varphi_1, \end{aligned} \quad (2.86)$$

де $x'_A = dx_A/d\varphi_1$, $y'_A = dy_A/d\varphi_1$, $x''_A = d^2x_A/d\varphi_1^2$, $y''_A = d^2y_A/d\varphi_1^2$, - перші і другі похідні від координати A по узагальненій координаті φ_1 .

На підставі одержаних залежностей (2.66 - 2.86) можна скласти програму обчислення кінематичних параметрів на ЕОМ.

2.3 Кінетостатичний розрахунок важільних механізмів

Основними *задачами* силового розрахунку механізмів є визначення реакцій в кінематичних парах та зрівноважувальних моментів або сил, прикладених до вхідних ланок.

Визначення сил, що діють на ланки, необхідно для розрахунку останніх на міцність, жорсткість, зносостійкість, надійність та ін., а визначення зрівноважувального моменту – для попереднього розрахунку потужності двигуна приводу проектного механізму.

Вихідними даними для розрахунку є: кінематична схема механізму в заданому положенні; маси та моменти інерції ланок; сили або моменти корисного опору в технологічних машинах; рушійні сили або моменти в двигунах. Значення сил або моментів можуть бути задані у вигляді графіків, таблиць або чисельно.

2.3.1 Визначення сил, прикладених до ланок механізму

Сили, що діють на ланки механізму, поділяють на зовнішні, внутрішні і сили інерції.

Зовнішні сили розрізняють: рушійні та корисного опору.

Рушійні це такі, що приводять до руху ланки машини і механізмів (наприклад, сила тиску на поршень газів у двигунах внутрішнього згоряння, сила тиску рідини у гідродвигунах тощо).

Сили *корисного опору* це такі, для подолання яких створено машину (наприклад, тиск повітря на поршень компресора, рідини на поршень насоса, опір металу різанню тощо). Із зовнішніх сил виділяють в окрему групу сили тяжіння. Сила ваги це сила що діє на ланку і дорівнює добутку маси ланки на прискорення вільного падіння ($G_i = m_i \cdot g$).

Внутрішні сили це сили взаємодії між елементами кінематичних пар ланок, що складають структурну групу Ассура.

Реакції в'язей - сили, дія яких на ланки структурної групи еквівалентна дії від'єднаних від неї ланок (реакції у зовнішніх кінематичних парах групи Ассура).

Сила інерції – це сила, що виникає внаслідок зміни руху (дії на ланки механізму прискорення).

Розглянемо деякі типові випадки визначення величини та напрямку зазначених вище сил, розрахунок яких може викликати певні труднощі при виконанні курсового проекту.

2.3.2 Визначення зовнішніх сил

Зовнішні сили, які прикладені до ланок механізму машини, можуть бути постійними або змінними. Для певних типів поршневих машин

(двигунів внутрішнього згоряння компресорів, насосів) сила корисного опору або рушійна сила змінюється в залежності від положення ланок (поршня). У вихідних даних часто задають не силу, а тиск p - відношення сили F , що діє перпендикулярно до площі поперечного перерізу поршня S ($p=F/S$).

Тиск може бути заданим у вигляді графіка – індикаторної діаграми. Для побудови індикаторних діаграм переважно задають таблиці вихідних величин у відносних параметрах: тиск p до максимального $p_{\max}$ - $p/p_{\max}$ і переміщення S_B до ходу H_B повзуна - S_B/H_B .

Для прикладу розглянемо визначення сил, що діють на поршень, у механізмі чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння (рисунок 2.12).

Вихідні дані для побудови індикаторів діаграми представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Залежність тиску газу в циліндрі двигуна від переміщення поршня

Фази		Відносне переміщення поршня (S_B/H_B)						
		0	0.1	0.2	0.4	0.5	0.8	1
Тиск газу ($p/p_{\max}$)	Всмоктування (ав)	0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01
	Стискання (bcd)	0.30	0.15	0.1	0.04	0.01	0	-0.01
	Розширення (def)	0.03	0.9	0.6	0.3	0.20	0.15	0.05
	Витиснення (fa)	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.05

За заданими значеннями відносних параметрів на листі будуємо індикаторну діаграму (рисунок 2.12, б.), погодивши її абсцису з ходом H_B повзуна на кінематичній схемі (рисунок 2.12, а). Така побудова дозволяє перенести на індикаторну діаграму розмітку траєкторії точки **B** і знайти значення тиску в кожному фіксованому положенні механізму на всіх фазах руху. На рисунку 2.12, б ці значення виділені затемненими точками на кривих діаграми для положень: (0...6) - фаза висмоктування; (6-12) - фаза стискання; (12-18) - фаза розширення; (18-24) - фаза вихлопу. Знаючи діаметр поршня d_n та індикаторний тиск p в кожному із положень, визначаємо силу F_{JB} :

$$F_{JB} = p \cdot \frac{\pi d_n^2}{4}. \quad (2.87)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.2

Таблиця 2.2 - Значення тиску та сили, прикладених до поршня

Параметри	Положення													
Фаза	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
	Всмоктування							Стискання						
р _ј , кПа														
F _{јв} , кН														
Фаза	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
	Розширення							Витиснення						
р _ј , кПа														
F _{јв} , кН														

Для інших типів машин (стругальних і довбальних верстатів, конвеєрів, насосів тощо) зміна навантаження на повзун задається у вигляді графіків більш простої форми або чисельно, що значно спрощує розрахунки сили опору на робочому органі.

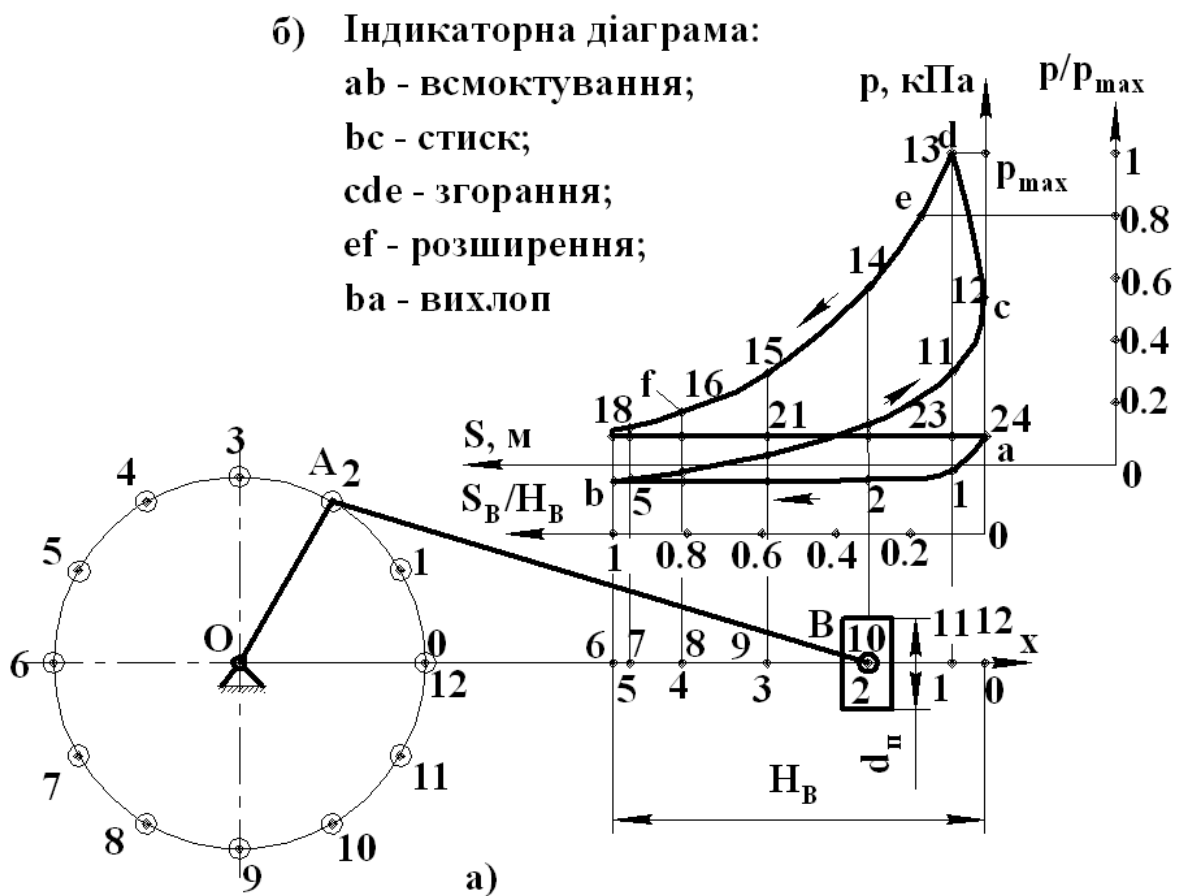


Рисунок 2.12 – Механізм чотирьохтактного двигуна внутрішнього згорання; а - схема механізму; б - індикаторна діаграма

2.3.3 Визначення сил і моментів сил інерції

З курсу теоретичної механіки відомо: якщо ланка здійснює складний плоско-паралельний рух, елементарні сили інерції частинок маси зводяться до сили інерції прикладеної в центрі маси S ланки і до моменту сил інерції

$$\mathbf{F}_{\text{ін}} = -\mathbf{m} \cdot \mathbf{a}_S, \quad (2.88)$$

$$\mathbf{M}_{\text{ін}} = -J_S \cdot \varepsilon. \quad (2.89)$$

У формулах (2.88) і (2.89): $\mathbf{m}$ - маса ланки, $\mathbf{a}_S$ - прискорення центра мас ланки, J_S - момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр її ваги S , ε - кутове прискорення. Знак мінус у формулах означає, що напрям сили інерції $\mathbf{F}_{\text{ін}}$ протилежний до напрямку прискорення $\mathbf{a}_S$, а напрям моменту сил інерції $\mathbf{M}_{\text{ін}}$ протилежний до напрямку кутового прискорення ε .

Якщо ланка рухається поступально (рисунок 2.13, а), то $\varepsilon = 0$; $\mathbf{M}_{\text{ін}} = 0$, і на ланку діє тільки сила інерції ($\mathbf{F}_{\text{ін}} = -\mathbf{m} \cdot \mathbf{a}_S$).

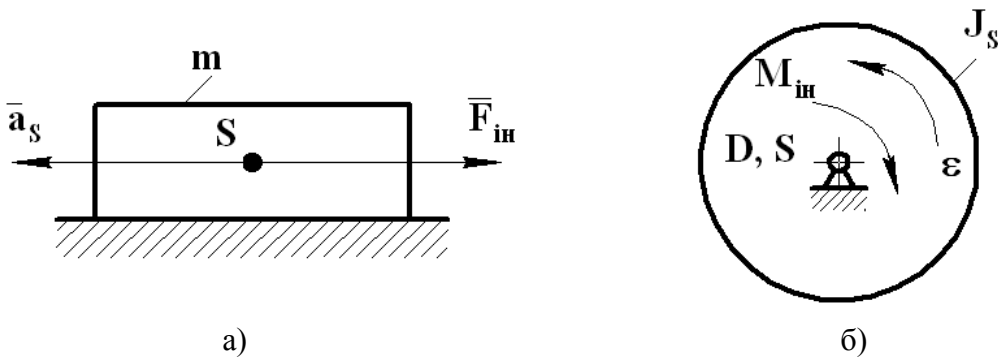


Рисунок 2.13 - Поступальний (а) та обертальний (б) рух ланки

При нерівномірному русі (обертання) ланки навколо осі (рисунок 2.13, б), що проходить через його центр ваги, $\mathbf{a}_S = 0$, $\mathbf{F}_{\text{ін}} = 0$, а на ланку діє тільки момент сил інерції ($\mathbf{M}_{\text{ін}} = J_S \cdot \varepsilon$).

Якщо ланка здійснює складний плоско-паралельний рух (рисунок 2.14), то на неї одночасно діють, як було сказано вище, і сила інерції $\mathbf{F}_{\text{ін}}$, і момент сил інерції $\mathbf{M}_{\text{ін}}$. З метою спрощення розрахунків, доцільно замінити дію сили інерції $\mathbf{F}_{\text{ін}}$ і моменту сил інерції $\mathbf{M}_{\text{ін}}$ однією рівнодіючою силою $\mathbf{F}_{\text{ін}}^I$ (рисунок 2.14, а), що розміщена на плечі

$$h = \frac{M_{\text{ін}}}{F_{\text{ін}}}. \quad (2.90)$$

Причому, рівнодіюча сила $\mathbf{F}_{\text{ін}}^I$ паралельна силі інерції $\mathbf{F}_{\text{ін}}$ і рівна їй за величиною ($\mathbf{F}_{\text{ін}}^I = \mathbf{F}_{\text{ін}}$).

Можливо також момент інерції $\mathbf{M}_{\text{ін}}$ замінити парою сил ($\mathbf{F}_{\text{ін}}^{\text{II}} = \mathbf{F}_{\text{ін}}^I$),

прикладених перпендикулярно до ланки в кінематичних парах А і В (рисунок 2.14, б) у напрямку протилежному кутовому прискоренню ε .

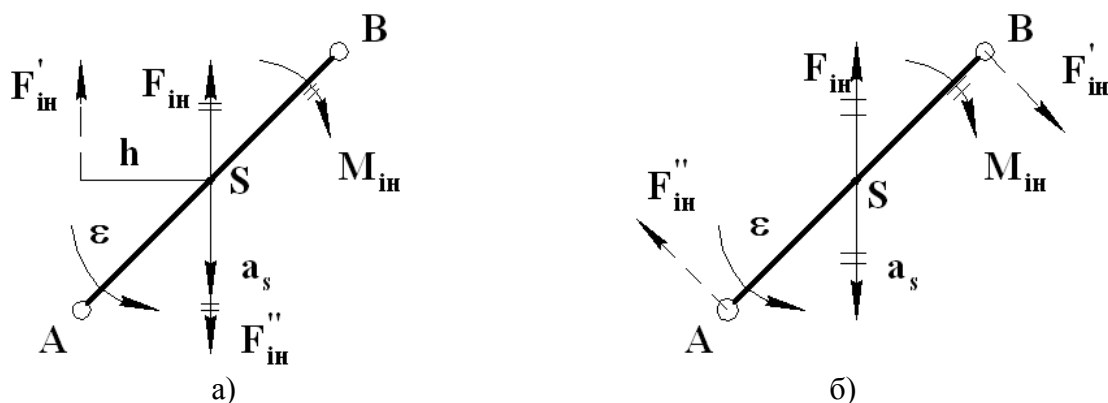


Рисунок 2. 14 - Плоско-паралельний рух ланки

Величина пари сил визначається за формулою:

$$F_{in}^I = F_{in}^{II} = \frac{M_{in}}{J_{AB}}, \quad (2.91)$$

де J_{AB} - довжина ланки.

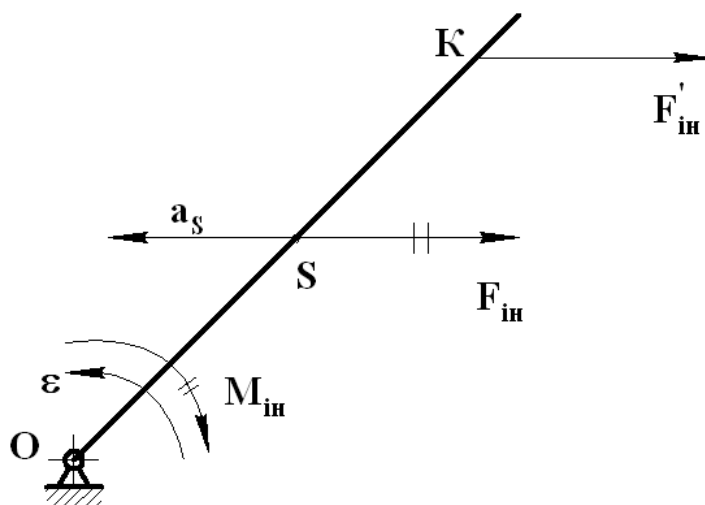


Рисунок 2.15 - Обертання ланки навколо нерухомої осі

Якщо ланка здійснює нерівномірний обертальний рух навколо осі О, що не збігається з центром ваги S (рисунок 2.15), то у цьому випадку доцільно силу інерції F_{in} і момент сил інерції M_{in} звести до однієї сили інерції $F_{in}^I = F_{in}$, прикладеної в центрі хитання (точка К), відстань до якої визначаємо за формулою:

$$L_{OK} = L_{Os} + \frac{I_s}{m \cdot L_{Os}}. \quad (2.92)$$

де L_{Os} - відстань від нерухомої осі до центра ваги S ланки.

2.3.4 Загальні відомості до кінетостатичного розрахунку

Кінетостатичний розрахунок дозволяє, як було вказано раніше, знаходити реакції в кінематичних парах, тобто визначати ті сили тиску, які виникають в місцях дотику елементів кінематичних пар, а також знаходити зрівноважувальну силу або зрівноважувальний момент.

Силовий розрахунок будемо виконувати графоаналітичним методом без врахування тертя в кінематичних парах і з припущенням, що діючі на ланки механізму сили розташовані в одній площині.

Силовий аналіз виконується методом кінетостатики, що базується на принципі Даламбера, відомого із курсу теоретичної механіки, і згідно з яким: якщо до всіх зовнішніх сил, що діють на систему, додати дію сил інерції, то рухома система сил може вважатися у дану мить часу як така, що знаходиться у рівновазі. Інакше кажучи, для будь-якого статично визначеного кінематичного ланцюга (механічної системи) геометрична сума прикладених до нього сил, реакцій в кінематичних парах і сил інерції дорівнює нулю, а також дорівнює нулю і сума моментів всіх вказаних сил відносно довільної вибраної точки системи.

Послідовність силового аналізу механізмів обернена до кінематичного дослідження, тобто силовий розрахунок розпочинають із структурної групи, що приєднана останньою у процесі утворення механізму, і закінчують розрахунком ведучої ланки початкового механізму (ведучої ланки і стояка).

Загальна методика силового розрахунку структурних груп різних видів досить детально розглянута в навчальній літературі [2, 6], тому в даному посібнику наведено тільки приклад такого розрахунку для конкретного механізму (додаток Ж).

2.3.5 Особливості розрахунку ведучої ланки

Ланка, до якої прикладена зрівноважувальна сила $F_{зр}$, приймається при силовому розрахунку початковою (ведучою) ланкою механізму. Початковий механізм (якщо він має один ступінь рухомості) складається із двох ланок: нерухомої (стояка) і початкової ланки. Ці ланки утворюють або обертальну кінематичну пару (кривошип-стояк), або поступальну пару (повзун-напрямна). В переважній більшості механізмів ведучою є ланка з обертальною кінематичною парою. Реакція в такому початковому механізмі залежать від способу передачі енергії ведучій ланці джерелом енергії.

Якщо кривошип приводиться в рух безпосередньо від двигуна, то в цьому випадку до кривошипа прикладається зрівноважувальний момент (рисунок 2.16, а) і реакція в опорі O буде дорівнювати дії ланки 2 на кривошип 1, $R_{21} = -R_{01}$.

$$M_{зр} = R_{21} \cdot h \cdot \mu_L. \quad (2.93)$$

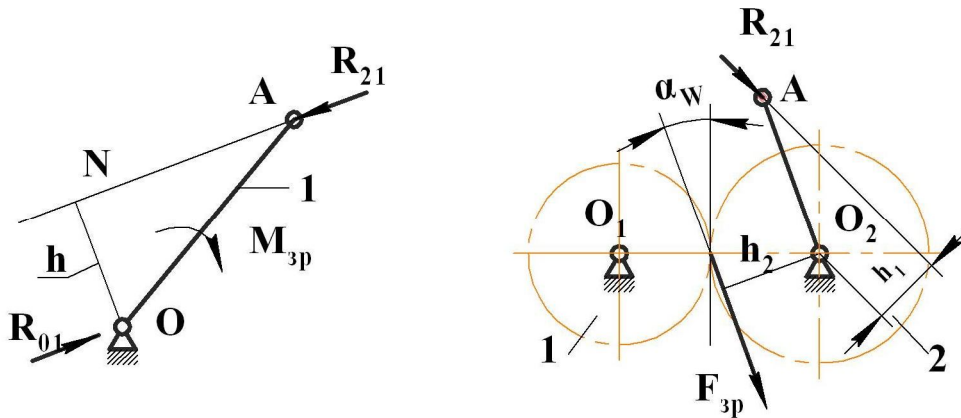


Рисунок 2.16 - Ведуча ланка

Якщо ж кривошипу надається рух через зубчасту передачу (однією силою), тоді на зубчасті колеса **2** що жорстко з'єднане з кривошипом, діє з боку суміжного колеса **1** зрівноважувальна сила $F_{зр}$, розміщена під кутом зачеплення α_w (рисунок 2.16, б). Величину зрівноважувальної сили визначають із рівності

$$F_{зр} = R_{21} \cdot \frac{h_1}{h_2}. \quad (2.94)$$

Для визначення реакції R_{01} в опорі O_2 запишемо рівняння рівноваги сил, що діють на кривошип:

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} + \bar{F}_{зр} = 0. \quad (2.95)$$

Реакцію R_{01} знайдемо, побудувавши силовий багатокутник за векторним рівнянням (2.95).

2.3.6 Рекомендована послідовність виконання другого листа проекту

На першому аркуші проекту повинні бути відображені результати двох розділів кінематичного і кінетостатичного розрахунку механізму, тому лист рекомендується поділити на дві приблизно рівні частини, на першій з яких виконати кінематичний, а на другій силовий аналіз механізму. Відповідно в пояснювальній записці повинні бути відображені результати розрахунку для кожного з цих розділів. Роботу рекомендується виконувати в такій послідовності.

Розділ 1 Кінематичний синтез і аналіз механізму

1. Вибрати вихідні дані для виконання першого розділу з додатку відповідно до заданого завдання і числових значень варіанта.

2. Виконати структурний аналіз важільного механізму тобто визначити кількість рухомих ланок, кінематичних пар, установити їх клас, визначити ступінь рухомості механізму, поділити механізм на структурні

групи, вказати клас і порядок груп, клас механізму та записати формулу будови механізму.

3. За даними вихідними параметрами виконати кінематичний синтез шарнірного механізму, тобто визначити невідомі розміри ланок.

Визначити крайні положення механізму (коли вихідна ланка займає одне з крайніх положень) та побудувати в масштабі 12 об'єднаних положень механізму (планів механізму), розпочинаючи з одного з крайніх прийнятого за нульове. Якщо друге крайнє положення не потрапляє в число дванадцяти, побудувати його додатково. Пронумерувати положення механізму в напрямі обертання кривошипа. Одне із заданих положень механізму викреслити основними лініями, а інші тонкими. Ланки механізму пронумерувати, а центри шарнірів мас та інші характерні точки позначити великими літерами лише в указаному положенні, в інших положеннях їх досить позначити тільки цифрами, які відповідають положенням механізму.

4. Виконати обчислення та дати пояснення до побудови планів швидкостей і прискорень (пояснення та обчислення навести тільки для одного заданого положення механізму):

- записати векторні рівняння для побудови планів швидкостей і прискорень;
- вибрати масштаби побудови планів швидкостей і прискорень;
- указати напрямки векторів і записати формули для визначення дійсних значень швидкостей і прискорень, зробити необхідні розрахунки;
- скласти таблиці швидкостей для 12 положень та прискорення – для заданого положення механізму.

5. Побудувати для 12 положень механізму плани швидкостей та для одного заданого план прискорень, на яких показати вектори швидкостей та прискорень центрів мас усіх ланок. Крім цього, на плані положень механізму (виділеному) показати напрями кутових швидкостей та прискорень усіх ланок.

6. Виконати кінематичне дослідження важільного механізму аналітичним методом з використанням ЕОМ.

7. Перевірити відповідність результатів кінематичного дослідження, отриманих графоаналітичним методом і обчисленням на ЕОМ. Максимальна відносна похибка не повинна перевищувати п'ять відсотків.

Розділ 2 Силовий розрахунок механізму

Для виконання другої частини першого аркуша проекту використовуємо дані, які отримані в результаті кінематичного аналізу.

1. Побудувати в масштабі діаграму сил корисного опору для робочої машини або індикаторні діаграму для машини – двигуна і показати на ній всі положення вихідної ланки з використанням планів механізму. При цьому слід мати на увазі, що сила корисного опору (для робочих машин) діє тільки тоді, коли її вектор напрямлений проти руху вихідної ланки. За допомогою діаграми сил (індикаторних) визначити в усіх положеннях механізму сили, що діють на вихідну ланку.

2. Визначити сили енергії F_{in} і моменти сил M_{in} інерції ланок механізму. Вектори сил F_{in} напрямлені в протилежну сторону до напрямків відповідних векторів прискорень a_s , а моменти M_{in} напрямлені протилежно до відповідних кутових прискорень ϵ .

3. Виділити структурну групу, яка була останньою приєднана до механізму при його створенні. Виконати її креслення в обраному масштабі і обчислити масштабний коефіцієнт μ_L .

4. До ланок групи прикласти сили F_0 або моменти M_0 опору (в двигунах рушійні сили F_p чи моменти M_p), сили ваги G_i , сили інерції F_{in} та моменти M_{in} сил інерції. В зовнішніх кінематичних парах групи прикласти реакції R_{ij} та R_{kn} від'ємних ланок (кожна реакція позначається двома індексами: перший показує з боку якої ланки прикладена реакція, а другий до якої ланки її прикладено). В обертальних кінематичних парах реакції розкладаються на дві складові: нормальну R_{ij}^n , напрямлену вздовж вибраної осі, і тангенціальну R_{ij}^t , напрямлену перпендикулярно до цієї осі. В поступальній парі реакція напрямлена перпендикулярно до напрямної, вздовж якої рухається повзун.

5. Величини R_{ij}^t тангенціальних складових реакцій визначаємо з рівнянь моментів, записаних для ланки або групи, а нормальні складові R_{ij}^n , і повні реакції $R_{ij} = R_{ij}^n + R_{ij}^t$ - з векторного многокутника сил. Реакцію у внутрішній кінематичній парі структурної групи визначаємо із рівняння геометричної суми сил по одній із ланок. Розв'язування цього рівняння здійснюється з'єднанням двох точок на побудованому плані сил для структурної групи.

6. Виконуємо розрахунок наступної структурної групи. Послідовність розрахунку повторюється.

7. Виконуємо розрахунок вхідної ланки. Визначаємо зрівноважувальну силу F_{zp} (або M_{zp}) та реакцію R_{01} в кінематичній парі стояк-кривошип.

8. Використовуючи побудовані плани сил на листі креслення, визначаємо дійсні значення реакції в кінематичних парах і зрівноважувальну силу.

9. Для заданого положення механізму визначаємо зрівноважувальну силу використовуючи “жорсткий” важіль Жуковського.

Враховуємо усі діючі сили, включаючи сили інерції всіх ланок. На “жорсткому” важелі моменти сил треба зображати парою сил.

10. Порівняти значення зрівноважувальної сили, отриманої планом сил та методом Жуковського. Відносна похибка не повинна перевищувати 7 відсотків.

2.4 Запитання для самоперевірки

1. Структурний аналіз важільного механізму (назва ланок, число ступенів вільності, кінематичні пари).

2. Визначення масштабу побудови планів механізму.

3. Синтез важільних механізмів.

4. Основний принцип утворення механізмів (за Ассуром). Відмінність механізму від кінематичного ланцюга.

5. Пасивні зв'язки і зайві ступені вільності.

6. Основні задачі та методи кінематичного дослідження механізмів. Послідовність кінематичного дослідження багатоланкових важільних механізмів.

7. Побудова планів швидкостей та прискорень. Властивості планів.

8. Знаходження значення і напрямку кутових швидкостей і прискорень ланок.

9. Абсолютне і відносне прискорення. Нормальне, дотичне і Коріолісове прискорення. Визначення їх величини та напрямку.

10. Суть методу замкнених векторних контурів у кінематичному дослідженні механізмів.

11. Аналоги швидкостей та прискорень, їх фізичний зміст, визначення швидкостей та прискорень методом замкнених векторних контурів.

12. Задачі силового розрахунку механізмів та їх практичне значення.

13. Яким методом користуються при силовому розрахунку механізмів?

14. Характеристика сил, що діють на ланки механізму.

15. Сили (моменти сил) інерції та їх визначення.

16. На які групи розчленовується механізм при силовому дослідженні? З якої групи розпочинається дослідження і чому?

17. Статична визначеність структурної групи.

18. Принцип Д'Аламбера. Визначення реакції у кінематичних парах.

3 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ТА РОЗМІРІВ МАХОВИКА

3.1 Динамічна модель машинного агрегату

Механізм машинного агрегату звичайно - багатоланкова система, що навантажена силами і моментами сил, прикладеними до різних її ланок.

Як приклад розглянемо кривошипно-повзунний механізм (рисунок 3.1).

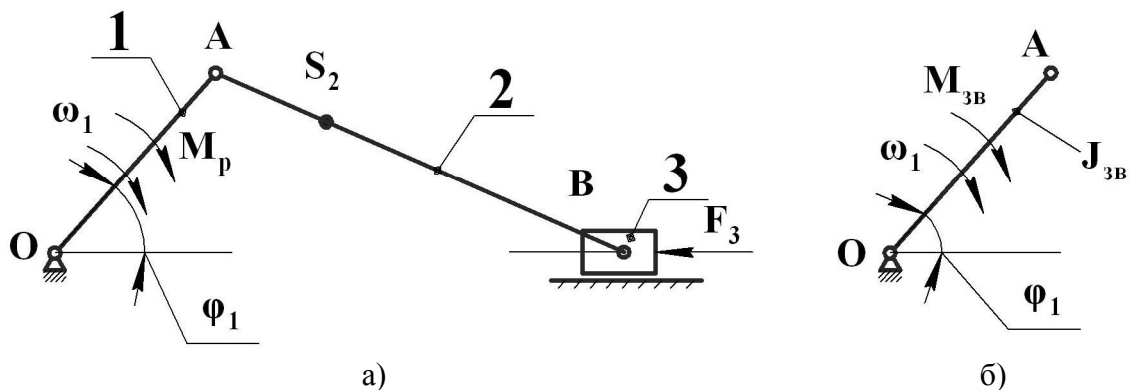


Рисунок 3.1 – Кривошипно-повзунний механізм

До повзуна 3 прикладена сила корисного опору $F_{ко}$. Від двигуна до кривошипа передається рушійний момент M_p . Крім того, до всіх ланок механізму прикладені сили ваги.

Динамічне дослідження багатоланкової системи - складна задача. Оскільки даний механізм має один ступінь вільності ($W=1$), то при динамічному дослідженні достатньо визначити кінематичні характеристики однієї ланки.

Як правило, за динамічну модель механізму приймають основу механізму (ведуча ланка з стояком – рисунок 3.1, б) і визначають такі її динамічні параметри, при яких вона буде еквівалентна в динамічному відношенні досліджуваному.

Ланка, до якої зводяться динамічні параметри системи, називається *ланкою зведення*. При дослідженні важільних механізмів ланкою зведення частіше служить кривошип, кутова швидкість якого приймається постійною.

Щоб зберегти зазор руху динамічної моделі тотожним закону руху механізму, ланка зведення повинна мати такі зведені параметри, дія яких еквівалентна дії всіх параметрів механізму.

3.2 Визначення зведених моментів

Зведеним моментом будь-яких сил і моментів (рушійних, опору чи сил ваги) називають такий умовний момент, який, будучи прикладеним до ланки зведення, розвиватиме миттєву потужність, рівну алгебраїчній сумі потужностей всіх сил і моментів, які зводяться. Найчастіше за ланку

зведення приймають вхідну ланку 1. Зведений момент визначається за формулою

$$M_{зв} = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \frac{\vartheta_i}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_i + \sum_{j=i}^R M_j \cdot M_j \cdot \frac{\omega_j}{\omega_1}, \quad (3.1)$$

де F_i - модуль сили, що зводиться; ϑ_i - модуль швидкості точки ланки, до якої прикладена сила F_i ; α_i - кут між векторами F_i і ϑ_i ; m - загальна кількість сили; M_j - алгебраїчна величина моменту, прикладеного до J -ої ланки; ω_j - кутова швидкість J -ої ланки; ω_1 - кутова швидкість ланки зведення (вхідної ланки 1).

У дальнішому зведений момент рушійних сил (моментів) позначаємо $M_{зв}^P$, а зведений момент сил (моментів) опору $M_{зв}^0$.

Зведений момент $M_{зв}$ можна визначити за допомогою важеля Жуковського. Враховуючи, що робота зведеного моменту сил дорівнює сумі робіт всіх зовнішніх сил, що діють на ланки механізму, то це дає нам право прирівняти роботу сили рушійної роботі всіх зовнішніх сил

$$A(F_p) = \sum_{i=1}^n A(F_i).$$

Зрівноважувальну силу за методом “жорсткого” важеля Жуковського можна визначити в такій послідовності:

1. На планах швидкостей визначаємо точки, відповідні точкам прикладених до ланок механізму сил (сил корисного опору $F_{ко}$ або рушійних F_p та сил ваги G_j).

2. На плани швидкостей у відповідні точки наносимо вектор зазначених вище сил, повернутих на **90** градусів в одному напрямку, і складаємо рівняння рівноваги відносно полюса (розглядаємо його як “жорсткий” важіль швидкостей у формі $\sum_{i=1}^n M_p(F_i) = 0$). Зрівноважувальну силу $F_{зр}$ прикладаємо перпендикулярно ведучій ланці. Знаючи зрівноважувальну силу, розраховуємо зрівноважувальний момент

$$M_{зр} = F_{зр} \cdot l_{OA}. \quad (3.2)$$

Зведений момент $M_{зв}$ можна визначити також графоаналітичним методом, використовуючи знову ж план швидкостей.

Як приклад, розглянемо визначення зведеного моменту $M_{зв}$ аналітично з використанням плану швидкостей кривошипно-повзунного механізму (рисунок 3.2).

На рисунку 3.2, а зображено кінематичну схему в одному його положенні. Відома сила корисного опору F_3 (яку отримали з графіка сил

або індикаторної діаграми) і сили ваги ланок G_2 і G_3 . Точки S_2, S_3 - центри мас ланок. На рисунку 3.2, б викреслено план швидкостей.

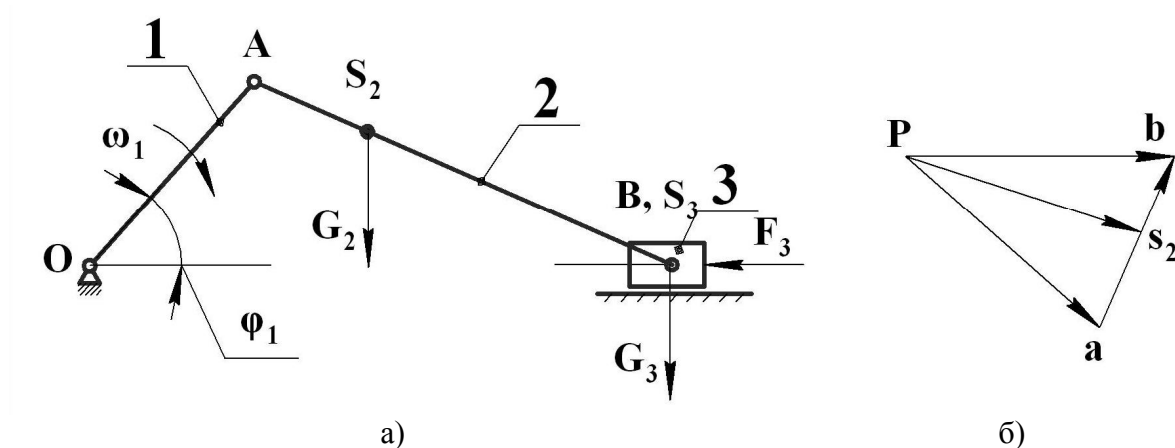


Рисунок 3.2 - Кривошипно-повзунний механізм: а - схема механізму; б - план швидкостей механізму

Користуючись формулою (3.1) і планом швидкостей, можна записати

$$M_{зв} = \frac{|\vec{F}_3| \cdot |\vec{V}_B|}{\omega_1} \cdot \cos(\vec{F}_3 \vec{V}_B) + \frac{|\vec{G}_2| \cdot |\vec{V}_{S2}|}{\omega_1} \cdot \cos(\vec{G}_2 \vec{V}_{S2}) + \frac{|\vec{G}_3| \cdot |\vec{V}_{S3}|}{\omega_1} \cdot \cos(\vec{G}_3 \vec{V}_{S3}) \quad (3.3)$$

Складові, що входять до формули (3.3) є величинами алгебраїчними і їх знак визначається величиною кутів між векторами сил і векторами швидкостей (якщо $\cos(\vec{F}_3 \vec{V}_B) = 1$, то $F_3 > 0$ і якщо $\cos(\vec{F}_3 \vec{V}_B) = -1$, то $F_3 < 0$).

3.3 Визначення зведених моментів інерції

Зведеним моментом інерції механізму називають такий умовний момент інерції ланки зведення (вхідної ланки) механізму, при якому кінетична енергія цієї ланки дорівнювала б кінетичній енергії всіх ланок механізму. Зведений момент інерції механізму визначають за формулою:

$$J_{зв} = \sum_{i=1}^n [m_i (\vartheta_{s1} / \omega_1)^2 + J_{si} (\omega_i / \omega_1)^2] \quad (3.4)$$

де n - кількість рухомих ланок механізму; m_i - маса i -ї ланки механізму; J_{si} - момент інерції i -ї ланки при її обертанні навколо осі, що проходить через центр мас ланки; ϑ_{s1} - швидкість центра мас i -ї ланки.

Як і при визначенні зведених моментів сил зведений момент інерції $J_{зв}$ механізму можна розрахувати з допомогою плану швидкостей. Наприклад, для кривошипно-повзунного механізму (рисунок 3.2) при відомих: масах ланок m_2, m_3 ; моментах інерції ланок J_{S1}, J_{S2} ; моменту інерції привода (ротора електродвигуна, муфти, коліс редуктора), зведеного до кривошипа J_0 , а також побудованого плану швидкостей, зведений момент інерції визначають за формулою:

$$J_{зв} = J_0 + J_{s1} + m_2(\vartheta_{s2} / \omega_1)^2 + J_{s2}(\omega_2 / \omega_1)^2 + m_3(\vartheta_{s3} / \omega_1)^2. \quad (3.5)$$

Із рівнянь (3.1) і (3.4) витікає, що значення $M_{зв}$ і $J_{зв}$ будуть змінними величинами, оскільки у вираз для розрахунку їх значень входять відношення можливих лінійних швидкостей, які залежать від положення механізму, що визначається кутом повороту кривошипа.

3.4 Нерівномірність руху механізму

Процес руху механізму в загальному випадку поділяють на три фази: розбіг, установлений рух і вибіг. Для більшості технологічних машин установлений рух є найтривалішим, при цьому кутова швидкість головного вала змінюється періодично, досягаючи максимального ω_{max} і мінімального ω_{min} значень за один період (цикл) роботи машини. Різницю $(\omega_{max} - \omega_{min})$ називають *абсолютною нерівномірністю руху*.

Кутова швидкість головного вала змінюється за один цикл внаслідок періодичної зміни зведеного моменту інерції $J_{зв}$ та періодичності дії деяких сил (більшість технологічних машин мають так званий *робочий хід*, коли до вихідної ланки прикладені сили корисного опору $F_{ко}$, і *холостий хід*, коли ці сили відсутні: стругальні, довбальні верстати, компресори тощо). При проектуванні машин попередньо задаються середнім значенням ω_{cp} і користуються наближеною формулою:

$$\omega_{cp} = \frac{(\omega_{max} + \omega_{min})}{2}. \quad (3.6)$$

Нерівномірність руху машини характеризується відношенням абсолютної нерівномірності руху машини до її середньої швидкості.

$$\delta = \frac{(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega_{cp}}. \quad (3.7)$$

Величину δ називають коефіцієнтом нерівномірності руху машини.

Зазвичай при проектуванні машин значеннями δ і ω_{cp} задаються, тоді, враховуючи формули (3.6) і (3.7) можна обчислити:

$$\omega_{max} = \omega_{cp} \left(1 + \frac{\delta}{2}\right), \quad (3.8)$$

$$\omega_{min} = \omega_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2}\right). \quad (3.9)$$

Для різних типів машин рекомендується діапазон значень коефіцієнта δ , наприклад, для металорізальних верстатів $\delta=1/25...1/50$, для насосів $\delta=1/5...1/30$, двигунів внутрішнього згорання $\delta=1/80...1/150$. Чим більший коефіцієнт δ , тим більша нерівномірність обертання вхідної

ланки.

3.5 Визначення моменту інерції маховика

Метою визначення моменту інерції маховика є розрахунок його геометричних розмірів, при яких забезпечується робота машини з заданим коефіцієнтом нерівномірності руху δ .

З курсу теорії механізмів і машин відомо, що при заданих силах, що діють на ланки механізму, і середній кутовій швидкості $\omega_{\text{ср}}$ головного вала (вхідної ланки) коефіцієнт нерівномірності руху δ залежить від її зведеного моменту інерції $J_{\text{зв}}$. Проте, в процесі проектування машини при заданих $\omega_{\text{ср}}$ і δ , часто виявляється, що величина зведеного моменту інерції $J_{\text{зв}}$ є недостатньою, щоб забезпечити границі коливань кутової швидкості (задане значення коефіцієнта δ) машини. В такому разі необхідно підібрати додаткову масу з таким моментом інерції $J_{\text{м}}$, при якому границі між $\omega_{\text{мах}}$ і $\omega_{\text{мін}}$ забезпечуються заданим значенням δ . Таку додаткову масу, що здійснює обертальний рух і встановлюється в машині з метою зменшення нерівномірності обертання її вхідної ланки, називають *маховиком*.

Відомі різні методи визначення моменту інерції маховика: точні - методи Е.М. Гутьєра і Ф. Віттенбауєра; наближені - методи середніх потужностей, М.І. Мерцалова.

В основу кожного з цих методів покладено принцип заміни всієї машини її динамічною моделлю, тобто дослідження руху всієї машини замінюється дослідженням руху однієї ланки (ланки зведення), що має змінний зведений момент інерції $J_{\text{зв}}$, під дією прикладених до неї зведених моментів сил.

При визначенні моменту інерції маховика вважають заданими такі величини:

- 1) $n_1(\omega_1)$ - число обертів за хвилину (кутова швидкість) ведучої ланки (кривошипа);
- 2) δ - коефіцієнт нерівномірності руху машин;
- 3) M_i - маси всіх ланок механізму;
- 4) J_{si} - моменти інерції ланок машини відносно центральних осей, перпендикулярних до площини їх руху;
- 5) F_{ko} - сили корисних опорів у відповідності з положенням вихідної ланки для періоду усталеного руху;
- 6) Розміри всіх ланок і плани швидкостей механізмів;
- 7) Приймаємо, що в технологічних машинах рушійні сили $F_p (M_p)$ є постійними величинами.

3.6 Послідовність визначення моменту інерції маховика за методом Ф. Віттенбауера

1. Визначаємо зведений момент сил $M_{зв}^0$ як алгебраїчну суму зведених моментів сил опору і сил ваги ланок для 12 положень механізму, користуючись методом “жорсткого” важеля Жуковського. Для одного положення механізму виконуємо повний розрахунок в записці, а для всіх інших результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1

Таблиця 3.1 - Значення зведеного моменту

Положення механізму	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$M_{зв}, Н \cdot м$												

2. Будуємо діаграму $M_{зв}^0 = M_{зв}^0(\varphi)$. Відрізок (0-12), вздовж осі φ (абсцис) вибираємо довільно (в межах $L=180...240$ мм). Масштабний коефіцієнт тоді буде:

$$\mu_{\varphi} = 2\pi / L, \text{ рад/мм.} \quad (3.10)$$

Масштабний коефіцієнт μ_M по осі ординат задаємо таким чином, щоб максимальне значення $M_{зв}$ на кресленні відображалось відрізком $y_{\max}$ (в межах 80...120 мм). Тоді:

$$\mu_M = \frac{M_{\max}}{y_{\max}}, (Н \cdot м)/мм. \quad (3.11)$$

3. Графічно інтегруючи (при довільно вибраній полюсній відстані ($H=40...80$ мм) діаграму $M_{зв} = M_{зв}(\varphi)$, отримаємо діаграму $A = (A_{к0} \pm A_{gi})(\varphi)$ з масштабним коефіцієнтом робіт:

$$\mu_A = \mu_{\varphi} \mu_M H, \text{ Дж/мм.} \quad (3.12)$$

4. Оскільки зведений момент рушійних сил M_p постійний (за умовою), то його робота за один оберт (цикл) усталеного руху повинна дорівнювати сумі робіт $(A_{к0} \pm A_{gi})$. З'єднавши початкову та кінцеву точки графіка робіт сил опору та ваги прямою лінією, отримаємо діаграму $A_p = A_p(\varphi)$.

5. Графічно диференціюючи переходимо від діаграми $A_p = A_p(\varphi)$ до діаграми $M_p = M_p(\varphi)$.

6. Будуємо діаграму приросту кінетичної енергії $\Delta E = \Delta E(\varphi)$, алгебраїчно визначивши суму ординат графіків робіт A_0 і A_p :

$$\Delta E_i = A_{0i} - A_{pi}.$$

7. Визначаємо зведений до кривошипа момент інерції машини без маховика для 12 положень, використовуючи формулу:

$$J_{зв} = \sum_{i=1}^n m_i (\vartheta_{s1} / \omega_1)^2 + \sum_{i=1}^n I_{s1} (\omega_i / \omega_1)^2. \quad (3.13)$$

Для одного положення механізму виконуємо повний розрахунок в записці для визначення $J_{зв}$, а результати розрахунку всіх інших положень заносимо в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 – Значення зведеного моменту інерції

Положення механізму	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$J_{зв}, \text{кг м}^2$												

8. Будуємо графік зведеного моменту інерції $J_{зв} = J_{зв}(\varphi)$, повернувши попередньо його на кут 90 градусів.

9. Графічно виключивши параметр φ , будуємо графік залежності $\Delta E = \Delta E(I_{зв})$ - діаграму Віттенбауера (енергомас).

10. Для визначення моменту інерції маховика за заданим коефіцієнтом нерівномірності руху проводимо дотичні до діаграми енергомас під кутами до осі абсцис, тангенси яких обчислюємо за формулами:

$$\text{tg} \psi_{\max} = M_I \omega_{cp}^2 (1 + \delta) / 2\mu_E, \quad (3.14)$$

$$\text{tg} \psi_{\min} = M_I \omega_{cp}^2 (1 - \delta) / 2\mu_E, \quad (3.15)$$

де ω_{cp} – задана середня кутова швидкість кривошипа ($\omega_{cp} = \omega_1$).

На перетині дотичних з віссю ординат (ΔE) отримуємо відрізок kl (див. додаток Н3), який відображає в масштабі μ_E найбільшу зміну кінетичної енергії маховика за період руху машин.

11. Обчислюємо значення моменту інерції маховика за формулою:

$$I_M = \frac{(kl)\mu_E}{\delta \cdot \omega_{cp}^2}. \quad (3.16)$$

3.7 Визначення основних розмірів та маси маховика

Конструктивно маховик може бути виготовленим у вигляді суцільного диска (рисунок 3.3, а), або обода зі спицями (рисунок 3.3, б).

Якщо діаметр маховика $D < 0.3$ м, то рекомендується його виконувати у вигляді суцільного диска. Зовнішній діаметр такого маховика можна визначити за формулою:

$$D = \sqrt[5]{32J_M / \pi \psi_{в\rho}}. \quad (3.17)$$

де $\psi_B = B/D$ – відносна ширина маховика, яку рекомендується приймати в межах $\psi_B = 0.2 \dots 0.4$; ρ – густина матеріалу маховика (для сталевих – $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, для чавунних – $\rho = 7100 \text{ кг/м}^3$).

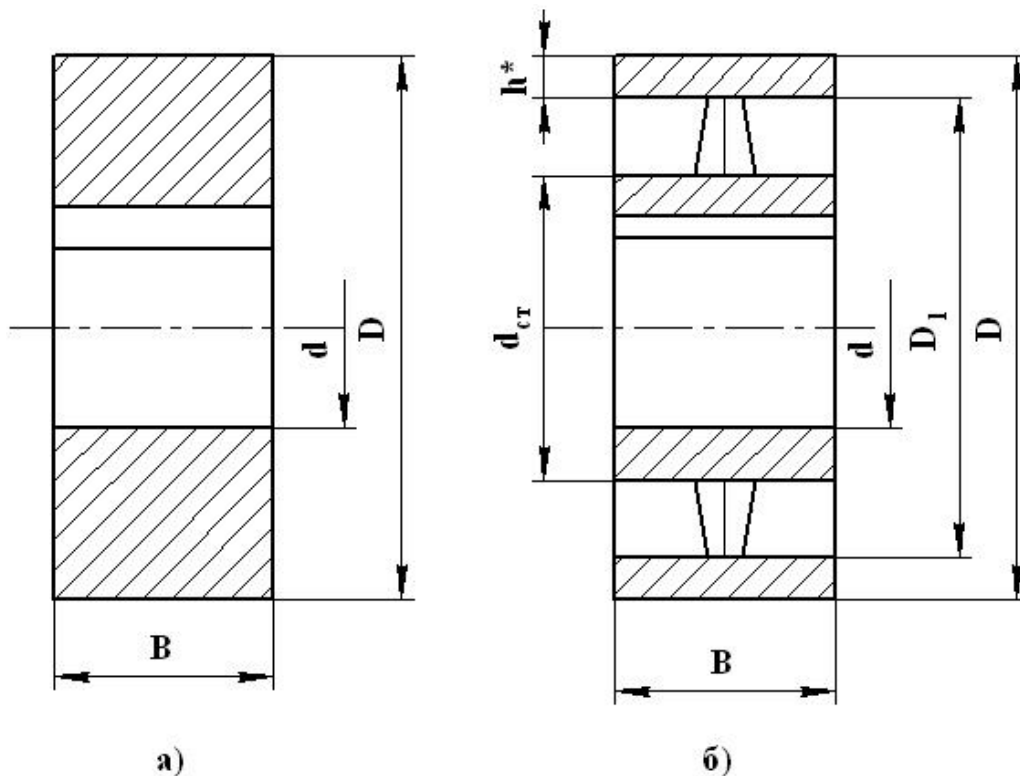


Рисунок 3.3 – Конструктивна форма маховика

Масу маховика у вигляді суцільного диска (рисунок 3.3, а) визначають за формулою

$$m = 8J_M / D^2. \quad (3.18)$$

Маховик, розміри якого передбачаються за зовнішнім діаметром $D > 0.3 \text{ м}$, рекомендується виконувати у вигляді масивного обода (кільця). Зовнішній діаметр такого маховика (рисунок 3.3, б) визначається за формулою

$$D = \sqrt[5]{32J_M / \pi \psi_B \rho (1 - \psi_n^4)}. \quad (3.19)$$

де $\psi_n = D_1/D$ – відношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього, яке рекомендується приймати в межах $\psi_n = 0.6 \dots 0.8$.

Отримане за формулами (3.17) і (3.18) розрахункове значення зовнішнього діаметра D маховика округляють до найближчого більшого цілого числа (рекомендується приймати із стандартного ряду лінійних розмірів). Після чого визначають ширину обода $B = \psi_B D$ і розраховують масу обода маховика:

$$m = \pi(D^2 - D_1^2)B\rho / 4. \quad (3.20)$$

Необхідно враховувати при виборі конструктивної форми маховика, що при одному і тому ж моменті інерції, маса маховика у вигляді обода наближено в 1.5 рази менша, ніж маса маховика у вигляді суцільного диска.

При кінцевому прийнятті конструктивних розмірів маховика слід брати до уваги такі рекомендації: зовнішній діаметр маховика, якщо він встановлений на валу кривошипа, не повинен перевищувати радіус кривошипа більше ніж в 2-3 рази. Поперечний переріз обода маховика приймають у вигляді прямокутника (рисунок 3.3 б), в якому:

$$B=2/3h^*, \quad (3.21)$$

де h^* - висота прямокутника (кільця). Висоту обода маховика, знаючи його масу, можна розрахувати за формулою:

$$h^* = \sqrt{1.5m / \pi D_{cp} \rho}. \quad (3.22)$$

Діаметр отвору d для посадки маховика на вал та діаметр ступиці $d_{ст}$ розраховуємо за емпіричними формулами:

$$d = 0,15D, \quad (3.23)$$

$$d_{ст} = 0,15D. \quad (3.24)$$

Крім того зовнішній діаметр обода маховика перевіряють із умови обмеження колової швидкості через розрив маховика за формулою

$$D \leq 2\vartheta_{доп} / \omega_M. \quad (3.25)$$

де ω_M - кутова швидкість вала, на якому встановлено маховик, в c^{-1} ; $\vartheta_{доп}$ - допустима колова швидкість обода маховика в $м/с$ (для чавунних маховиків $\vartheta_{доп} = 40 м/с$, для сталевих - $\vartheta_{доп} = 100 м/с$).

Момент інерції та маса маховика залежать від розміщення його в кінематичному ланцюзі привода машини. Маховик може бути розташованим: а) безпосередньо на валу ведучої ланки (кривошипа) механізму; б) на одному із валів привода між виконавчим механізмом і двигуном; в) на валу електродвигуна.

У випадку посадки маховика на кривошипному валі, момент інерції (розрахований за формулою (3.16)), маса і габаритні розміри його будуть найбільшими і можуть перевищити допустимі межі.

Для зменшення моменту інерції та маси маховика його доцільно розмістити на ланці, яка обертається з більшою кутовою швидкістю, ніж кривошип (наприклад, на валі електродвигуна). Тоді момент інерції маховика $I_{мі}$, встановлений на i -й ланці (із умови збереження енергії рівності кінетичної енергії), визначається за формулою

$$I_{Mi} = I_M (\omega_1 / \omega_m)^2,$$

де ω_1 - кутова швидкість кривошипа; ω_m - кутова швидкість ланки, на якій встановлено маховик.

Конкретно для випадку, коли маховик встановлено на валі електродвигуна, момент інерції J_m^1 його розраховують за формулою:

$$I'_M = I_M / U_{\text{заг}}^2. \quad (3.26)$$

де $U_{\text{заг}} = (\omega_{\text{дв}} / \omega_1)$ - загальне передаточне відношення від двигуна до кривошипа.

Отже, при посадці маховика на швидкохідному валі його момент інерції зменшується обернено пропорційно квадрату передаточного відношення привода. Відповідно стануть менші габаритні розміри і маса маховика.

Проте є інші міркування. Зубчасті колеса передаточних механізмів погано сприймають ударні навантаження, які виникають під час роботи важільних механізмів (молотів, пресів, компресорів, насосів тощо). В цьому разі маховик вже краще встановити на валі вхідної ланки важільного механізму (на валі кривошипа). При цьому інертність маси маховика в значній мірі запобігне передачі ударних навантажень на передаточні механізми.

3.8 Запитання для самоперевірки

1. Яка величина є критерієм нерівномірності ходу для періоду усталеного руху?
2. Закон про зміну кінетичної енергії.
3. Методи регулювання руху машин. Призначення маховика.
4. Зведений момент (сила). Умова зведення.
5. Зведений момент інерції (зведена маса). Умова зведення.
6. Періоди руху машини. Холостий хід машини. Рівняння руху машини для кожного періоду.
7. Рівняння руху машини (в інтегральній та диференціальній формі).
8. Як визначити кінетичну енергію окремих ланок та всього механізму?
9. Як визначається момент інерції твердого тіла? Одиниці вимірювання.
10. Причини нерівномірності ходу машин.

11. Види коливань швидкості руху вхідної ланки механізму.
12. Коефіцієнт нерівномірності руху машини.
13. Що трапиться, якщо взяти момент інерції маховика більше розрахованого?
14. Задачі і методи регулювання ходу машини.
15. Принцип дії маховика і регулятора швидкості. В яких випадках доцільно їх використовувати?
16. Як визначити необхідний момент інерції маховика?
17. Як зміниться нерівномірність руху механізму, якщо маховик з моментом інерції J_M переставити з тихохідного на швидкохідний вал машини?
18. Вплив маси і сили ваги ланок механізму на зміну кутової швидкості ведучої ланки.
19. Середня швидкість вхідної ланки машини (головного вала). Поняття про середньоарифметичну і дійсну середню швидкості.
20. Як визначити дійсну кутову швидкість маховика в будь-якому положенні механізму?
21. Вибір розмірів маховика.
22. На якому валу доцільно встановити маховик? Навести доведення.
23. Побудова діаграми зведених моментів сил і моментів інерції, робіт і зміни кінетичної енергії, кривої Віттенбауера. Взаємозв'язок між ними. Визначення масштабів.
24. Графічне інтегрування кривої. Визначення масштабів побудов.
25. Визначення моменту інерції маховика за допомогою кривої Віттенбауера.
26. Визначення коефіцієнта нерівномірності ходу машини за допомогою кривої Віттенбауера.
27. Інші методи визначення моменту інерції маховика.
28. Побудова діаграми кутової швидкості вхідної ланки машини з маховиком.

4 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Задача синтезу кулачкових механізмів складається із двох етапів: *динамічного синтезу* – визначення геометричних параметрів (мінімальних розмірів кулачка) та *кінематичного синтезу* – побудова профілю кулачка за наперед заданим законом руху вихідної ланки при відомій схемі кулачкового механізму.

4.1 Загальні відомості про кулачкові механізми. Основні визначення

Кулачковим називають механізм до складу якого входять три основні ланки : кулачок, штовхач та стояк. Кулачок це ланка механізму зі складною формою робочої поверхні, елемент вищої кінематичної пари якої має змінну кривизну і входить в рухомий контакт зі штовхачем.

Штовхач – ланка кулачкового механізму, що взаємодіє з робочою поверхнею кулачка своїм наконечником, який за формою може бути гострокінцевим, плоским, роликівим і здійснює поступальний або обертальний рух.

В цих механізмах кулачок є вхідною ланкою, а штовхач вихідною. Кулачкові механізми розділяють за видами руху вхідної і вихідної ланок, способами замикання вищої пари, видами елементів вищої пари, видами вхідної і вихідної ланок і т.д. Детальніше про типи та класифікацію кулачкових механізмів розглянуто в посібнику [8].

В курсовому проекті виконується синтез трьох основних типів кулачкових механізмів: штангового роликівого (рисунок 4.1,а), коромислового (рисунок 4.1,б), тарілчастого (рисунок 4.1,в).

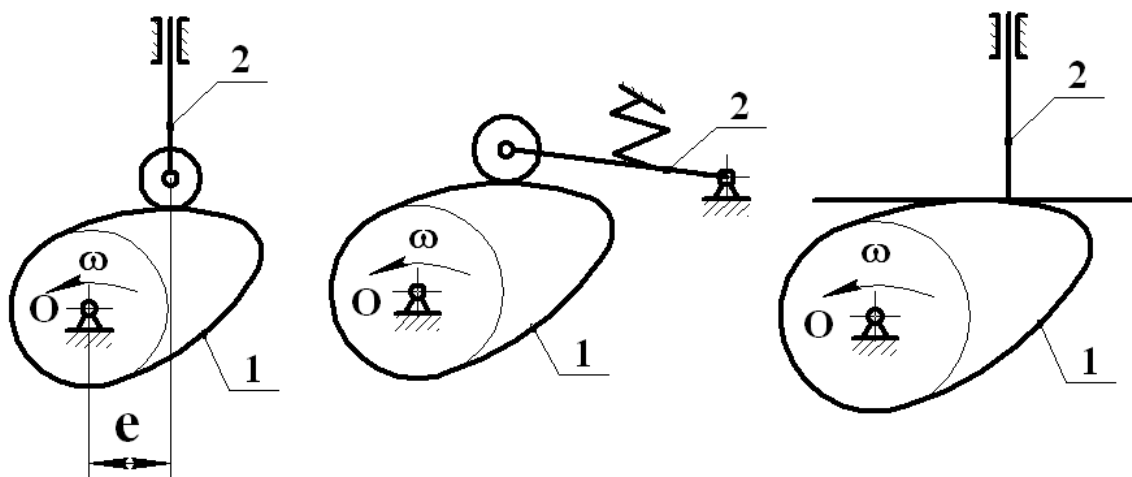


Рисунок 4.1 – Основні типи кулачкових механізмів

Вихідна ланка штангового і тарілчастого кулачкового механізму здійснює зворотно-поступальний рух.

Для зменшення зносу поверхні кулачка та втрати на тертя на наконечнику штовхача встановлюють ролик. Тоді при проектуванні

кулачкового механізму розрізняють теоретичний (центровий) і робочий (конструктивний) профіль кулачка (рисунок 4.2).

Центровий профіль являє собою траєкторію центра ролика на штовхачі відносно конструктивного профілю кулачка.

За час одного оберту кулачка виділяються такі *фази руху* вихідної ланки: *віддалення*, вистій при максимальному віддаленні – *дальній вистій*, *наближення*, вистій при мінімальному наближенні до осі кулачка. Кожній з цих фаз відповідає певний кут повороту кулачка: $\varphi_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{дв}}$, $\varphi_{\text{н}}$, $\varphi_{\text{бв}}$. *Робочий кут* профілю дорівнює сумі перших трьох фаз:

$$\varphi_{\text{р}} = \varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{н}}. \quad (4.1)$$

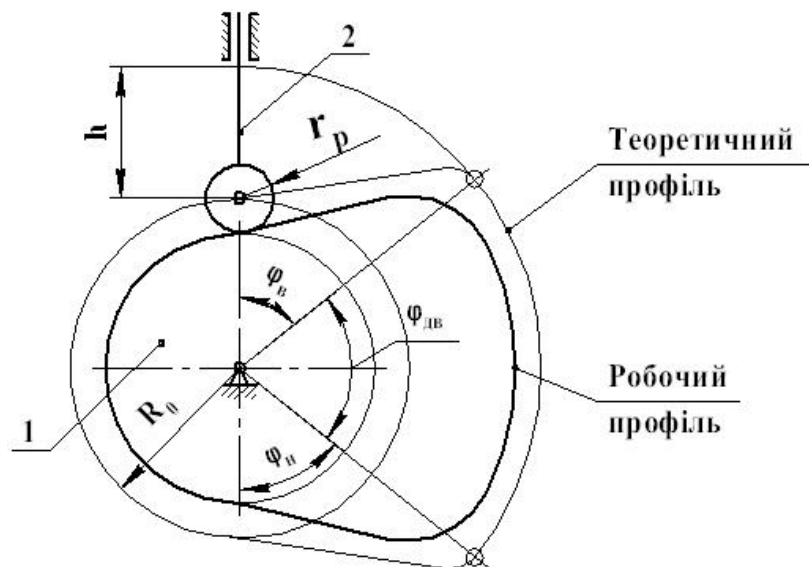


Рисунок 4.2 – Основні елементи та параметри кулачкового механізму

4.2 Силова характеристика руху штовхача. Кут тиску

В машинах кулачкові механізми можуть виконувати роль як основного (наприклад, в каменедробарках), так і допоміжного механізму (у двигунах внутрішнього згоряння).

Розглянемо схему кулачкового механізму з гострокінцевим штовхачем (рисунок 4.3).

Під дією зовнішньої сили опору Q (до складу якої можна віднести сили корисного опору, сили тертя в направляючих, сили пружності пружини, сили інерції і ваги штовхача), що прикладена до штовхача, між кулачком і штовхачем виникає реакція $\bar{R}_{12}$, яка направлена вздовж нормалі $\mathbf{nn}$ (без врахування сил тертя між кулачком і штовхачем) в точці B дотику штовхача і кулачка. Реакція $\bar{R}_{12}$ є рушійною силою у відношенні до штовхача – її дія відносно центра обертання кулачка O_1 дорівнює зовнішньому моменту

$$M = R_{12} \cdot h,$$

де h – плече сили $\bar{R}_{12}$.

Потужність, що розвивається зовнішнім моментом, дорівнює потужності, що розвивається силою $\bar{R}_{12}$:

$$P = M \cdot \omega_k = R_{12} \cdot \vartheta_B \cdot \cos(R_{12} \vartheta_B) = R_{12} \cdot \vartheta_B \cdot \cos \nu. \quad (4.2)$$

де ω_k - кутова швидкість кулачка; ϑ_k - швидкість переміщення штовхача; ν - кут тиску.

Кут *тиску* ν називають кут утворений між векторами сили $\bar{R}_{12}$ і швидкості ϑ_B в точці взаємодії штовхача і кулачка.

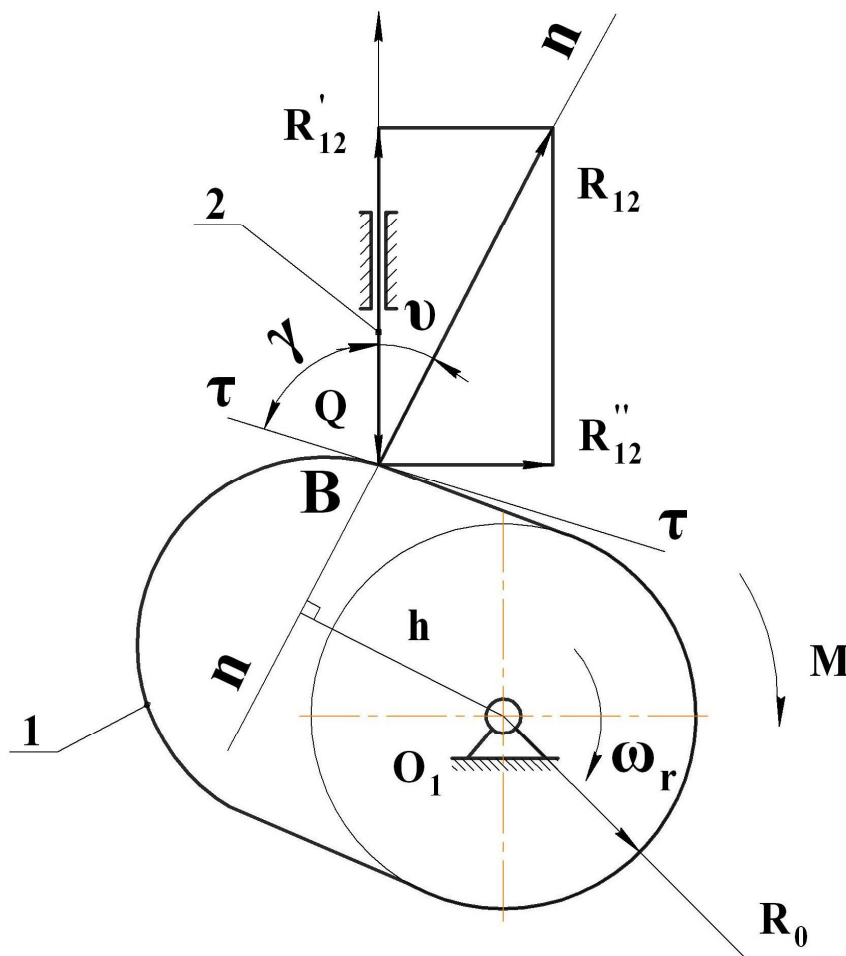


Рисунок 4.3 – Передача сил в кулачковому механізмі

Якщо розкласти реакцію $\bar{R}_{12}$ (рушійну силу) на складові $\bar{R}_{12}'$ і $\bar{R}_{12}''$, що направлені відповідно паралельно і перпендикулярно напрямку руху штовхача (див. рисунок 4.3), то можна проаналізувати умови працездатності кулачкового механізму.

Для нормальної роботи кулачкового механізму необхідно, щоб

$$R_{12}' = R_{12} \cdot \cos \nu \geq Q. \quad (4.3)$$

В іншому випадку, коли

$$R'_{12} \leq Q. \quad (4.4)$$

можливе заклинювання кулачкового механізму.

Зі збільшенням кута тиску ν зростає $R_{12}'' = R_{12} \cdot \sin \nu$ тобто зростають втрати енергії на тертя і відповідно зменшується $\bar{R}_{12}'$ що призначена для подолання сил опору Q .

Таким чином, від величини кута тиску залежить розподіл сил в кулачковому механізмі, його габаритні розміри і к.к.д. На основі теоретичних досліджень та експлуатації кулачкових механізмів встановлено, що максимально допустимі значення кута тиску: для штангових роликів - $\nu_{\text{доп}} \leq 35^\circ$ для коромислових - $\nu_{\text{доп}} \leq 45^\circ$. Детальніше про проектування кулачкових механізмів в залежності від кута тиску можна ознайомитися у відповідній літературі [6, 8].

4.3 Закон руху вихідної ланки

Під *законом руху* кулачкового механізму розуміють залежність переміщення, аналога швидкості, аналога прискорення штовхача від кута повороту кулачка або від часу. Закон руху штовхача визначається профілем кулачка і є основною характеристикою кулачкового механізму.

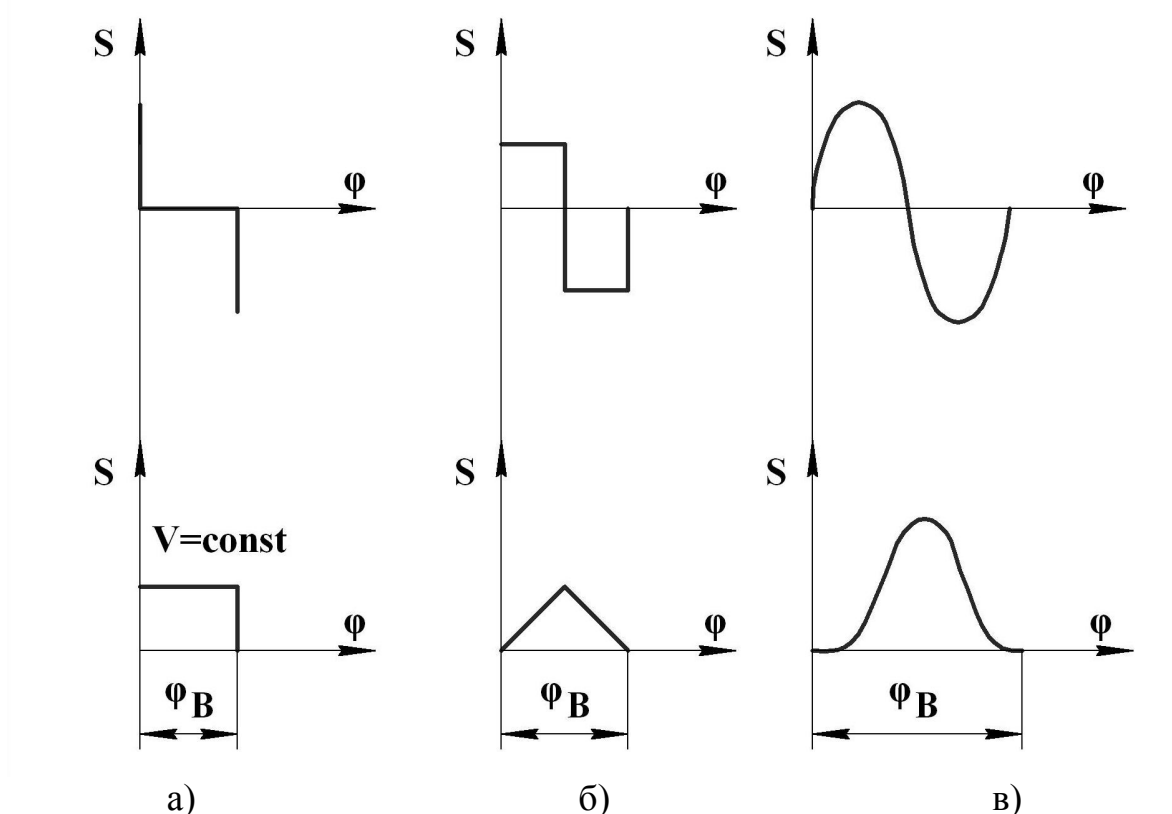


Рисунок 4.4 – Типові закони руху

Закон руху, що вибирається конструктором на стадії проектування кулачкового механізму, повинен бути таким, щоб динамічні зусилля на ланках механізму були мінімальними, а його робота була плавною, без

ударів і вібрації. Для зменшення динамічних навантажень стараються вибирати закон руху, що забезпечує можливо менші прискорення штовхача.

В практиці проектування кулачкових механізмів найбільш характерними, що зображені на рисунку 4.4 для фази віддалення штовхача є такі три основні типи законів руху: **а** – лінійний; **б** – параболічний; **в** – синусоїдальний.

При лінійному законі (рисунок 4.4,а) швидкість руху штовхача на фазі віддалення постійна, прискорення рівне нулю, але на початку і в кінці фази прискорення прямує до нескінченності, що є причиною *жорстких* ударів. Такий закон припустимий при малій масі штовхача і малих швидкостях руху.

Для параболічного закону (рисунок 4.4, б) в точках розриву кривої аналога прискорення сили інерції мають кінцеву величину і викликають *м'які* удари.

Для синусоїдального закону руху (рисунок 4.4, в) зміна прискорення відбувається плавно і теоретично удари відсутні. Такий закон руху рекомендується для швидкохідних механізмів.

При виконанні курсового проекту закон руху може задаватися графічно, таблицями значень параметрів або аналітичними виразами для переміщень, швидкостей і прискорень з використанням безрозмірних коефіцієнтів (див. додаток Д, таблиця Д1).

4.4 Вихідні дані і основні етапи проектування

В завданні на курсовий проект вихідні дані задаються або безпосередньо, або можуть бути визначені на стадії проектування.

До вихідних даних відносяться:

1. Структурна схема механізму, що показує характер взаємодії ланок і їх відносне розміщення (рисунок 4.1).
2. Максимальне лінійне або кутове переміщення вихідної ланки (хід штовхача h або кут повороту коромисла β).
3. Довжина коромисла l або зміщення e осі штовхача відносно осі обертання кулачка.
4. Кут робочого профілю кулачка φ_p або його фазові кути $\varphi_v, \varphi_{dv}, \varphi_n$.
5. Допустимий кут тиску $\nu_{доп}$.
6. Закон руху штовхача.
7. Частота обертання кулачка n_k (об/хв).

Проектування кулачкового механізму можна розбити на три основні етапи.

На першому етапі проектування необхідно вибрати закон руху штовхача у відповідності із завданням на курсовий проект. Для проектування кулачкових механізмів передбачається дев'ять законів зміни аналога прискорення. Всі вони наведені в таблиці Д1 (додаток Д). Закон руху задається у вигляді графіка та аналітичних виразів з використанням безрозмірних коефіцієнтів. Використовуючи програму синтезу кулачкових механізмів на ЕОМ [8], студент отримує результати розрахунку (див. додаток М), які використовує для побудови графіків руху штовхача.

На другому етапі вирішується задача визначення розмірів кулачка (мінімального радіуса R_0 основного кола теоретичного профілю кулачка), при яких забезпечується зміна кута тиску в допустимих межах (для кулачкових механізмів з роликівим штовхачем) або визначення основних розмірів кулачкового механізму з умови опуклості профілю кулачка (для кулачкових механізмів з тарілчастим штовхачем).

На третьому етапі проектування кулачкових механізмів виконується розрахунок координат точок профілю кулачка графічним або аналітичним способом (з застосуванням ЕОМ) та здійснюється побудова профілю кулачка. Перевагу слід надавати аналітичному проектуванню профілю, оскільки досягається висока точність обчислень. В навчальних цілях використовуються поєднання графічних методів визначення параметрів кулачка з обчисленнями на ЕОМ. Програми синтезу кулачкових механізмів на ЕОМ [8] дозволяють виконати розрахунок основних геометричних параметрів кулачка (радіуса основного кола теоретичного профілю, зміщення осі штовхача від центра обертання кулачка, міжосьової відстані між центрами обертання кулачка і коромисла, координат профілю кулачка) для всіх основних типів кулачкових механізмів. Результати розрахунку студент отримує у вигляді роздруківки (див. додаток М).

4.5 Рекомендована послідовність проектування кулачкового механізму

1. Вибрати вихідні дані для синтезу кулачкового механізму та детально ознайомитися з програмою синтезу кулачкового механізму на ЕОМ [8].

2. Виконати розрахунок основних параметрів кулачкового механізму на ЕОМ та отримати роздруківку результатів розрахунку (див. додаток М).

3. Визначити радіус основного кола R_0 теоретичного профілю кулачка (мінімального радіуса кулачка) графічним методом та порівняти його з визначеним аналітично та за допомогою ЕОМ.

4. Побудувати профіль кулачка за результатами обчислень на ЕОМ і показати методи визначення координат двох, трьох точок графічними побудовами (див. додаток М).

5. Оформити пояснювальну записку до розділу “Синтез кулачкового механізму” і прикласти роздруківку результатів розрахунку (див. приклад оформлення – додаток Ж).

4.6 Запитання для самоперевірки

1. Призначення й сфери застосування кулачкових механізмів.
2. Переваги й недоліки кулачкових механізмів.
3. Типи кулачкових механізмів та їх порівняльна характеристика.
4. Види замикання ланок у кулачкових механізмах. Їх переваги і недоліки.
5. Основні параметри кулачкових механізмів. Поняття про фазові кути й кути профілю кулачка.
6. Побудова діаграм переміщень, аналогів швидкостей і прискорень. Масштаби.
7. Задачі кінематичного та динамічного синтезу кулачкових механізмів.
8. Залежність розмірів кулачка від кута тиску.
9. Характеристика законів руху штовхача. “М’які” та “жорсткі” удари в кулачкових механізмах.
10. Визначення мінімального радіуса кулачка.
11. Основні вимоги, що ставляться до профілю кулачка з плоским штовхачем.
12. Причини заклинювання ланок кулачкового механізму.
13. Суть методу зворотного руху.
14. Побудова теоретичного та практичного профілю кулачка.
15. Визначення радіуса ролика.
16. Як визначається ступінь рухомості кулачкового механізму?
17. Чи можливе явище заклинювання в кулачковому механізмі з плоским штовхачем? Доведіть.
18. Умова самоперетину профілю кулачка.
19. Поняття про еквідистантні криві.
20. Побудова миттєвого замінюваного механізму для кулачкового механізму.

ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640с.
2. Теория механизмов и машин /Фролов К.В., Попов С.В., Мусатов А.К. и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496с.
3. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Підручник. – К.: Наукова думка, 2002. – 660с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум із теорії механізмів і машин: Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452с.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Коренько А.С., Кременштейн Л.И., Петровский С.Д. и др.; под. ред. А.С. Коренько. – К.: Вища школа, 1970 – 330с.
6. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1998. – 351с.
7. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: Навчальний посібник / Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. – Івано-Франківськ: Вік, 1996. – 357с.
8. Вірник М.М. Курсове проектування з теорії механізмів машин: Навч. посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2002. – 230с.
9. Теорія механізмів і машин. Механічні передачі: Навч. посібник / І.І. Вишенський. – К.: НМКВО, 1992. – 356с.
10. Мохнатов А.І. Синтез кулачкових механізмів на ЕОМ: Навч. посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 188с.
11. Синтез планетарних передач на ЕОМ. Навчальний посібник до курсового проектування з дисципліни “Теорія механізмів і машин” / А.І. Мохнатов. – Вінниця: ВДТУ, 1997. – 73с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Таблиця А1 – Значення коефіцієнтів корекції $x_1 = -x_2$ для рівнозміщеного зачеплення

z_2	Значення при z_1						
	11	12	13	14	15	16	17
20	0,356	0,300	0,250	0,200	0,155	0,115	0,102
21	0,360	0,310	0,264	0,220	0,181	0,144	0,110
22	0,382	0,328	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131
23	0,394	0,340	0,298	0,255	0,218	0,182	0,148
24	0,408	0,357	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165
25	0,415	0,368	0,324	0,283	0,247	0,210	0,178
26	0,422	0,379	0,335	0,295	0,259	0,221	0,191
27	0,430	0,389	0,347	0,308	0,270	0,232	0,205
28	0,436	0,395	0,354	0,318	0,279	0,242	0,214
29	0,442	0,401	0,362	0,329	0,288	0,252	0,228
30	0,448	0,408	0,370	0,339	0,297	0,262	0,233
31	0,454	0,415	0,377	0,350	0,306	0,272	0,242
32	0,460	0,422	0,385	0,360	0,315	0,282	0,251
34	0,470	0,431	0,395	0,368	0,327	0,294	0,265
36	0,478	0,440	0,405	0,377	0,339	0,307	0,278
38	0,487	0,450	0,417	0,386	0,351	0,320	0,292
40	0,496	0,460	0,427	0,396	0,363	0,333	0,306
44	0,505	0,470	0,439	0,408	0,377	0,349	0,322
48	0,515	0,481	0,451	0,420	0,391	0,365	0,339
52	0,524	0,492	0,461	0,431	0,403	0,377	0,353

ДОДАТОК Б

Таблиця Б1 – Значення коефіцієнтів Δy для нерівнозміщеного зачеплення при $2 \geq U_{12} \geq 1$

z_1	11	12	13	14	15	16	17
Δy	0,127	0,145	0,160	0,175	0,190	0,202	0,215
z_1	18	19	20	21	22	23	24
Δy	0,227	0,239	0,250	0,257	0,265	0,270	0,278

Таблиця Б2 – Значення коефіцієнтів x_1 і x_2 для нерівнозміщеного зачеплення при $2 \geq U_{12} \geq 1$

z_2	Значення при z_1									
	11		12		13		14		15	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
16	0,534	0,322	0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,609	0,547
18	0,568	0,312	0,609	0,358	0,638	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508
20	0,601	0,303	0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,371	0,481
22	0,630	0,297	0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463
23	—	—	0,693	0,334	0,730	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458
24	—	—	0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449
25	—	—	—	—	0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445
26	—	—	—	—	0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440
28	—	—	—	—	—	—	0,840	0,397	0,881	0,431
30	—	—	—	—	—	—	—	—	0,908	0,428

Продовження таблиці Б2

z_2	Значення при z_1									
	16		17		18		19		20	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
20	0,744	0,528	0,756	0,580	0,756	0,639	0,756	0,699	0,755	0,755
22	0,793	0,507	0,809	0,554	0,814	0,609	0,830	0,652	0,831	0,707
24	0,834	0,491	0,856	0,534	0,871	0,579	0,888	0,673	0,892	0,715
26	0,869	0,480	0,898	0,517	0,916	0,561	0,937	0,601	0,948	0,645
28	0,907	0,467	0,936	0,504	0,958	0,543	0,980	0,583	0,997	0,624
30	0,936	0,462	0,968	0,496	0,994	0,532	1,017	0,571	1,038	0,608
32	0,967	0,455	0,999	0,490	1,026	0,525	1,054	0,559	1,076	0,594
34	—	—	1,030	0,483	1,059	0,516	1,088	0,550	1,110	0,584
36	—	—	—	—	1,088	0,511	1,117	0,545	1,141	0,578
38	—	—	—	—	—	—	1,145	0,540	1,173	0,570
40	—	—	—	—	—	—	—	—	1,201	0,567

Таблиця Б3 – Значення коефіцієнтів Δy та x_1 для нерівнозміщеного зачеплення при $5 \geq U_{12} \geq 2$

z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Δy	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25
x_1	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,27

Таблиця Б4 – Значення коефіцієнтів x_2 для нерівнозміщеного зачеплення при $5 \geq U_{12} \geq 2$

z_2	Значення z_1										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
25	0.442	0.425	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	0.501	0.486	0.471	0.468	-	-	-	-	-	-	-
35	0.556	0.542	0.528	0.522	0.518	0.512	0.505	-	-	-	-
40	0.610	0.596	0.582	0.577	0.575	0.569	0.564	0.560	0.553	-	-
45	0.661	0.648	0.635	0.632	0.628	0.624	0.620	0.616	0.611	0.606	0.566
50	0.709	0.696	0.685	0.684	0.682	0.677	0.674	0.671	0.667	0.662	0.628
55	0.754	0.745	0.734	0.731	0.728	0.727	0.722	0.720	0.716	0.677	0.677
60	-	0.789	0.782	0.780	0.779	0.778	0.777	0.773	0.772	0.769	0.729

ДОДАТОК В

Таблиця В1 – Значення евольвентної функції

Кут	Порядок	0,0	10	20	30	40	50
20°	0,0	149	153	157	161	165	169
21°	0,0	173	178	182	187	191	196
22°	0,0	200	205	210	215	220	225
23°	0,0	320	236	341	247	252	258
24°	0,0	263	269	275	281	287	293
25°	0,0	800	306	313	319	326	333
26°	0,0	339	346	358	361	368	375
27°	0,0	383	390	398	406	414	422
28°	0,0	430	438	447	455	464	473
29°	0,0	482	491	500	509	518	529
30°	0,0	537	547	557	567	577	588
31°	0,0	598	608	619	630	641	652
32°	0,0	664	675	686	698	710	722
33°	0,0	734	747	759	772	785	798
34°	0,0	811	824	838	851	865	879
35°	0,0	893	908	922	937	951	96

ДОДАТОК Г

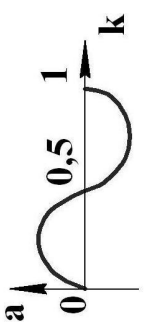
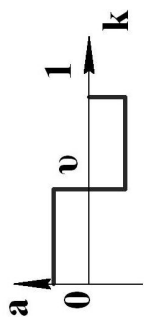
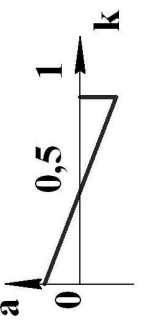
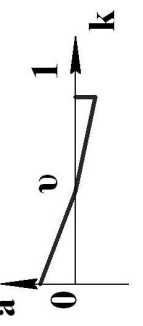
Таблиця Г1 – Таблиця характеристик зубчастого зачеплення

		
Модуль, мм	m	
Кількість зубців коліс	z_1 z_2	
Коефіцієнти зміщення	x_1 x_2	
Коефіцієнти сприймального зміщення	y	
Коефіцієнти зрівнювального зміщення	Δy	
Коефіцієнт перекриття	ε_α	

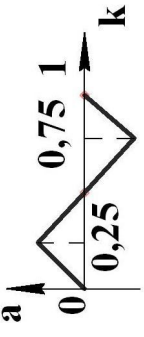
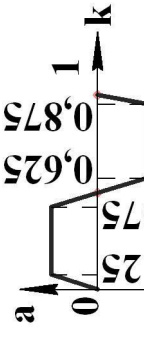
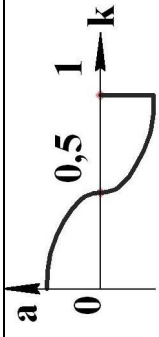
Таблиця Г2 – Частоти обертання та геометричні параметри коліс планетарного редуктора

Ланка	1	2 і 3		4	Н
$n^{\text{гр}}$, об/хв.					
$n^{\text{ан}}$, об/хв					
z					
$m_{\text{пл}}$, мм					

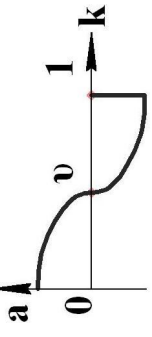
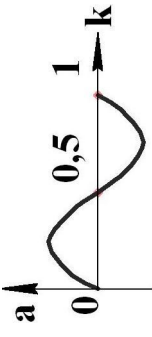
Додаток Д
Таблиця Д1 – Закони руху вихідної ланки кулачкового механізму

Закон руху		Границі К		Формули для обчислення безрозмірних коефіцієнтів		
		від	до	переміщення (φ)	швидкості (δ)	прискорення (ξ)
1	 Поліномний	0	1	$(10-15k+6k^2) \cdot k^3$	$30 k^2 (1 - k)^2$	$60k(1-3k+2k^2)$
2	 Стале прискорення	0 v	v 1	$\frac{1}{v} k^2$ $1 - \frac{(1-k)^2}{1-v}$	$\frac{2}{v} k$ $\frac{2}{1-v} (1-k)$	$\frac{2}{v}$ $-\frac{2}{1-v}$
3	 Лінійне прискорення	0	1	$3k^2 (1 - \frac{2}{3} k)$	$6k (1 - k)$	$6(1 - 2k)$
4	 Лінійне прискорення (асиметрична тахограма)	0 v	v 1	$\frac{3k^2}{2v} (1 - \frac{1}{3v} k)$ $\frac{2v^2 - v - 3(2v-1)k + 3vk^2 - k^3}{2(1-v)^2}$	$\frac{3k}{2v} (2 - \frac{1}{v} k)$ $\frac{3(1-2v+32vk-k^2)}{2(1-v)^2}$	$\frac{3}{v} (1 - \frac{1}{v} k)$ $\frac{3(v-k)}{(1-v)^2}$

Продовження таблиці Д1

Закон руху		Границі К		Формули для обчислення безрозмірних коефіцієнтів		
		від	до	переміщення (φ)	швидкості (δ)	прискорення (ξ)
5	 Зміна прискорення за трикутником	0	0.25	$\frac{16}{3}k^3$ $\frac{1}{6} - 2k + 8k^2 - \frac{16}{3}k^3$ $1 - \frac{16}{3}(1 - k)^3$	$16k^2$ $16k(1 - k) - 2$ $16(1 - k)^2$	$32k$ $16(1 - 2k)$ $- 32(1 - k)$
6	 Зміна прискорення за трапецією	0	0.125	$\frac{64}{9}k^3$ $\frac{1}{3}(\frac{1}{24} - k + 8k^2)$ $\frac{1}{3}(\frac{7}{6} - 10k + 32k^2 - \frac{64}{3}k^3)$ $\frac{1}{3}(-\frac{97}{24} + 15k - 8k^2)$ $1 - \frac{64}{9}(1 - k)^3$	$\frac{64}{3}k^2$ $\frac{1}{3}(-1 + 16k)$ $\frac{2}{3}(-5 + 32k - 32k^2)$ $\frac{1}{3}(15 - 16k)$ $\frac{64}{3}(1 - k)^2$	$\frac{128}{3}k$ $\frac{16}{3}$ $\frac{64}{3}(1 - 2k)$ $-\frac{16}{3}$ $-\frac{128}{3}(1 - k)$
7	 Косинусоїдальний (симетрична тахограма)	0	1	$\frac{1}{2}(1 - \cos \pi k)$	$\frac{\pi}{2} \sin \pi k$	$\frac{\pi^2}{2} \cos \pi k$

Продовження таблиці Д1

Закон руху		Границі К		Формули для обчислення безрозмірних коефіцієнтів		
		від	до	переміщення (φ)	швидкості (δ)	прискорення (ξ)
8	 Косинусоїдальний (несиметрична тахограма)	0	v	$v(1 - \cos \frac{\pi}{2v} k)$ $v + (1 - v) \cos \frac{\pi(1 - k)}{2(1 - v)}$	$\frac{\pi}{2} \sin \frac{\pi}{2v} k$ $\frac{\pi}{2} \sin \frac{\pi(1 - k)}{2(1 - v)}$	$\frac{\pi^2}{4v} \cos \frac{\pi}{2v} k$ $\frac{\pi}{2} \frac{\sin \frac{\pi(1 - k)}{2(1 - v)}}{2(1 - v)}$
9	 Синусоїдальний	0	1	$\frac{1}{2\pi} (2\pi k - \sin 2\pi k)$	$1 - \cos 2\pi k$	$2\pi \sin 2\pi k$

ДОДАТОК Е

Таблиця Е1 – Основні формули теоретичної механіки, які необхідні для вивчення курсу ТММ

Прямолінійний рух	Обертальний
1. Швидкість (лінійна) $\mathbf{v} = \frac{ds}{dt} \quad (1)$ Під час рівномірного руху $\mathbf{v} = \frac{s}{t} = \text{const} \quad (2)$	1. Кутова швидкість $\omega = \frac{d\varphi}{dt} \quad (3)$ Кутова швидкість може бути виражена частотою обертання n, хв^{-1}. $\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (4)$ Колова швидкість точки $\mathbf{v} = \omega \mathbf{R}, \quad (5)$ де $\mathbf{R}$ – відстань точки до центра обертання, м. Під час рівномірного обертання $\mathbf{v} = \frac{\pi n \mathbf{R}}{30} = \text{const}, \quad (6)$ радіус деталі, яка обертається, м; n – частота обертання, хв^{-1}.
2. Прискорення (лінійне) $\mathbf{a} = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \quad (7)$ Прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2 \quad (8)$	2. Кутове прискорення $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (9)$ Нормальне (доцентрове) прискорення $\mathbf{a}^n = \omega^2 \mathbf{R} = \frac{\mathbf{v}^2}{\mathbf{R}} \quad (10)$ де $\mathbf{v}$ - колова швидкість. Дотичне (тангенціальне) прискорення $\mathbf{a}^\tau = \varepsilon \mathbf{R} = \frac{dv}{dt} \quad (11)$ Повне прискорення $\bar{\mathbf{a}} = \bar{\mathbf{a}}^n + \bar{\mathbf{a}}^\tau \quad (12)$ або $\mathbf{a} = \sqrt{(\mathbf{a}^n)^2 + (\mathbf{a}^\tau)^2} = \mathbf{R} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} \quad (13)$ Поворотне (коріолісове) прискорення $\mathbf{a}^k = 2\omega \mathbf{v}^r \quad (14)$

Продовження таблиці Е1

Прямолінійний рух	Обертальний рух
	Відносне прискорення $\mathbf{a}^r = \frac{d\mathbf{v}^r}{dt} \quad (15)$
3. Сила $\mathbf{F}$ – причина руху та опору руху.	3. Статистичний момент сили (момент пари сил) $\mathbf{M}=\mathbf{FR} \quad (16)$
4. Робота $A = \int \mathbf{F} \cos \alpha ds \quad (17)$ При $\mathbf{F}=\text{const}$ і збігу напрямків сили $\mathbf{F}$ і переміщення s точки прикладання сили $A=FS \quad (18)$	4. Робота $A=\int \mathbf{M} d\varphi \quad (19)$ При $\mathbf{M}=\text{const}$ $A=M\varphi \quad (20)$ Робота за один оберт $A=2\pi M \quad (21)$
5. Потужність $\mathbf{P}=\mathbf{Fv} \quad (22)$	5. Потужність $\mathbf{P}=\mathbf{M}\omega \quad (23)$
6. Маса m – міра інертності тіла в поступальному русі.	6. Момент інерції тіла – міра інертності тіла при обертальному русі $\mathbf{J}=\int \mathbf{R}^2 dm \quad (24)$
7. Сила інерції $\overline{\mathbf{F}}_{\text{ин}} = -m\overline{\mathbf{a}} = -\frac{\mathbf{G}}{g} \overline{\mathbf{a}} \quad (25)$ Сила ваги $\mathbf{G}=mg \quad (26)$	7. Статичний момент від дотичних сил інерції (момент сил інерції) $\overline{\mathbf{M}}_{\text{ин}} = -\mathbf{J}\overline{\varepsilon} \quad (27)$
8. Кінетична енергія $E = \frac{mv^2}{2} \quad (28)$	8. Кінетична енергія $E = \frac{J\omega^2}{2} \quad (29)$
9. Кількість руху $\mathbf{K}=m\mathbf{v} \quad (30)$	9. Момент кількості руху $\mathbf{L}=\mathbf{KR}=m\mathbf{vR}=\mathbf{J}\omega \quad (31)$
10. Імпульс сили при $F=\text{const}$ $\mathbf{s}=\mathbf{Ft} \quad (32)$	10. Момент імпульсу сили при сталих $\mathbf{F}$ або $\mathbf{M}$ $\mathbf{M}_s=\mathbf{FtR}=\mathbf{Mt} \quad (33)$

Додаток Ж

ЗАВДАННЯ на курсовий проект

1. Короткі вказівки до завдань

Запропоновано 25 завдань, кожне з яких складається з 8 варіантів числових даних. В основі запропонованих завдань використано кінематичні схеми реальних машин різних галузей промисловості, які в комплексі містять різного виду шарнірно-важільні, кулачкові та зубчасті механізми.

ЗАВДАННЯ № 1

(рисунок 1; таблиця 1)

Проектування і дослідження механізмів хитного конвеєра

Хитні конвеєри використовуються для транспортування і сортування різних сипких і кускових матеріалів: зерна, руди, вугілля тощо. Матеріал подається в лоток (жолоб) конвеєра, що здійснює зворотно-поступальний рух. При цьому матеріал, який лежить на конвеєрі, буде або рухатись відносно лотка 5 проти його ходу, або залишатись нерухомим відносно лотка конвеєра. Переміщення матеріалу по лотку відбувається в ті моменти часу, коли сили інерції, що діють на частинки матеріалу, перевищують силу тертя між лотком і матеріалом.

Лоток жорстко з'єднаний з повзуном **D**, який приводиться у зворотно-поступальний рух шарнірним чотирьохланковим механізмом і шатуном **BD** ($L_{BD}=2L_{BC}$).

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому лоток 5 знаходиться в крайньому правому положенні.

Центри мас ланок 2, 3, 4 розміщені в точках S_2 , S_3 , S_4 визначають з умов $AS_2=0,4 \cdot AB$; $BS_4=0,3 \cdot BD$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 2

(рисунок 2; таблиця 2)

Проектування і дослідження механізмів хитного конвеєра

Область застосування і його будова описані в завданні №1. Принципова відмінність даного конвеєра від попереднього полягає в тім, що використана інша схема шарнірно-важільного механізму.

Центри мас ланок 2, 3, 4 розміщені в точках S_2 , S_3 , S_4 визначають з умов: $AS_2=0,4 \cdot AB$; $CS_3=0,5 \cdot O_3C$; $CS_4=0,3 \cdot CD$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 3

(рисунок 3; таблиця 3)

Проектування і дослідження механізмів витяжного преса

Витяжний прес використовується для виготовлення деталей методом штампування, а також для обробки матеріалів методом тиску.

Кривошип **1** отримує обертальний рух від електродвигуна через зубчасту передачу z_1z_2 і планетарний механізм. Обертальний рух кривошипа перетворюється у зворотно-поступальний рух повзуна **5**. При русі повзуна зверху вниз відбуваються робочий хід і формування заготовки, у зворотному напрямі - холостий хід.

Заготовка подається на стіл преса автоматично з допомогою кулачкового механізму.

Положення механізму, при якому повзун знаходиться у крайній верхній точці, прийняти за початкове.

Положення центрів мас ланок визначити з умов: $AS_2=0,5AB$; $CS_3=0,5CD$.

Для всіх варіантів прийняти масу шатуна **4** рівною нулю, зведений момент рушійних сил величиною постійною.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 4

(рисунок 4; таблиця 4)

Проектування і дослідження механізмів подачі заготовок

Механізм подачі заготовок приводиться в рух від електродвигуна через планетарний механізм і пару зубчатих коліс z_4 і z_5 .

Важільний механізм складається із кривошипа **1**, шатунів **2** і **4**, коромисла **3** і повзуна **5**.

Величина сили корисного опору, що діє на ланку **5** механізму, визначається за діаграмою (рис. 4, г).

За початок відрахунку прийняти те положення механізму, при якому ланка **5** займає крайнє ліве положення.

Моменти інерції ланок відносно центральних осей (I_{S2} , I_{S3} , I_{S4}) визначити за формулою $I_{S_i} = \frac{m_i \cdot l_i^2}{12}$.

Для управління автоматичною подачею заготовок до повзуна **5** використовується кулачковий механізм.

Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти :

$$\varphi_v = (0,54 - 0,02n)\varphi_p; \varphi_{dv} = 0,1\varphi_p; \varphi_n = (0,36 + 0,02n)\varphi_p,$$

де φ_p - кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);

$\varphi_v, \varphi_{dv}, \varphi_n$ - фазові кути віддалення, дальнього вистою, наближення відповідно;

n - номер варіанта завдання ($n=1; 2; \dots, 8$).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 5

(рисунок 5; таблиця 5)

Проектування і дослідження механізмів формувальної машини

Формувальні машини призначені для формування різних сумішей. Механізм формувальної машини приводиться в рух від електродвигуна через пару зубчатих коліс z_1z_2 , планетарний механізм. При русі поршня (ланки 5) вправо відбувається стискання суміші (робочий хід).

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому ланка 5 знаходиться в крайньому лівому положенні.

Центри мас ланок 3, 4 розміщені в точках S_3, S_4 : $BS_4=0,5BC$, $BS_3=1/3BA$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 6

(рисунок 6; таблиця 6)

Проектування і дослідження механізмів грохота

Грохоти використовуються для транспортування і сортування різних сипких і кускових матеріалів: зерна, руди, вугілля тощо. Рух грохота повинен бути близьким до гармонічного. При цьому матеріал, який лежить на лотку 5, буде або рухатись відносно лотка 5 проти його ходу, або залишатись нерухомим відносно лотка. Переміщення матеріалу відбувається в ті моменти часу, коли сили інерції, що діють на частинки матеріалу, перевищують силу тертя між лотком і матеріалом.

Лоток жорстко з'єднаний з повзуном **D**, який приводиться у зворотно-поступальний рух шарнірним чотирьохланковим механізмом і

шатуном **CD**.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому лоток **5** знаходиться в крайньому лівому положенні.

Центри мас ланок **3, 4** розміщені в точках **S₃, S₄** визначають з умов **BS₃=0,3·BA; CS₄=0,5·CD**.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 7

(рисунок 7; таблиця 7)

Проектування і дослідження механізмів верстата холодної калібровки труб

Верстат (рис. 7) застосовується для калібровки труб в холодному стані. Від електродвигуна обертання передається через зубчасту передачу **z₁, z₂** і планетарний механізм на головний вал верстата. Основу важільного механізму складає шарнірний чотирьохланковий **OABC** з кулісною частиною **BCDE**. Інструмент (калібр), що закріплюється на повзуні **5**, здійснює зворотно-поступальні рухи (робочий рух зверху вниз витяжки труби і холостий хід повернення у вихідне положення). Положення центрів мас ланок прийняти: **AS₂=0,5AB; BS₃=0,5BC**

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 8

(рисунок 8; таблиця 8)

Проектування і дослідження механізмів довбального верстата

Довбальні верстати використовуються для нарізання зубчастих коліс методом обкатування. Довбач, закріплений на шпинделі супорта, має зворотно-поступальний рух, паралельний осі заготовки. Для надання зворотно-поступального руху довбачу, як і в стругальних верстатах, в основному використовуються кулісні механізми.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому повзун **5** знаходиться в крайньому верхньому положенні.

Положення центрів мас ланок визначити за умови **BS₃=0,5CB; CS₄=0,5CD**.

Для всіх варіантів прийняти масу ланок **1 і 2** рівною нулю, зведений момент рушійних сил величиною постійною.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в

таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 9

(рисунок 9; таблиця 9)

Проектування і дослідження механізмів зубодовбального верстата

На рисунку 9, б показана кінематична схема механізму зворотно-поступального руху довбача зубодовбального верстата.

Від електродвигуна через пару зубчастих коліс z_1z_2 і планетарний механізм одержує рух кривошип **1**, виконаний у вигляді диска. Цей рух перетворюється у зворотно-поступальний штоселя **5**, на якому закріплюється довбач **Е**. В реальній конструкції коромисло закінчується зубчастим сектором, що знаходиться в зачепленні з круговою рейкою, закріпленою на штоселі. В даній схемі сектор і рейка показані у вигляді замінювального механізму (повзуна **4** і двох нижчих кінематичних пар). Повзун зображений рухомим в поперечному перерізі штоселя. Величина ходу повзуна може змінюватися радіальним рухом кривошипного пальця **А**.

Положення центрів мас ланок прийняти на їх середині.

За початок відрахунку прийняти те положення механізму, при якому ланка **5** займає крайнє верхнє положення .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 10

(рисунок 10; таблиця 10)

Проектування і дослідження механізмів стругального верстата

Стругальні верстати використовують для обробки плоских поверхонь деталей. У стругальних верстатах для надання руху повзуну **5**, до якого приєднується супорт з ріжучим інструментом, використовується шарнірний кривошипно-коромисловий механізм **ОАВС** з приєднаною шатунно-повзунною групою. Робочий хід здійснюється при русі повзуна **5** справа наліво, при чому стругання відбувається на ділянці, яка відповідає **80%** ходу.

Кривошип **1** приводиться в рух від електродвигуна через планетарний редуктор і пару зубчастих коліс z_4z_5 .

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому повзун **5** займає крайнє праве положення.

Положення центрів мас ланок **2, 5** прийняти на їх середині, для ланки **3** на перетині медіан.

В системі змащування використовується кулачковий механізм.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 11

(рисунок 11; таблиця 11)

Поперечно-стругальний верстат

Застосування та принцип дії стругального верстата дані в завданні №10. Відмінною особливістю даного механізму в порівнянні з попереднім є використання кулісного механізму, завдяки якому робочий хід здійснюється повільніше, ніж холостий, а отже раціональніше використовується потужність двигуна верстата.

Положення центрів мас ланок 2, 5 прийняти на їх середині, для ланки 3: $CS_3=2/3CD$.

В системі змащування використовується кулачковий механізм.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 12

(рисунок 12; таблиця 12)

Проектування і дослідження механізмів сінного пресу

В основу конструкції сінного преса покладено кривошипно-повзунний механізм. Обертальний рух від вала електродвигуна через пару зубчастих коліс z_1z_2 і планетарний редуктор передається кривошипу 1, від якого приводяться в рух ланки 2 і повзун 3. Під час робочого ходу кривошип випрямляє ланку 2 і через повзун 5 передає тиск на сіно, що пресується. Сила опору прикладена до ланки 5 і направлена протилежно швидкості його руху, задана діаграмою (рис. 12, г).

Положення центрів мас ланок прийняти на їх середині.

За початок відрахунку прийняти те положення механізму, при якому ланка 5 займає крайнє ліве положення.

Для змащування вузлів преса використовується кулачковий механізм.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 13

(рисунок 13; таблиця 13)

Проектування і дослідження механізмів тістомісильної машини

Механізм тістомісильної машини служить для перемішування тіста при виготовленні хліба на механізованих хлібозаводах. Основою механізму є шарнірний чотирьохланковик O_2ABO_3 . Лапа C , жорстко з'єднана з шатуном AB , рухається в діжці з тістом по замкненій кривій. Діжка рівномірно обертається навколо своєї вертикальної вісі, яка проходить через центр її дна. Це обертання діжки та рух лапи C забезпечують нормальне перемішування всієї маси тіста.

Маса ланки C : $m_C = (0,2-0,5)m_{BAC}$. Положення центрів мас ланок **1** і **2** прийняти на середині ланок.

Кулачковий механізм використовується як масляний насос.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 14

(рисунок 14; таблиця 14)

Проектування і дослідження механізмів зернозбирального комбайну

На рисунку 14, б зображена схема важільного механізму соломонаповнювача, який служить для наповнення соломи та ущільнення її в бункері комбайна.

Кривошип **1** приводиться в рух від двигуна комбайна через пару зубчастих коліс z_1 і z_2 , планетарний редуктор.

З шатуном AB жорстко з'єднана гребінка AC , яка здійснює плоскопаралельний рух. За час руху коромисла O_3B із лівого крайнього положення в праве крайнє положення гребінка проштовхує солому у бункер. При зворотному русі коромисла O_3B відбувається холостий хід.

За початок підрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому ланка **3** займає крайнє ліве положення. Положення центрів мас ланок розміщені: ланки **2** на перетині медіан, ланки **3** - на її середині.

Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти :

$$\varphi_v = (0,54 - 0,02n)\varphi_p; \varphi_{dv} = 0,1\varphi_p; \varphi_n = (0,36 + 0,02n)\varphi_p,$$

де φ_p - кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);

$\varphi_v, \varphi_{dv}, \varphi_n$ - фазові кути віддалення, дальнього вистою, наближення

відповідно;

n - номер варіанта завдання (**n=1; 2; ...; 8**).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

Завдання № 15 **(рисунок 15; таблиця 15)**

Проектування і дослідження механізмів комбайна

На рисунку 15, б показана кінематична схема механізму очищення зерна зернозбирального комбайна. Рух від двигуна через планетарний редуктор і пару зубчастих коліс z_4 і z_5 , передається кривошипу **1**, який здійснює повний оберт навколо нерухомої осі O_1 , приводить в рух ланки **2, 3, 4, 5**.

На шатуні **4** закріплено решето, на яке подається суміш зерна і полова. Завдяки стряхувальним рухам ланки **4** більш великі частинки провалюються крізь отвори в решеті, а легші виносяться вентилятором на зовні.

Силою корисного опору в даному механізмі є сила ваги ланки **4** з решетом та зерном. Цю силу з деяким наближенням замінюють постійним моментом опору $M_{ко}$, який прикладається до ланки **5**. Будемо вважати, що при русі коромисла O_3D із лівого крайнього положення в праве здійснюється робочий хід.

Центри мас ланок розміщені: ланок **2, 4, 5** - на їх середині, ланки **3** - на перетині медіан.

Відстань між осями O_1O_5 прийняти: $c=a+0.9 l_{CD}$; $d=1.25 l_{DO_5}$.

Схема кулачкового механізму задається.

Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти :

$$\varphi_v = (0,54 - 0,02n)\varphi_p; \varphi_{дв} = 0,1\varphi_p; \varphi_n = (0,36 + 0,02n)\varphi_p,$$

де φ_p - кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);

$\varphi_v, \varphi_{дв}, \varphi_n$ - фазові кути віддалення, дальнього вистою, наближення відповідно;

n - номер варіанта завдання (**n=1; 2; ...; 8**).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

Завдання № 16

(рисунок 16; таблиця 16)

Проектування і дослідження механізмів комбайна

Сфера застосування і принцип роботи механізму зернозбирального комбайна наведені в завданні №15. Цей механізм є однією із модифікацій чисельних типів комбайнів.

Центри мас ланок розміщені: ланок 2, 4, 5 - на їх серединах. Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 17

(рисунок 17; таблиця 17)

Проектування і дослідження механізмів сінного пресу

Сінний прес (рис. 17) призначений для формоутворення та трамбування кормових блок-пакетів.

Рух від електродвигуна передається через зубчасту передачу z_1, z_2 і планетарний механізм кривошипу 1 кривошипно-повзунного механізму **OAB** та кривошипно-коромислового механізму **OACDO₁**. Обертальний рух кривошипа перетворюється у зворотно-поступальний рух повзуна 3 та хитний рух коромисла 5. При русі повзуна 3 зліва на право відбувається робочий хід і пресування сіна, а подача сіна в бункер здійснюється коромислом 5. За робочий хід прийняти хитний рух коромисла 5, коли точка **E** коромисла рухається зліва на право. Графік зміни зусилля на повзуні 3 показаний на рис. 17.2, а силу корисного опору, прикладену до точки **E** коромисла 5, прийняти постійною $F_{ко}^{max}$.

Положення механізму, при якому повзун 3 знаходиться у крайній лівій точці, прийняти за початкове.

Положення центрів мас ланок прийняти: $AS_2=1/3AB$; $CS_4=0,5DC$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 18

(рисунок 18; таблиця 18)

Проектування і дослідження механізмів швейної машини

Швейні машини, як відомо, широко застосовуються для шиття одягу та взуття. Даний механізм є складовою частиною швейної машини. Він складається із кривошипно-повзунного механізму **O₂AB** (механізм ведення голки) та механізму шарнірного чотирьохланковика **O₂CDO₃** (що тягне

нитку).

Кулачковий механізм використовується як масляний насос.

Центри мас ланок 2, 3, 4 розміщені в точках S_2 , S_3 , S_4 визначають з умов: $AS_2=0,4 \cdot AB$; $CS_3=0,5 \cdot O_3C$; $CS_4=0,3 \cdot CD$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 19

Проектування і дослідження механізму двоступінчастого повітряного компресора

Двоступінчастий компресор призначається для отримання стисненого повітря, яке використовується у пневмопристроях. Механізм являє собою здвоєний кривошипно-повзунний механізм із загальним кривошипом AB , обертальний рух якого перетворюється в поступальний рух повзунів D і C . Стиск повітря відбувається ступінчасто: при русі поршня 3 із крайнього нижнього C_n у крайнє верхнє C_0 положення повітря стискається в циліндрі I ступеня до тиску p_{max}^I , після чого виштовхується в циліндр II ступеня. При русі поршня 5 із крайнього нижнього D_n у крайнє верхнє D_0 положення повітря стискається в циліндрі II ступеня від p_{max}^I до p_{max}^{II} . Одночасно поршень 3 I ступеня, переміщується з верхнього C_0 в нижнє C_n положення і всмоктує повітря з атмосфери. Робочий цикл відбувається за один оберт кривошипа. Процес стискання повітря в кожному ступені відображається відповідними індикаторними діаграмами (рис. 19, г).

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому поршень 3 займає крайнє верхнє положення.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови $AS_2=0,5AC$, $BS_4=0,5BD$.

Кулачковий механізм використовується для управління роботою клапанів.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 20

(рисунок 20; таблиця 20)

Проектування і дослідження механізму двоступінчастого повітряного компресора

Галузь застосування і його будова описані в завданні №19. Принципова відмінність даного механізму від попереднього полягає в тім

що він складається з двох однакових кривошипно-повзуних механізмів зі спільним одинарним кривошипом, а поршні переміщуються в вертикальній та горизонтальній площинах. Робочий хід відбувається за один оберт кривошипа.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому поршень 3 займає крайнє ліве положення.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови $AS_2=0,5AB$, $AS_4=0,5AC$.

Кулачковий механізм використовується для управління роботою клапанів.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 21

(рисунок 21; таблиця 21)

Проектування і дослідження механізмів компресора

Двоступінчастий компресор призначається для отримання стисненого повітря, яке використовується у пневмопристроях. Компресор приводиться в рух від електродвигуна через планетарний механізм, пару зубчастих коліс z_1z_2 та кривошипно-повзуний механізм.

За початок відрахунку у всіх послідовних побудовах і розрахунках необхідно прийняти положення механізму, при якому поршень 3 знаходиться у крайньому лівому положенні.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови $AS_2=0,5AB$, $AS_4=0,5AC$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 22

(рисунок 22; таблиця 22)

Проектування і дослідження механізмів компресора

Галузь застосування, його будова описані в завданні №21. Принципова відмінність даного механізму від попереднього полягає в тім, що він складається з двох однакових кривошипно-повзуних механізмів, кривошипи яких розміщені на загальному валу і зміщені один відносно одного на 180° , а шатуни і поршні переміщуються в паралельних площинах. Робочий хід відбувається за один оберт кривошипа.

За початок відрахунку у всіх послідовних побудовах і розрахунках

необхідно прийняти положення механізму, при якому поршень 3 знаходиться у крайньому лівому положенні.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови $AS_2=0,5AC$, $BS_4=0,5BD$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 23

(рисунок 23; таблиця 23)

Проектування і дослідження механізмів насоса двосторонньої дії

На рисунку 23 зображена схема насоса двосторонньої дії, особливістю якого є те, що він позбавлений найбільш суттєвої вади насоса односторонньої дії - припинення подачі в період всмоктування. Подача рідини відбувається при русі плунжера в обох напрямках.

Привод насоса здійснюється від електродвигуна через пару зубчастих коліс z_1 і z_2 та планетарний редуктор. Водило планетарного редуктора жорстко з'єднано з валом кривошипа 1, рух від якого передається на шатун 2. Шестиланковий механізм **OABCDE** є основним механізмом насоса. Робочий процес в циліндрі насоса, тобто одночасне всмоктування і нагнітання рідини, здійснюється протягом подвійного ходу плунжера 5, що відповідає одному повному оберту кривошипа 1.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому плунжер 5 займає крайнє нижнє положення.

Положення центрів мас ланок 1, 2, 3, 4 прийняти на їх середині.

Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти:

$$\varphi_v = (0,54 - 0,02n)\varphi_p; \varphi_{dv} = 0,1\varphi_p; \varphi_n = (0,36 + 0,02n)\varphi_p,$$

де φ_p - кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);

φ_v , φ_{dv} , φ_n - фазові кути віддалення, дальнього вистою, наближення відповідно;

n - номер варіанта завдання ($n=1; 2; \dots, 8$).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 24

(рисунок 24; таблиця 24)

**Проектування і дослідження механізмів двоступінчатого
двоциліндрового повітряного компресора**

Двоступінчатий двоциліндровий компресор призначений для стиску повітря. Його основний важільний механізм (рис.24, б) приводиться в рух від двигуна через планетарний механізм і пару зубчастих коліс z_4, z_5 .

Шестиланковий механізм **ОАВСД** є основним механізмом компресора. Робочий процес здійснюється в циліндрах поршнів **3** і **5**. Характер зміни тиску в циліндрах **I** і **II** ступенів в залежності від переміщення поршнів зображено на індикаторних діаграмах.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому поршень **3** займає крайнє верхнє положення.

Положення центрів шатунів слід обчислити з умови:
 $AS_2/AB=CS_4/CD=0,4$.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

ЗАВДАННЯ № 25

(рисунок 25; таблиця 25)

Проектування і дослідження механізмів трактора

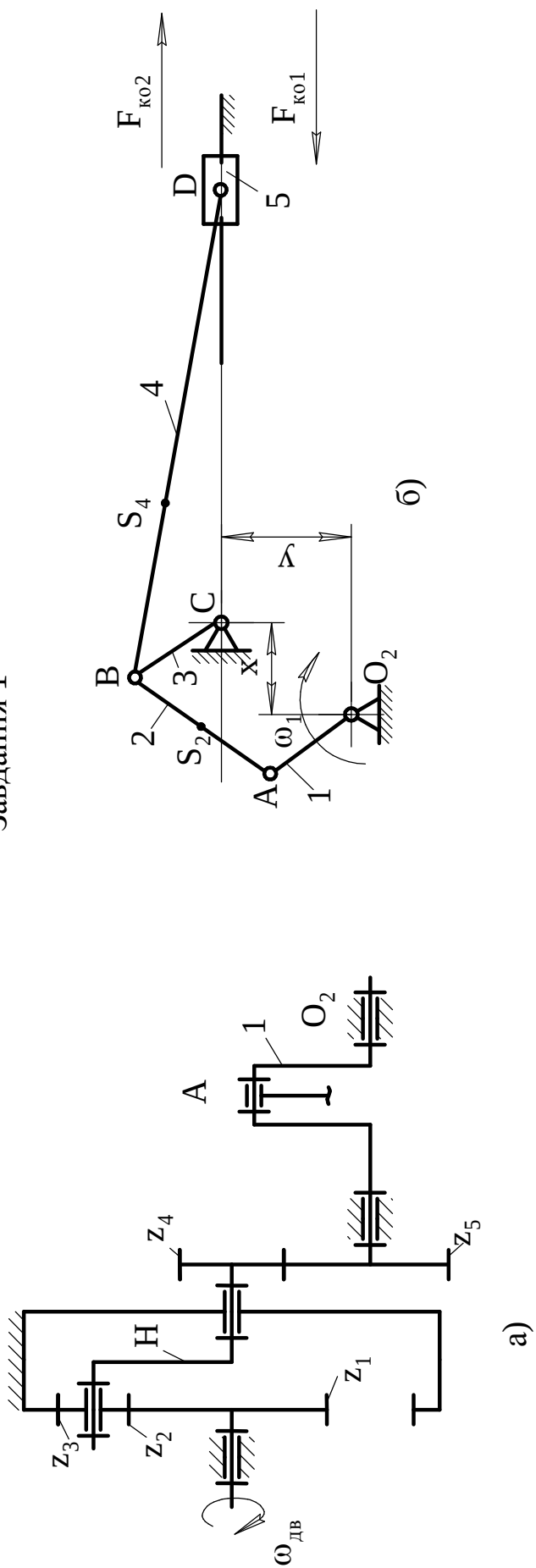
ДВЗ трактора - чотиритактний, двоциліндровий з вертикальним розташуванням циліндрів (рис. 25, б). Основний механізм двигуна складається з двох однакових кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи які розмішені на загальному валі, а шатуни **2, 4** і поршні **3, 5** переміщуються в паралельних площинах. Робочий цикл чотиритактного двигуна здійснюється за два оберти колінчастого вала.

За початок відрахунку у всіх наступних побудовах і розрахунках необхідно прийняти положення механізму, коли поршень **3** знаходиться у нижній мертвій точці.

Положення центрів мас шатунів **2** і **4** обчислити з умови **$AS_2=0,5AB$, $CS_4=0,5CD$.**

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д1 (див. додаток Д).

Завдання 1



а - привод конвейера;
б - важільний механізм;
в - кулачковий механізм

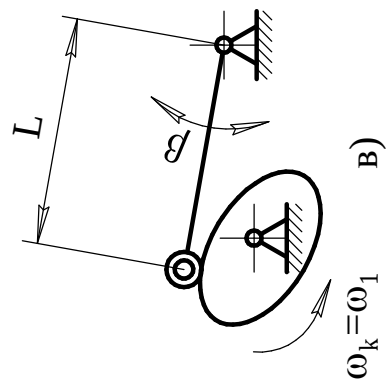
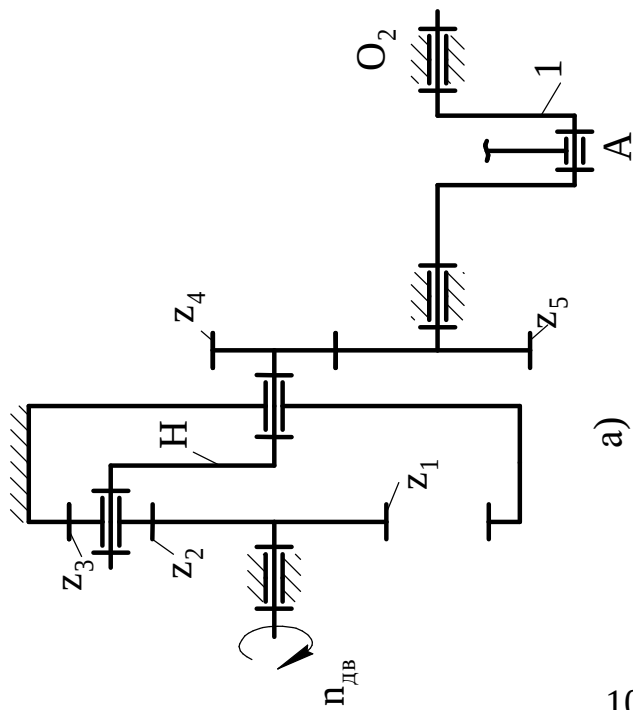


Рисунок 1 - Механізми хитного конвеєра

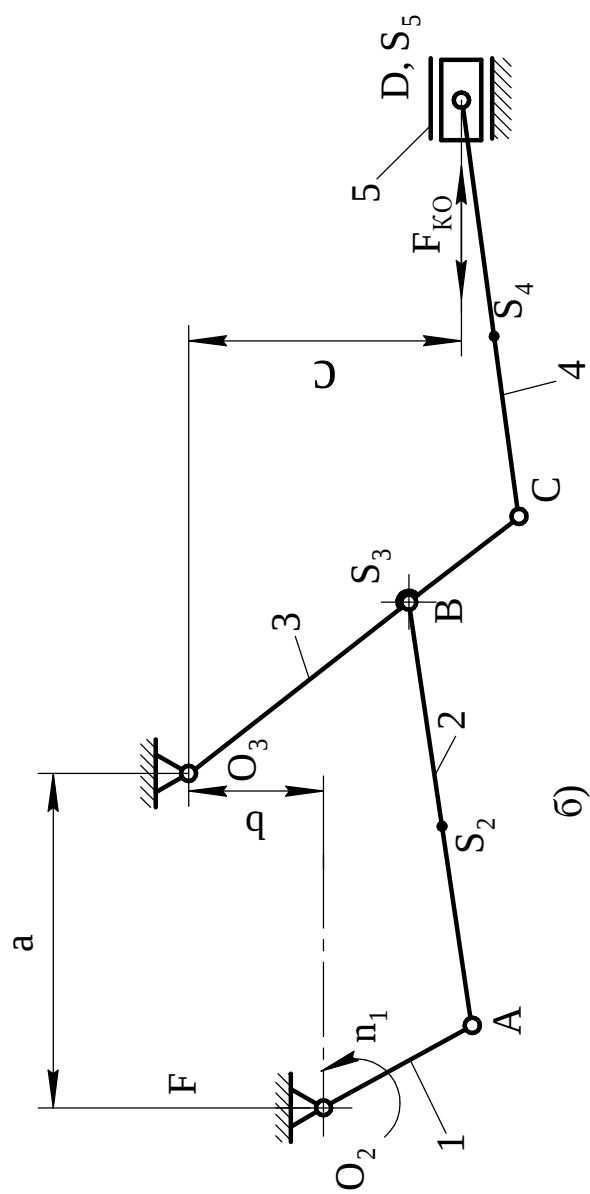
Таблиця 1 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів хитного конвєсра

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Число зубців коліс	z_4	-	9	10	9	11	10	12	10	12
	z_5	-	25	30	29	33	28	36	20	36
Модуль коліс z_4 і z_5	m	мм	3	3,5	4	4	3	3	3,5	4
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	104	147	167	16	210	216	136	157
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$		6,7	7,7	8,7	9,7	10,7	5,7	6,5	7,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$I_{оА}$	м	0,12	0,10	0,14	0,09	0,10	0,12	0,10	0,14
	$I_{АВ}$	м	0,40	0,45	0,28	0,38	0,46	0,46	0,38	0,28
	$I_{ВС}$	м	0,33	0,40	0,35	0,30	0,33	0,39	0,32	0,35
	x	м	0,33	0,35	0,32	0,30	0,34	0,33	0,29	0,32
	y	м	0,06	0,05	0,04	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04
	m_2	кг	20,00	18,00	16,00	17,00	20,00	18,00	18,00	16,00
Маса ланок	m_3	кг	20,00	20,00	20,00	21,00	20,00	20,00	20,00	20,00
	m_4	кг	100	90	80	90	90	100	80	100
	m_5	кг	500	450	400	450	500	500	450	400
	$m_в$	кг	900	900	800	920	900	900	950	800
	$J_{O1}=J_{S3}$	кг·м ²	1,00	1,10	1,00	1,20	1,00	1,10	1,20	1,00
Моменти інерції ланок	J_{S2}	кг·м ²	0,50	0,60	0,40	0,50	0,50	0,60	0,60	0,40
	J_{S4}	кг·м ²	40,00	42,00	35,00	40,00	38,00	42,00	45,00	35,00
	F_{K01}	кН	1,50	1,40	1,20	1,50	1,40	1,40	1,60	1,20
	F_{K02}	кН	4,00	3,80	3,50	4,00	3,80	3,80	4,50	3,50
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	-	0,07	0,06	0,08	0,07	0,06	0,07	0,06	0,08
Кутовий хід коромисла	β	град	20	22	24	25	22	24	25	20
Довжина коромисла	L	мм	120	110	100	100	110	120	100	120
Кут тиску	ν	град	40	35	45	35	40	30	35	30
Фазові кути	$\phi_в=\phi_н$	град	85	60	70	60	80	70	85	65
	$\phi_{дв}$	град	0	40	30	30	10	40	0	50
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

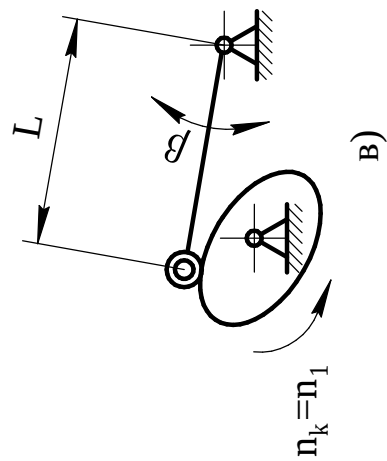
Завдання 2



а)



б)



в)

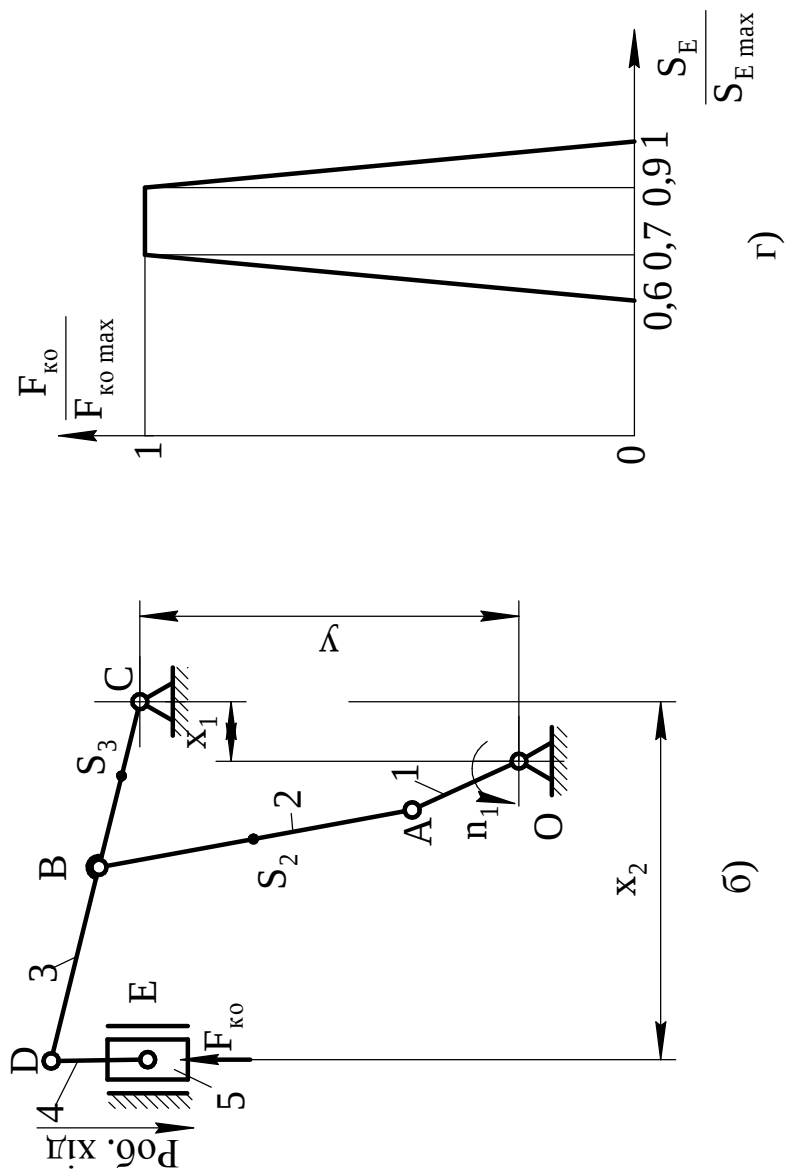
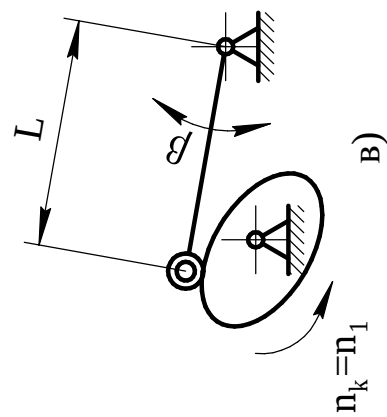
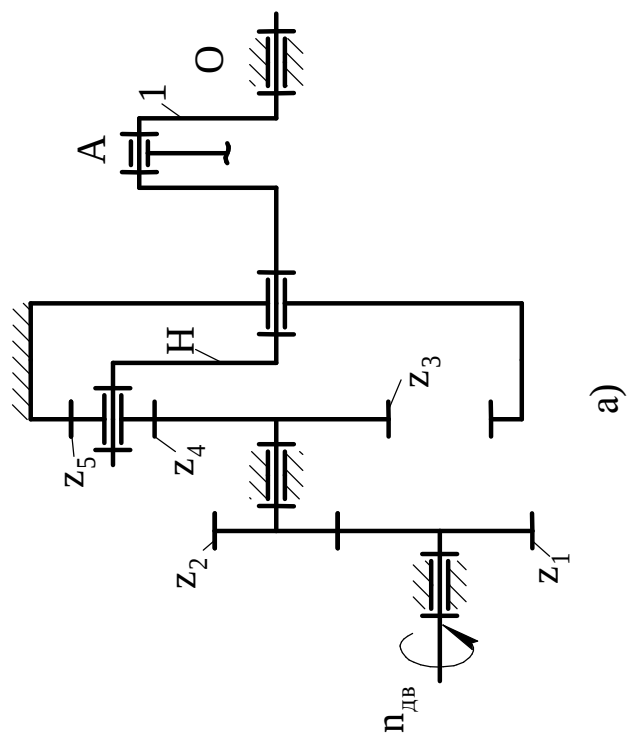
а - привод механізму;
б - важільний механізм;
в - кулачковий механізм

Рисунок 2 - Механізми хитного конвейєра

Таблиця 2 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів хитного конвеєра

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	об/хв	640	610	530	600	550	600	680	700
Число зубців коліс	z_4	-	17	18	19	20	21	22	23	24
	z_5	-	50	48	52	56	45	48	54	60
Модуль коліс z_4 і z_5	m	мм	4,0	4,5	5,0	6,0	5,5	6,0	7,0	8,0
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$	-	3	4,5	5	3,5	4	5	5,5	2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор та довжини ланок	a	мм	160	165	170	175	180	185	190	195
	b	мм	90	95	100	105	110	115	120	125
	c	мм	170	170	165	160	150	140	130	120
	l_{02A}	мм	50	55	60	65	70	75	80	85
	l_{AB}	мм	180	190	200	210	220	230	240	250
	l_{03B}	мм	110	115	120	125	130	135	140	145
	l_{03C}	мм	190	200	210	220	230	240	250	260
Густина матеріалу ланок	l_{CD}	мм	1000	1050	1100	1150	1200	1225	1250	1275
	q	кг/мм	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,011	0,012
	m_B	кг	800	850	900	950	800	850	900	800
	m_5	кг	400	450	500	500	450	400	450	400
Сила опору	$F_{рх}$	кН	3,5	3,8	4,0	4,5	3,5	3,8	4,0	4,5
	F_{xx}		1,5	1,4	1,2	1,5	1,4	1,5	1,6	1,4
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	-	0,012	0,013	0,011	0,01	0,01	0,011	0,012	0,011
Моменти інерції ланок	$J_{01}=J_{S3}$		1,0	1,1	1,2	1,4	1,0	1,1	1,2	1,4
	J_{S2}	кг·м ²	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5
	J_{S4}		6,0	6,5	8,0	10,0	12,0	6,0	8,0	7,0
Довжина коромисла	L	мм	50	52	60	68	72	80	90	98
Кутовий хід коромисла	β	град	14	15	16	17	18	19	20	19
Кут тиску	ν	град	40	40	45	30	30	35	35	30
Фазові кути:	φ_B	град	110	120	120	90	100	130	140	125
	φ_H	град	30	45	50	40	40	30	50	60
	$\varphi_{дв}$	град	110	120	100	90	90	130	125	125
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 3



б)

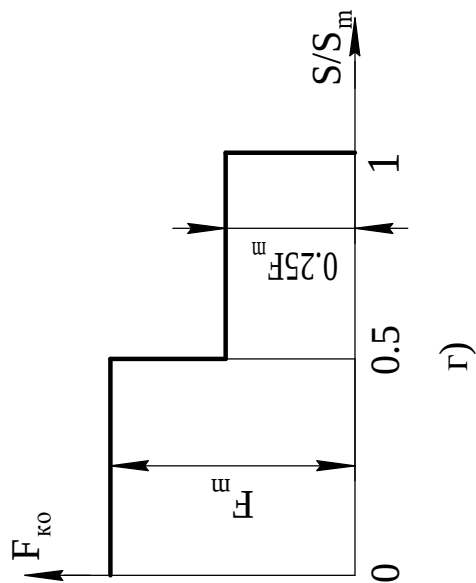
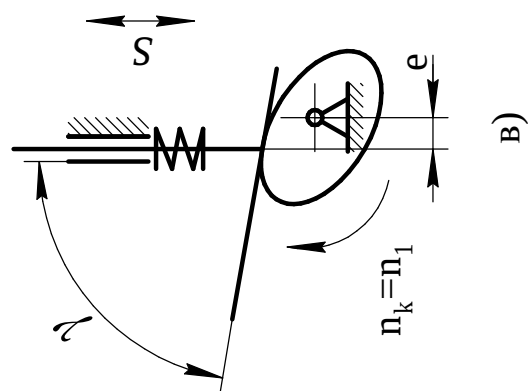
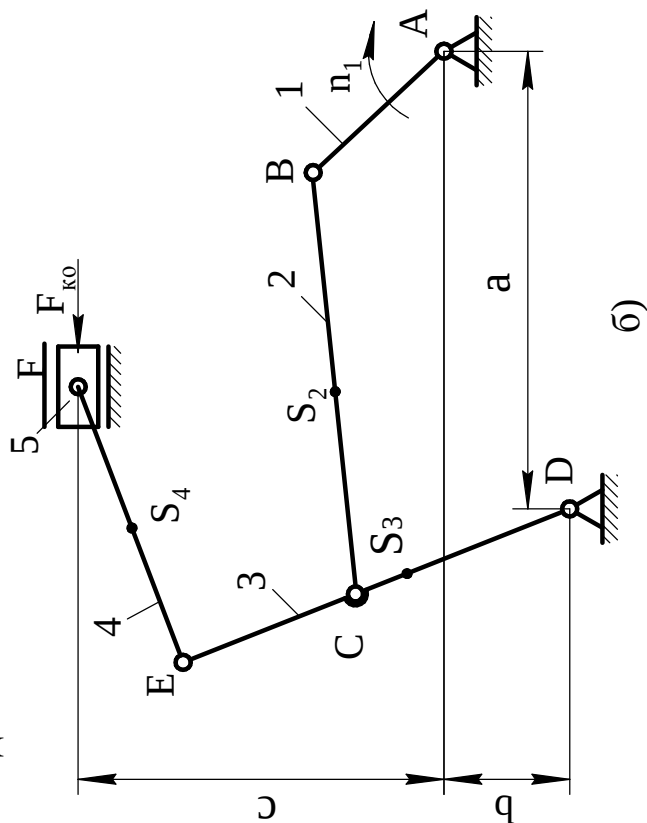
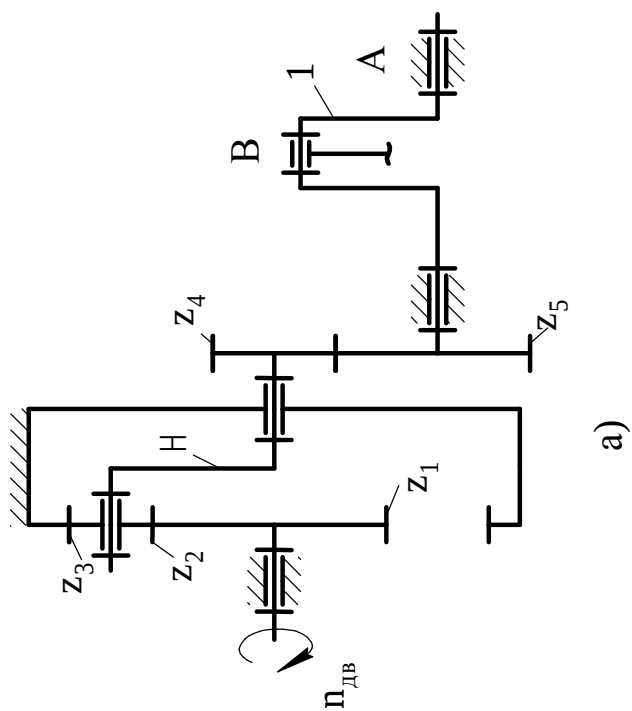
г)

- а - привод преса;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма сил корисного опору

Рисунок 3 - Механізми витяжного преса

Таблиця 3 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів витяжного преса											
Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів								
			1	2	3	4	5	6	7	8	
Число зубців коліс	z_1	-	12	14	15	12	14	12	14	15	
	z_2	-	18	24	21	20	21	19	25	20	
Модуль коліс z_1 і z_2	m	мм	5	6	5	6	8	5	6	8	
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	940	960	960	960	1440	1440	1420	1440	
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{3н}$	-	6	5	6,5	7	7,5	8	7	6,5	
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1	
Координати опор	L_{OA}	м	0,1	0,09	0,09	0,09	0,08	0,1	0,07	0,1	
	$L_{AB}=2L_{AS2}$	м	0,32	0,38	0,29	0,40	0,26	0,45	0,23	0,43	
	L_{BC}	м	0,3	0,26	0,27	0,28	0,24	0,30	0,21	0,29	
	$L_{CD}=2L_{CS3}$	м	0,42	0,37	0,38	0,39	0,34	0,44	0,30	0,42	
	L_{DE}	м	0,11	0,09	0,10	0,10	0,09	0,11	0,08	0,10	
	x_1	м	0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	
	x_2	м	0,41	0,35	0,37	0,37	0,33	0,41	0,29	0,39	
	y	м	0,29	0,37	0,26	0,39	0,29	0,44	0,20	0,42	
	m_1	кг	50	55	60	50	45	45	46	47	
	m_2	кг	9	11	8	12	8	13	7	13	
Маса ланок	m_3	кг	12	10	11	10	10	14	9	12	
	m_5	кг	30	32	35	37	40	42	35	40	
	J_{S1}	кг·м ²	2,0	2,4	2,3	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2	
	J_{S2}	кг·м ²	0,1	0,16	0,08	0,20	0,06	0,26	0,05	0,24	
	J_{S3}	кг·м ²	0,20	0,14	0,16	0,16	0,12	0,28	0,09	0,21	
Моменти інерції ланок	J_d	кг·м ²	0,1	0,11	0,11	0,12	0,10	0,10	0,11	0,14	
	$F_{K_{Оmax}}$	кН	36	40	38	42	40	37	32	39	
Сила корисного опору			1/6	1/7	1/8	1/7	1/6	1/5	1/6	1/7	
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ										
Довжина коромисла	L	мм	0,16	0,17	0,18	0,14	0,16	0,17	0,18	0,19	
Кутовий хід коромисла	β	град	25	22	20	25	27	18	20	22	
Кут тиску	ν	град	40	45	45	40	40	45	40	45	
Фазові кути	$\varphi_B=\varphi_H$	град	60	65	65	55	60	65	65	55	
	$\varphi_{дв}$	град	10	12	14	15	8	10	11	14	
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8	

Завдання 4



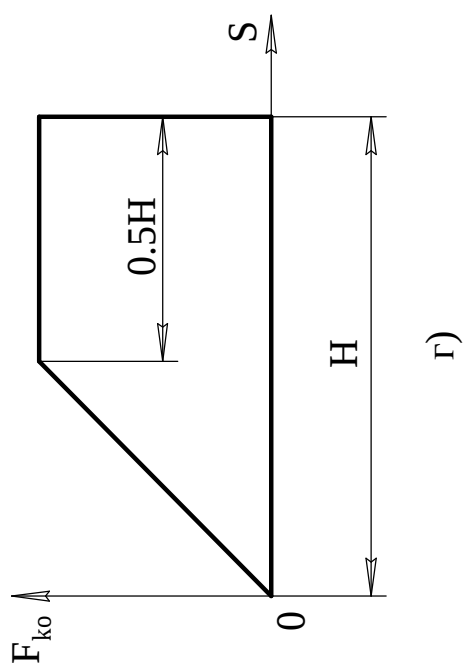
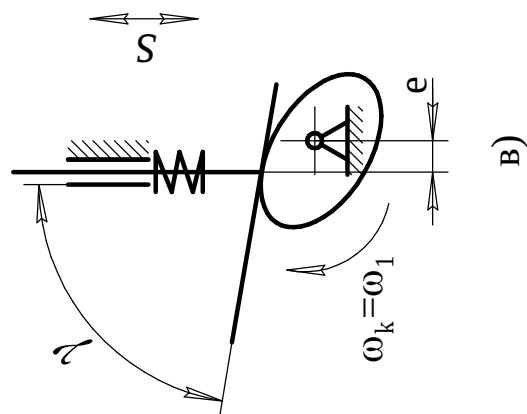
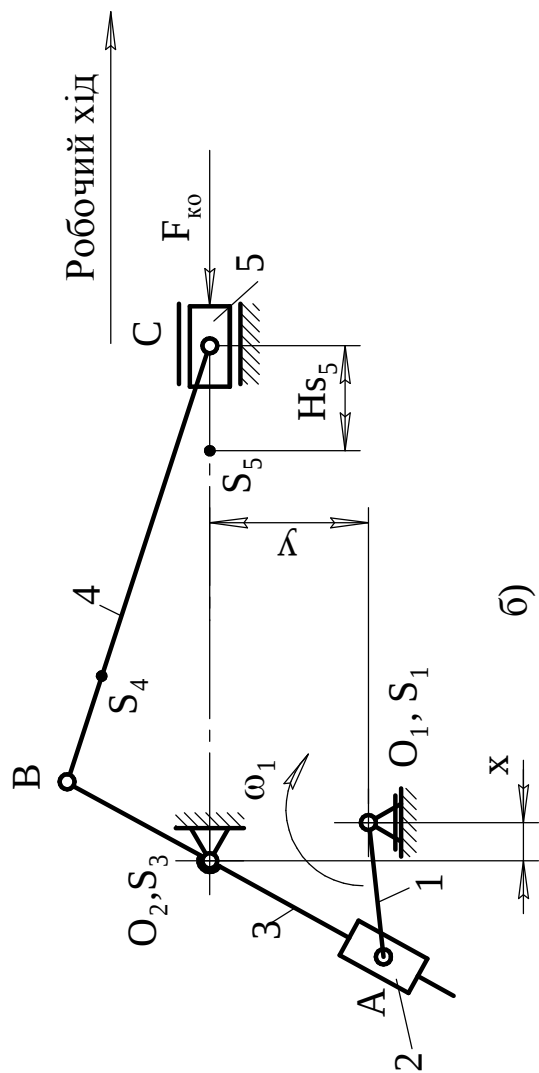
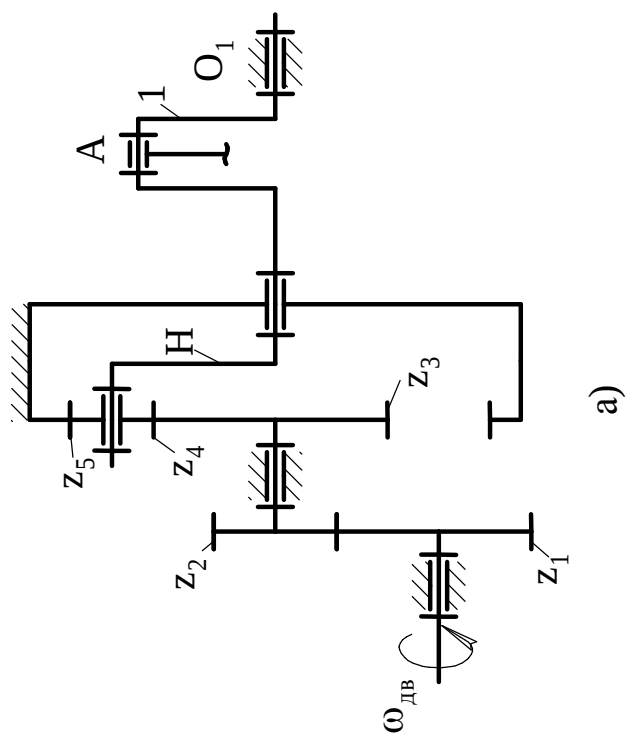
- а - привод механізму;
- б - важільний механізм ;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма зміни сили корисного опору;

Рисунок 4 - Механізми подачі заготовок

Таблиця 4 - Вихідні дані для проектування і дослідження механізмів подачі заготовок

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Число зубців коліс	z_4	-	16	17	18	14	16	13	14	12
	z_5	-	33	31	32	33	34	35	34	33
Модуль коліс z_4 і z_5	m	мм	6	5	6	5	6	5	6	5
Частота обертання кривошипа і кулачка	n_1	об/хв	120	110	115	120	125	130	125	120
Передаточне відношення планетарного редуктора	U_{1H}	-	3.8	4.0	4.4	4.8	5.2	5.6	5.2	4.8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Довжини ланок	l_{AB}	м	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16
	l_{BC}	м	0.95	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
	l_{DE}	м	0.60	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85
	l_{DC}	м	0.42	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70
	l_{EF}	м	0.25	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32
	c	м	0.46	0.40	0.44	0.48	0.52	0.56	0.60	0.64
Відстань між осями опор	b	м	0.23	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32
	a	м	0.95	0.8	0.9	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2
Вага ланок	G_2	Н	330	350	340	330	320	310	300	290
	G_3	Н	410	400	390	380	370	360	350	340
	G_4	Н	90	100	95	90	85	80	90	85
	G_5	Н	920	950	930	910	860	870	880	780
Сила опору	F_{KO}	Н	4000	4200	4100	4000	4100	4200	4300	4400
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ	-	1/30	1/35	1/40	1/32	1/42	1/38	1/36	1/35
Хід штовхача	h	мм	15	20	18	16	14	12	18	20
Кут робочого профілю	φ_p	град	165	160	170	180	190	200	195	175
Кут передачі руху	γ	град	75	80	85	90	85	75	80	70
Закон руху	N	-	2	3	5	6	7	9	2	3

Завдання 5



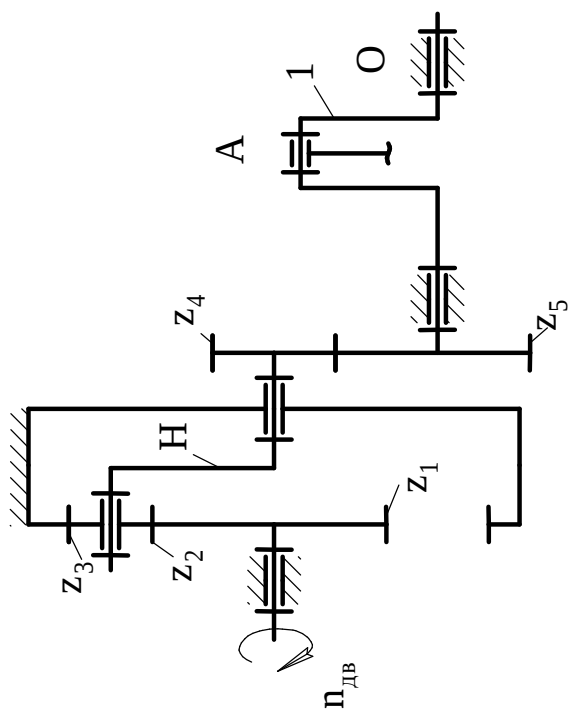
- а - привод формувальної машини;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма сил корисного опору

Рисунок 5 - Механізми формувальної машини

Таблиця 5 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів формувальної машини

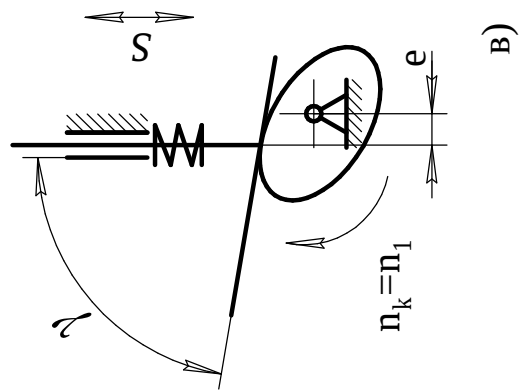
Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	105	110	115	120	125	130	135	145
Число зубців коліс	z_1	–	13	10	13	14	12	13	12	10
	z_2	–	36	30	26	33	24	39	26	25
Модуль коліс передачі	m	мм	6	5	4	5	6	6	7	4
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{зн}$	–	4,6	5,6	6,6	7,6	8,6	9,6	10,6	3,8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	x	м	0,07	0,09	0,10	0,07	0,08	0,00	0,05	0,04
	y	м	0,07	0,08	0,09	0,07	0,07	0,12	0,14	0,10
Довжини ланок	l_{O1A}	м	0,15	0,18	0,20	0,14	0,16	0,25	0,30	0,20
	l_{O2B}	м	0,22	0,25	0,28	0,20	0,23	0,40	0,48	0,32
	l_{BC}	м	0,60	0,75	0,80	0,55	0,65	1,00	1,20	0,80
Маса ланок	m_3	кг	5,00	5,20	6,00	4,50	4,70	4,00	3,80	3,90
	m_4	кг	12,00	13,00	15,00	11,00	12,00	11,00	10,00	10,00
	m_5	кг	25,00	26,00	30,00	22,00	24,00	20,00	19,00	21,00
	J_{S1}	кг·м ²	0,25	0,30	0,28	0,20	0,23	0,20	0,18	0,20
	J_{S3}	кг·м ²	0,31	0,28	0,32	0,30	0,32	0,33	0,29	0,31
Моменти інерції ланок	J_{S4}	кг·м ²	0,60	0,50	0,62	0,60	0,63	0,64	0,51	0,50
	J_D	кг·м ²	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,06	0,06	0,06
Сила опору	$F_{ко}$	Н	600,00	700,00	750,00	580,00	680,00	400,00	450,00	500,00
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ	-	0,05	0,06	0,06	0,05	0,05	0,06	0,06	0,05
Хід штовхача	h	мм	15	20	25	30	10	12	18	26
Фазові кути	$\varphi_B = \varphi_H$	град	80	90	100	110	120	130	140	85
	$\varphi_{дв}$	град	20	15	10	5	0	0	0	20
Кут передачі	γ	град	90	85	75	80	75	85	90	90
Ексцентриситет	e	мм	5	7	8	10	12	0	0	0
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 6

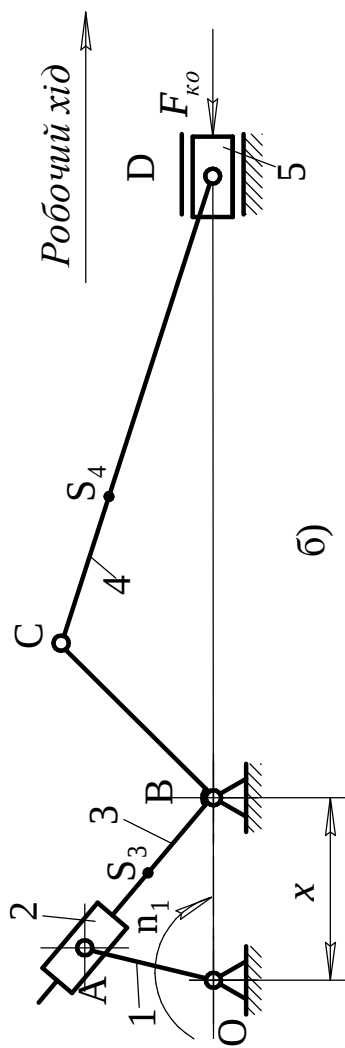


а)

112



б)



в)

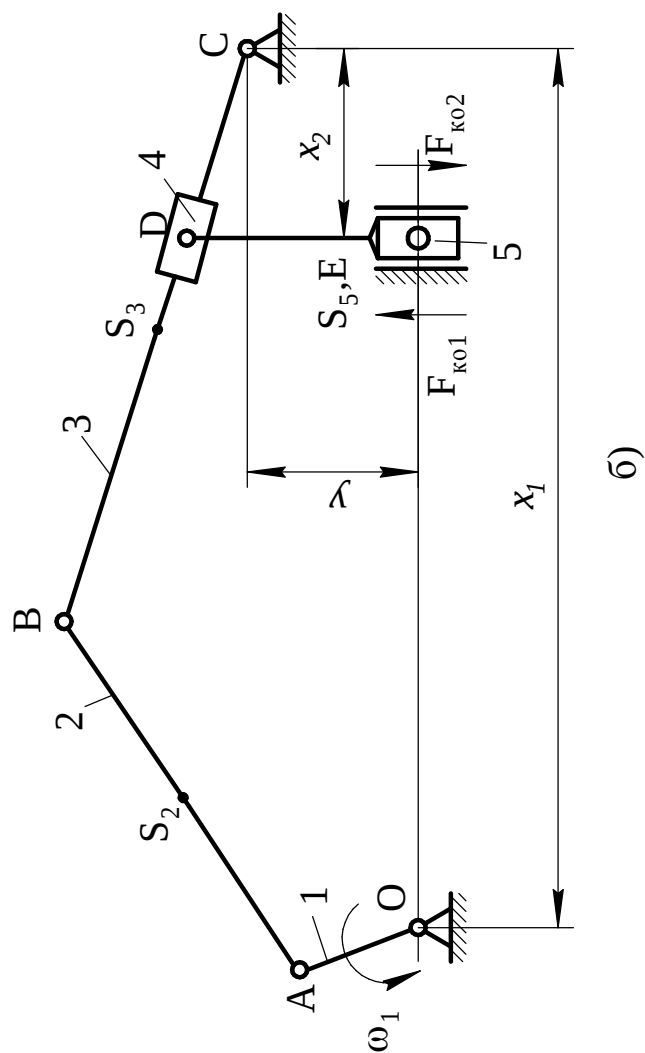
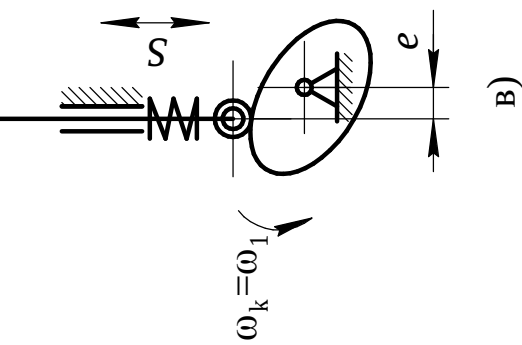
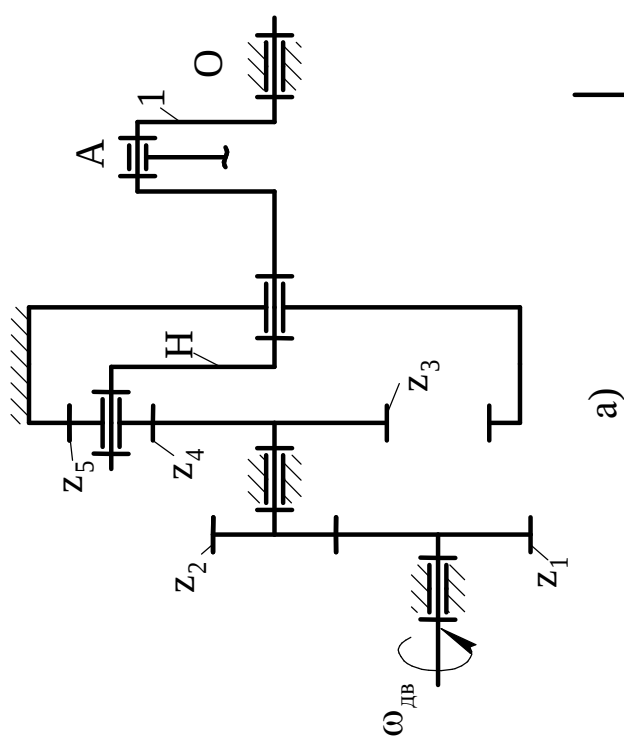
а - привод механізму грохоту;
б - важільний механізм;
в - кулачковий механізм

Рисунок 6- Механізми грохоту

Таблиця 6 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів грохоту

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1000	950	900	950	1050	1100	1150	1200
Число зубців коліс	z_4	—	12	13	14	12	13	14	12	13
	z_5	—	28	36	38	29	26	33	34	31
Модуль коліс передач	m	мм	3,5	3	3,0	4,0	4,5	3,5	4,0	3,5
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{пн}$	—	8,5	6,6	7,6	7,5	5,8	4,8	8,7	6,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$l_{оА}$	м	0,30	0,25	0,20	0,35	0,40	0,20	0,25	0,28
	$l_{вС}$	м	0,24	0,20	0,16	0,28	0,32	0,15	0,18	0,20
	$l_{сД}$	м	1,05	0,90	0,70	1,25	1,40	0,80	1,00	1,15
	x	м	0,09	0,08	0,06	0,11	0,12	0,10	0,15	0,08
	m_3	кг	10,00	8,00	6,00	10,00	12,00	11,00	7,00	9,00
Маса ланок	m_4	кг	15,00	16,0	14,00	18,00	20,00	14,00	16,00	20,00
	m_5	кг	200,00	250,0	180,00	300,00	350,00	180,0	250,00	220,00
	$J_{о1}$	кг·м ²	0,52	0,50	0,50	0,55	0,60	0,50	0,55	0,60
Моменти інерції ланок	J_{S3}	кг·м ²	1,60	1,40	1,00	1,80	2,00	1,20	1,30	1,40
	J_{S4}	кг·м ²	3,50	3,00	2,80	4,00	4,50	2,80	3,00	4,0
	J_D	кг·м ²	0,15	0,25	0,15	0,15	0,20	0,20	0,15	0,25
Сила опору	$F_{к0}$	кН	40	50	35	60	70	35	50	55
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ	—	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,50	0,50	0,50
Хід штовхача	h	мм	8	10	7	8	9	7	8	9
Ексцентриситет	e	мм	3	0	6	5	0	0	6	5
Кут передачі руху	γ	град	70	75	82	90	90	85	70	75
Фазові кути	$\varphi_{в=фн}$	град	60	65	57	64	58	55	63	60
	$\varphi_{дв}$	град	5	20	10	10	15	10	20	10
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 7



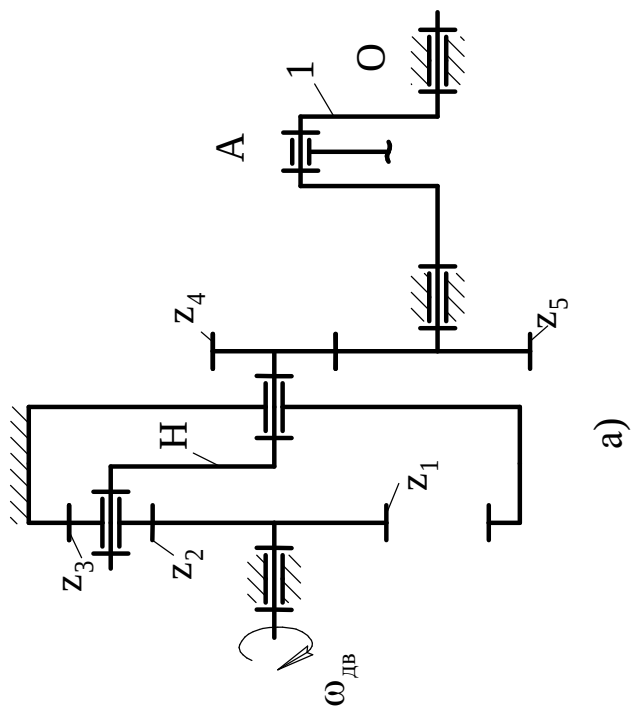
- а - привод верстата;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм

Рисунок 7 - Механізми верстата холодної калібровки труб

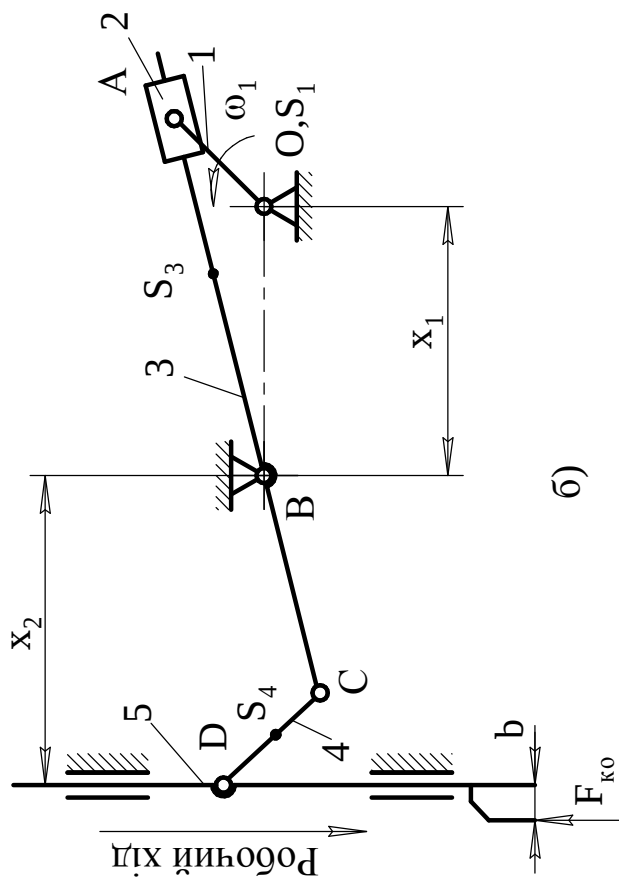
Таблиця 7 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів верстата холодної калібровки труб

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	103	90	147	110	157	81	177	133
Число зубців коліс	z_1	–	14	13	12	15	12	13	14	15
	z_2	–	48	42	40	47	43	44	45	50
Модуль коліс передачі z_1 і z_2	m	мм	10	12	10	13	12	10	15	13
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{зн}$	–	5,0	4,0	5,5	5,0	4,5	4,0	5,5	5,0
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
	l_{OA}	м	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,18
	l_{AB}	м	0,30	0,33	0,34	0,38	0,39	0,40	0,40	0,37
	l_{BC}	м	0,75	0,78	0,80	0,82	0,90	0,95	1,0	0,92
	x_1	м	0,70	0,73	0,74	0,80	0,85	0,88	0,92	0,85
	x_2	м	0,28	0,30	0,30	0,35	0,35	0,36	0,40	0,37
	y	м	0,17	0,20	0,20	0,21	0,21	0,23	0,24	0,22
	m_2	кг	15	18	20	22	25	23	19	21
Маси ланок	m_3	кг	80	90	85	95	100	105	110	120
	m_5	кг	800	900	1000	1100	1200	1300	1250	1400
	J_{S2}	кг·м ²	0,12	0,11	0,13	0,14	0,14	0,13	0,14	0,15
	J_{S3}	кг·м ²	0,25	0,25	0,30	0,35	0,33	0,32	0,36	0,38
Моменти інерції ланок	J_D	кг·м ²	0,05	0,05	0,06	0,06	0,04	0,06	0,07	0,08
	F_{KO1}	кН	12	11	13	16	14	17	15	20
	F_{KO2}	кН	0,9	0,95	0,975	0,10	0,105	0,11	0,112	0,13
Коеф. нерівномірності руху	δ	-	0,07	0,04	0,05	0,06	0,06	0,05	0,05	0,06
Хід штовхача	h	мм	50	55	70	75	80	65	60	70
Фазові кути	ϕ_B	град	60	70	80	90	100	90	85	75
	$\phi_{дв}$	град	10	15	10	15	20	10	20	15
	ϕ_H	град	120	130	140	90	120	110	80	150
Кут тиску	ν	град	25	30	30	25	30	30	25	27
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

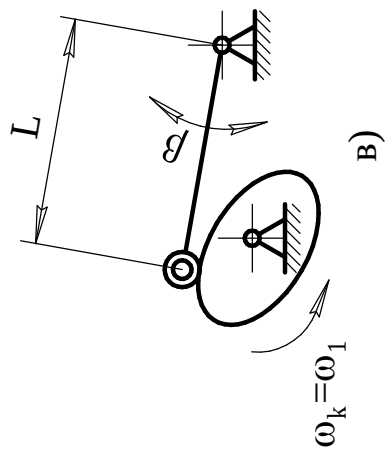
Завдання 8



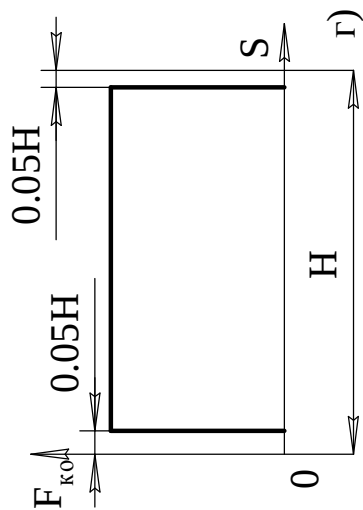
116



б)



в)



г)

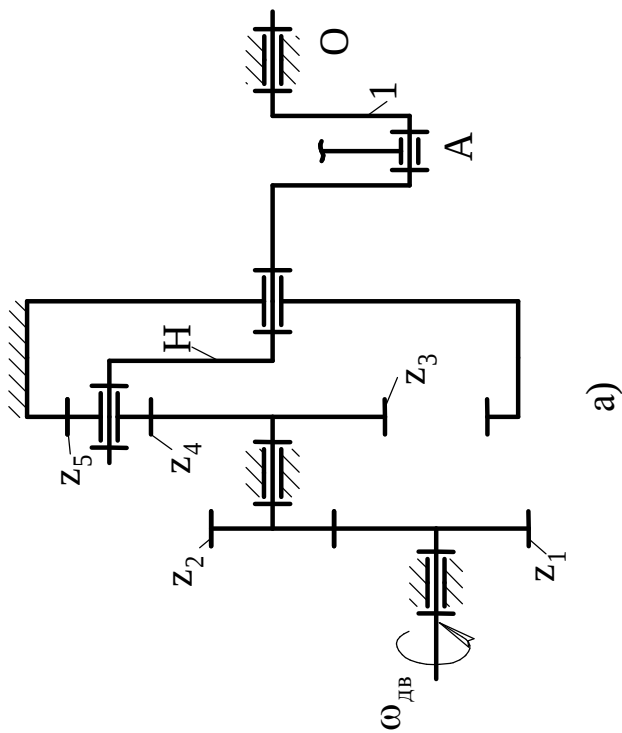
- а - привод верстага;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма сил корисного опору

Рисунок 8 - Механізми довального верстага

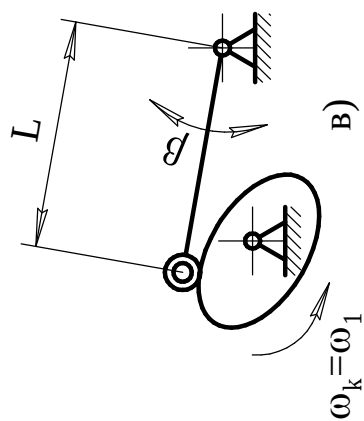
Таблиця 8 – Вихідні дані для проєктування та дослідження механізмів довбального верстага

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	157	168	225	168	270	252	250	238
Число зубців коліс	z_4	–	14	13	12	15	11	14	12	14
	z_5	–	22	26	18	28	22	28	15	26
Модуль коліс передачі z_4 та z_5	m	мм	5	4	8	8	4	8	8	4
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{пн}$	–	10	7	10	6	9	7	10	8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$x_1=2x_2$	м	0,15	0,19	0,19	0,21	0,10	0,13	0,20	0,15
	$y_1=1,3y_2$	м	0,16	0,20	0,22	0,18	0,12	0,14	0,18	0,16
	b	м	0,08	0,10	0,11	0,09	0,05	0,07	0,09	0,08
Довжини ланок	l_{OA}	м	0,10	0,12	0,13	0,15	0,11	0,09	0,17	0,11
	l_{BC}	м	0,10	0,12	0,10	0,11	0,10	0,09	0,10	0,11
	l_{CD}	м	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,06	0,05
Маса ланок	m_3	кг	22	25	20	18	17	18	25	20
	m_4	кг	4,5	5	4	4	3,5	4	5	4
	m_5	кг	45	45	40	40	35	40	45	40
Моменти інерції ланок	J_{S1}	кг·м ²	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,4	0,5	0,4
	J_{S3}	кг·м ²	0,7	0,8	0,8	0,6	0,5	0,7	0,7	0,6
	J_d	кг·м ²	0,02	0,03	0,02	0,01	0,02	0,01	0,04	0,02
Сила корисного опору	$F_{ко}$	кН	1,6	1,5	2	1,6	1,5	1,6	1,2	2
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ		0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,03
Кутовий хід коромисла	β	град	20	30	25	30	20	25	30	20
Довжина коромисла	L	мм	100	90	120	80	150	110	80	100
Кут тиску	ν	град	40	40	45	30	30	35	35	30
Фазові кути	$\varphi_B=\varphi_H$	град	60	70	65	60	55	70	65	60
	$\varphi_{дв}$	град	0	0	10	10	5	0	0	10
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 9



118



- а - привод верстата;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма сил корисного опору.

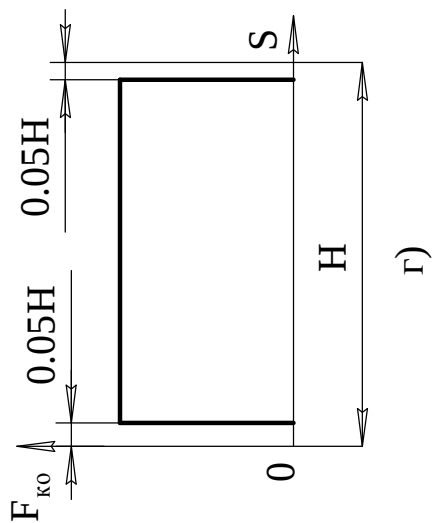


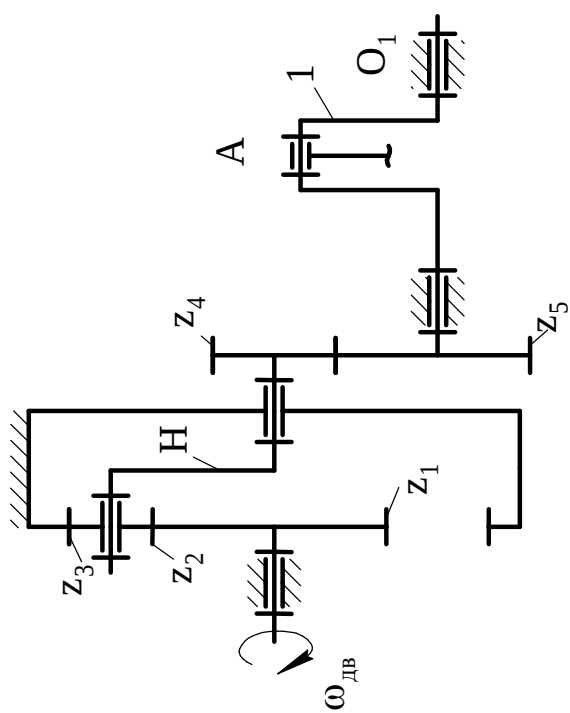
Рисунок 9 - Механізми зубодовального верстата

Таблиця 9 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів зубодовбального верстата

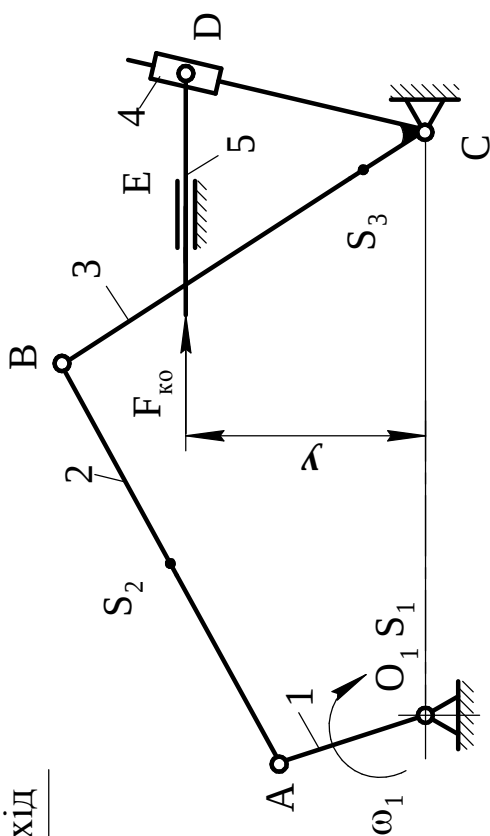
Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	105	110	115	120	125	130	135	150
Число зубців коліс	z_1	-	12	12	10	13	9	14	11	12
	z_2	-	24	27	20	20	12	22	22	18
Модуль коліс передачі z_1 і z_2	m	мм	8	6	8	8	10	8	8	8
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{зн}$	-	7,2	6,2	8,2	9,2	10,2	7,5	6,5	12,2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Довжини ланок	l_{OA}	м	0,15	0,10	0,16	0,20	0,12	0,14	0,10	0,15
	l_{AB}	м	0,65	0,43	0,68	0,87	0,52	0,61	0,43	0,65
	l_{BC}	м	0,65	0,43	0,68	0,87	0,52	0,61	0,43	0,65
	l_{CD}	м	0,23	0,15	0,25	0,31	0,18	0,21	0,15	0,23
Координати опор	b	м	0,05	0,07	0,08	0,06	0,09	0,04	0,10	0,05
	x_1	м	0,75	0,50	0,80	1,00	0,60	0,70	0,50	0,75
	x_2	м	0,24	0,06	0,27	0,32	0,19	0,22	0,16	0,24
	y	м	0,60	0,40	0,64	0,80	0,48	0,56	0,40	0,60
Маса ланок	m_2	кг	5,00	4,00	5,10	6,00	4,00	4,20	4,00	5,00
	m_3	кг	6,00	5,00	6,20	7,00	5,00	5,30	5,00	6,00
	m_5	кг	24,00	18,00	25,00	25,00	18,00	23,00	18,00	24,00
	J_{O1}	кг·м ²	0,30	0,20	0,31	0,36	0,22	0,34	0,20	0,30
Моменти інерції ланок	J_{S2}	кг·м ²	0,07	0,05	0,07	0,08	0,06	0,06	0,05	0,08
	J_{S3}	кг·м ²	0,12	0,10	0,12	0,14	0,10	0,12	0,10	0,13
	J_B	кг·м ²	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,08	0,08
	F_{KO}	Н	1350	1450	1750	2400	1200	1500	1800	1600
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ	-	0,06	0,08	0,06	0,06	0,08	0,08	0,06	0,07
Кутовий хід коромисла	β	град	15	14	12	15	16	17	18	16
Довжина коромисла	L	мм	125	150	140	150	160	130	135	146
Кут тиску	ν	град	40	35	45	55	40	50	45	45
Фазові кути	$\varphi_B = \varphi_H$	град	60	65	55	60	70	65	75	80
	$\varphi_{дв}$	град	0	10	5	0	5	10	15	20
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 10

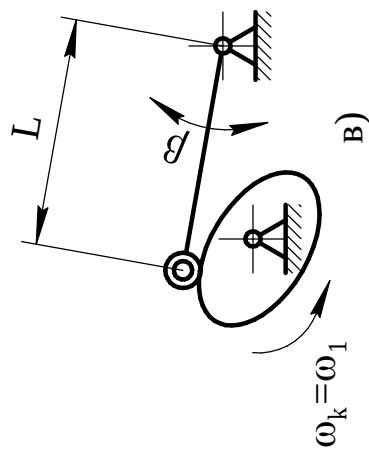
Робочий хід



а)



б)



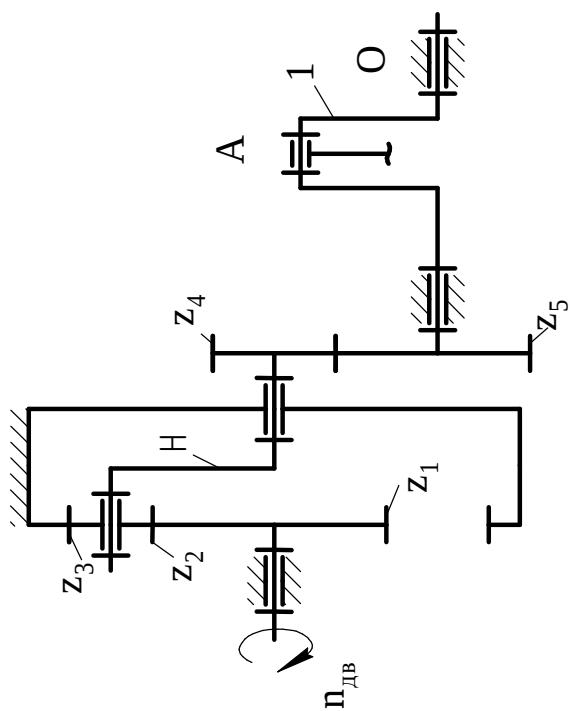
а - привод верстата;
б - важільний механізм;
в - кулачковий механізм

Рисунок 10 - Механізми зубошугального верстата

Таблиця 10 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів зубостругального верстата

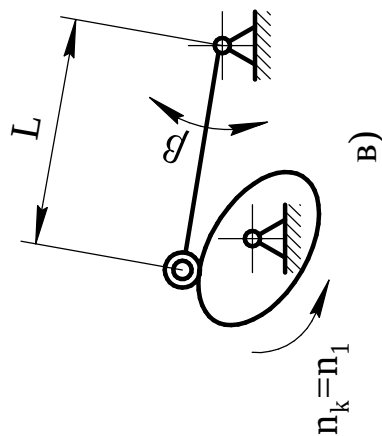
Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутлова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	140	150	280	260	160	130	140	270
Число зубців коліс	z_4	-	12	13	14	11	15	12	10	12
	z_5	-	32	33	34	35	37	35	39	30
Модуль коліс передачі z_4 і z_5	m	мм	10	10	12	12	8	8	9	9
Передагочне відношення планетарного механізму	$U_{ПН}$	-	4,0	4,5	5,0	5,5	4,0	4,5	5,0	5,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	L_{OA}	м	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,06
	$L_{AB}=L_{BC}$	м	0,24	0,26	0,20	0,25	0,28	0,30	0,32	0,25
	L_{OC}	м	0,34	0,37	0,28	0,35	0,39	0,42	0,45	0,35
	y	м	0,17	0,18	0,14	0,18	0,20	0,21	0,23	0,17
	m_1	кг	5	6	7	8	9	9	8	10
Маса ланок	m_2	кг	10	12	13	14	14	11	13	14
	m_3	кг	13	16	18	20	18	14	15	17
	m_5	кг	15	18	20	22	20	16	17	19
	J_{O1}	кг·м ²	0,12	0,14	0,16	0,18	0,13	0,15	0,17	0,16
Моменти інерції ланок	J_{S2}	кг·м ²	0,10	0,12	0,14	0,16	0,11	0,13	0,15	0,14
	J_{S3}	кг·м ²	0,20	0,22	0,33	0,45	0,33	0,44	0,33	0,30
	J_d	кг·м ²	0,02	0,02	0,03	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03
	$F_{ко}$	Н	500	800	1000	1500	1100	1300	900	2000
Коеф. нерівномірності руху	δ		0,02	0,01	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Довжина коромисла	L	мм	130	120	140	120	130	140	140	130
Кутовий хід коромисла	β	град	14	15	16	17	18	19	20	19
Кут тиску	ν	град	20	18	20	24	16	18	22	24
Фазові кути	$\varphi_B=\varphi_H$	град	140	135	130	138	133	130	138	135
	$\varphi_{дв}$	град	40	30	35	40	30	35	35	30
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 11

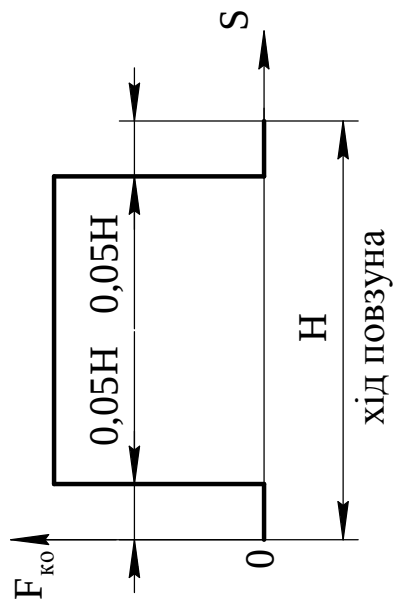


а)

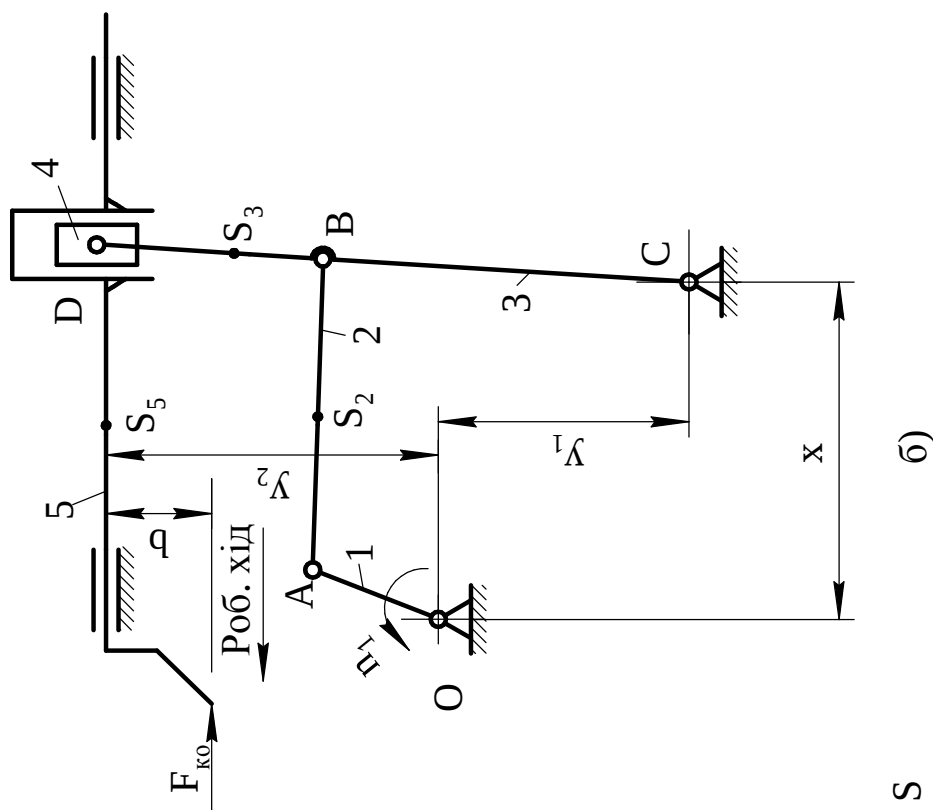
122



б)



г)



б)

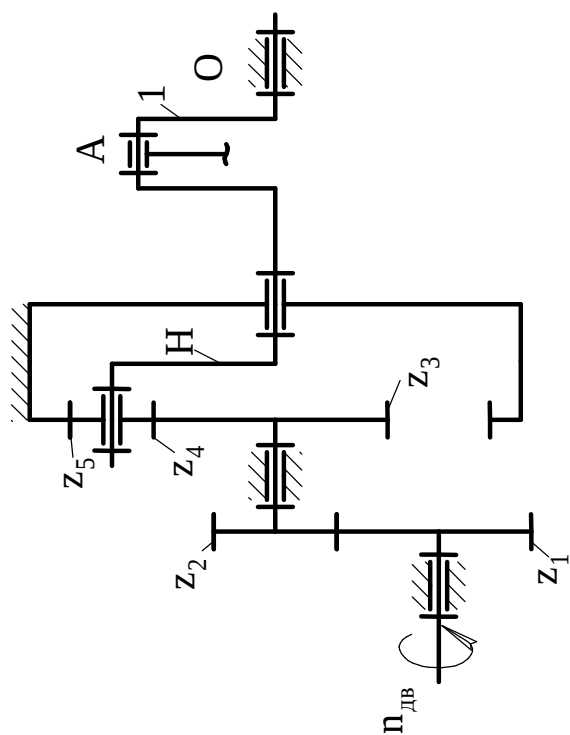
- а - привод верстага;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма сил корисного опору

Рисунок 11 - Механізми поперечно-стругального верстага

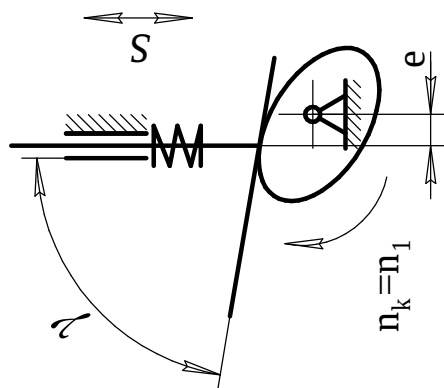
Таблиця 11 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів поперечно-стругального верстата

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	950	1400	2800	750	950	1450	2850	900
Число зубців коліс	z_4	–	14	13	12	15	11	14	12	13
	z_5	–	26	22	25	28	23	27	26	28
Модуль коліс передачі	m	мм	5,0	5,5	5,0	5,0	6,0	5,0	5,0	5,5
Передаточне відношення планетарного механізму	U_{1n}	–	9,8	10,8	8,8	7,8	6,8	10,7	9	5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
	$L_{OA}=b$	м	0,12	0,10	0,13	0,13	0,12	0,11	0,11	0,12
	$L_{AB}=x$	м	0,40	0,45	0,40	0,45	0,37	0,38	0,40	0,42
	$L_{CD}=1,5L_{CB}$	м	0,7	0,7	0,8	0,8	0,75	0,75	0,7	0,8
	$y_2=1,5y_1$	м	0,43	0,42	0,49	0,50	0,46	0,47	0,43	0,49
Маси ланок	m_2	кг	6	8	6	6	8	8	6	7
	m_3	кг	20	22	24	25	23	22	20	22
	m_5	кг	40	35	38	42	40	45	38	45
Моменти інерції ланок	J_{S1}	кг·м ²	0,30	0,35	0,30	0,35	0,32	0,33	0,35	0,30
	J_{S2}	кг·м ²	0,45	0,42	0,43	0,45	0,42	0,43	0,46	0,44
	J_C	кг·м ²	0,62	0,60	0,65	0,68	0,70	0,75	0,62	0,68
Сила опору	$F_{ко}$	кН	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,3	2,2
Коеф. нерівномірності руху	δ	–	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,020	0,02
Довжина коромисла	L	мм	150	160	170	180	150	175	180	160
Кутовий хід коромисла	β	град	20	25	30	27	24	30	25	30
Кут тиску	ν	град	30	30	35	35	32	32	35	35
Фазові кути профілю кулачкового механізму	φ_B	град	50	55	60	60	65	60	55	55
	$\varphi_{дв}$	град	50	60	25	45	30	20	25	15
	φ_n	град	100	110	120	120	130	120	110	110
Закон руху	N	–	1	2	3	4	5	6	7	8

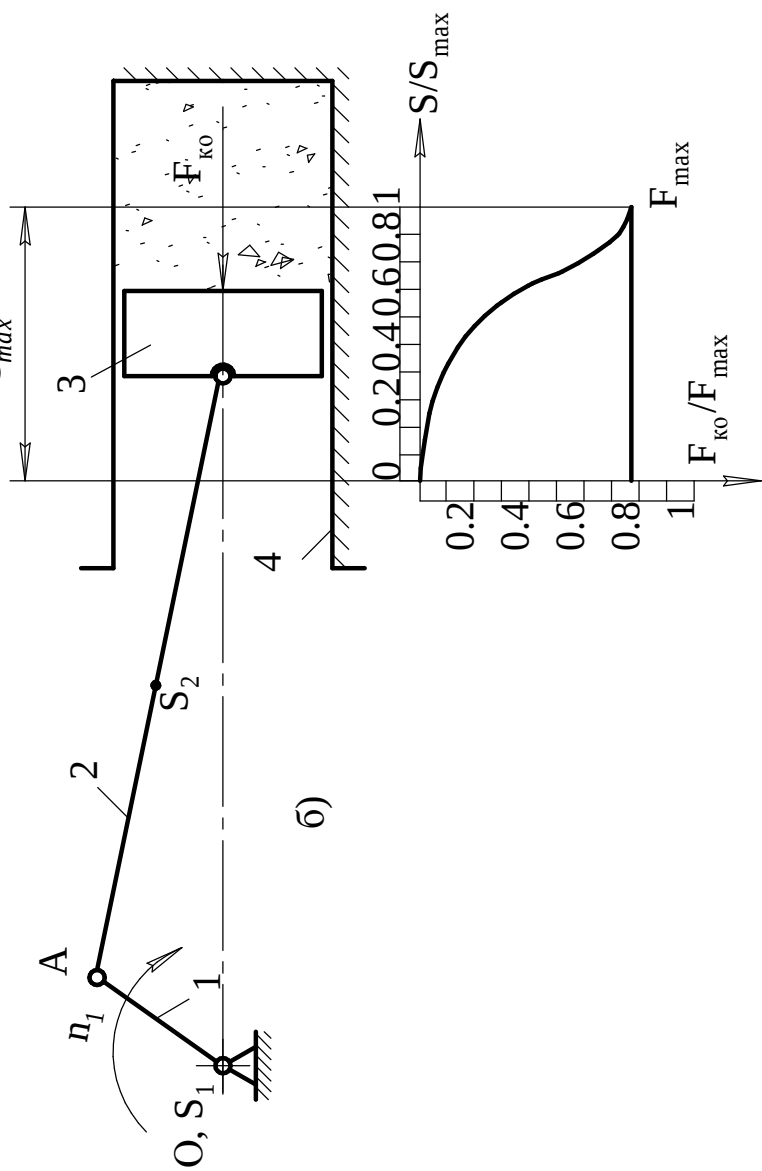
Завдання 12



а)



б)



в)

г)

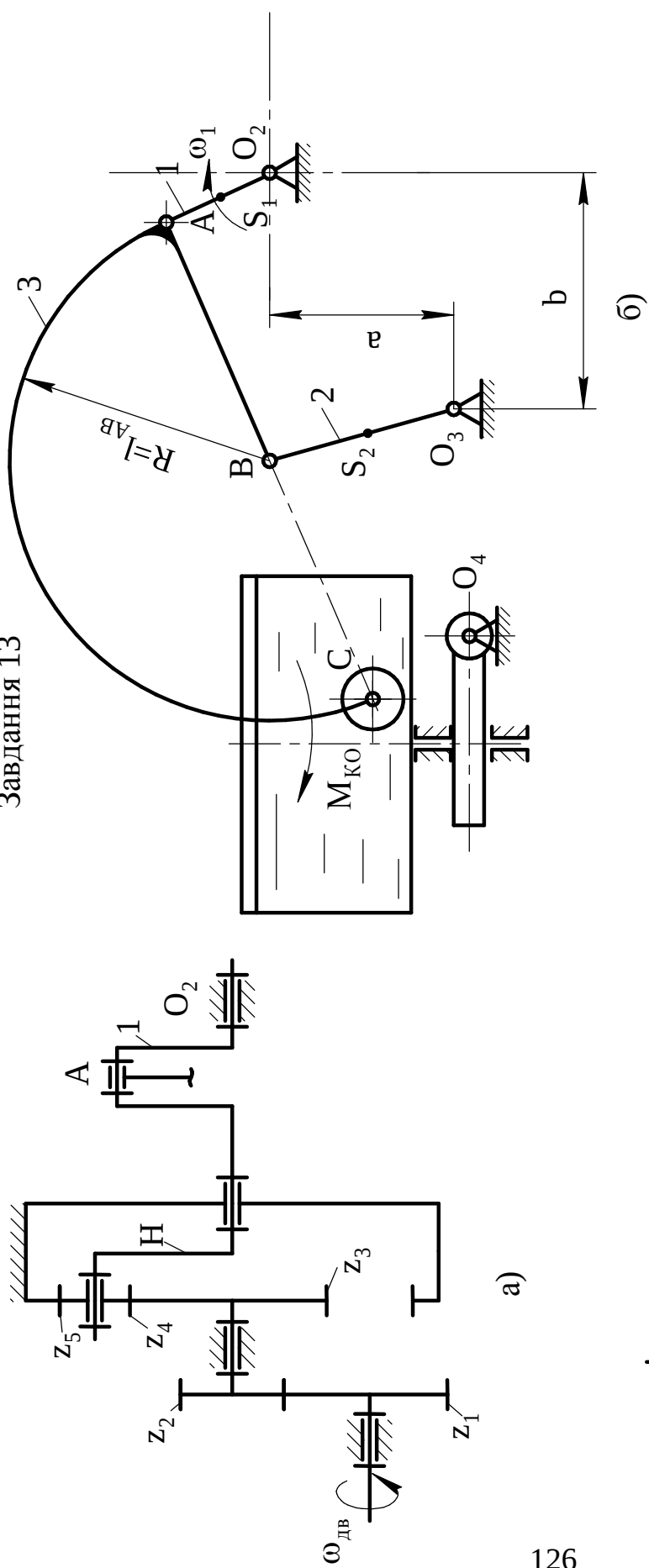
- а - привод механізму;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма зміни сили корисного опору

Рисунок 12 - Механізми сінного пресу

Таблиця 12 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів сінного пресу

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	640	610	530	600	550	600	680	700
Число зубців коліс	z_1	–	15	12	14	11	13	15	12	13
	z_2	–	30	24	28	24	26	30	24	26
Модуль коліс передачі	m	мм	5	4	5	4	3	5	3	5
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{ЗН}$	–	1,50	1,53	1,32	1,36	1,44	1,40	1,60	1,48
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	L_{OA}	мм	95	100	105	110	90	80	70	60
	L_{AC}	мм	332	350	370	380	310	280	240	210
	L_{AS2}	мм	116	120	130	133	108	100	85	70
Маси ланок	m_2	кг	5,0	5,1	5,1	5,2	4,9	4,8	4,7	4,6
	m_3	кг	2,0	2,1	2,2	2,3	1,4	1,8	1,7	1,6
Моменти інерції ланок	I_{S0}	кгм ²	0,022	0,024	0,026	0,028	0,021	0,020	0,018	0,016
	I_{2S}	кгм ²	0,093	0,106	0,118	0,127	0,080	0,072	0,046	0,034
Максимальна сила корисного опору	F_{max}	Н	1200	1000	900	1100	1300	1400	1600	1500
Коефіцієнт нерівномірності руху механізму.	δ	–	1/75	1/75	1/70	1/70	1/80	1/80	1/90	1/90
Хід штовхача	h	мм	38	32	26	40	44	30	28	36
Фазові кути	φ_B	град	60	90	80	110	75	120	80	60
	$\varphi_{дв}$	град	40	40	40	30	30	30	30	15
	φ_H	град	120	100	75	110	90	115	75	120
Кут передачі руху	γ	град	80	90	85	80	90	75	70	80
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 13



а - привод машин;
 б - важільний механізм;
 в - діаграма моменту корисного опору;
 г - кулачковий механізм

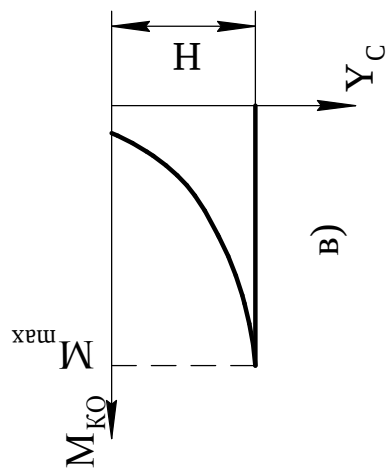
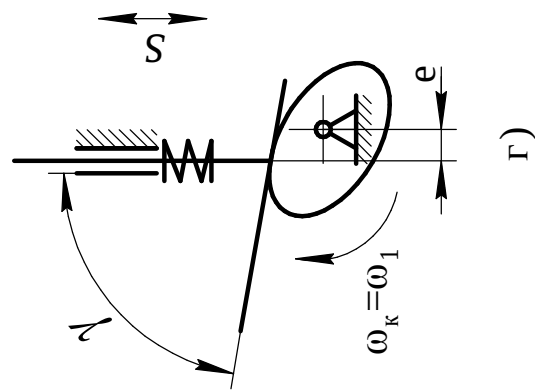
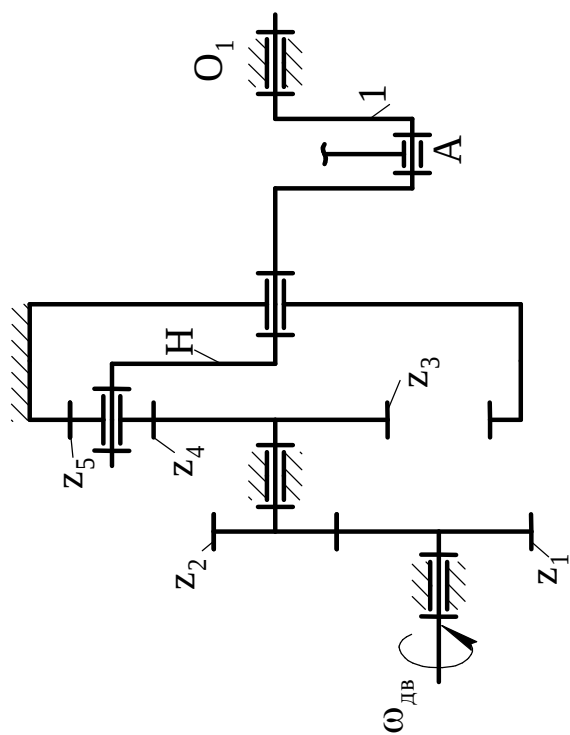


Рисунок 13 - Механізми тістомісильної машини

Таблиця 13 - Вихідні дані для проектування і дослідження механізмів тістомісильної машини

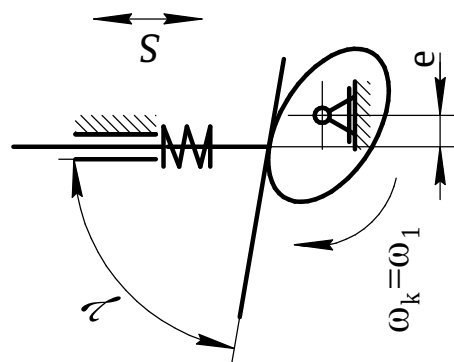
Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість кривошипа і кулачка	ω_1	рад/с	8	5	6	7	5,5	6,5	4,5	4
Число зубців коліс	z_1	–	28	24	22	24	21	20	18	18
	z_2	–	80	84	70	75	74	68	65	60
Модуль коліс z_1 і z_2	m	мм	6	7	8	9	10	11	12	15
Передаточне відношення планетарного редуктора	U_{3H}	-	7	7,5	8	7	6,5	6	5	6,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	a	мм	295	305	315	325	335	345	355	365
	b	мм	495	505	515	525	535	545	555	565
Довжина ланок	r_{O2A}	мм	210	220	230	240	250	260	270	280
	l_{AB}	мм	545	555	565	575	585	595	605	615
	l_{O3B}	мм	375	385	395	405	415	425	435	445
Густина матеріалу ланок	ρ	кг/мм	0,012	0,012	0,013	0,013	0,014	0,015	0,014	0,015
Максимальний момент корисного опору	M_{KO}	Нм	100	120	150	200	220	180	240	160
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	–	0,012	0,013	0,011	0,01	0,01	0,011	0,012	0,011
Хід штовхача	h	мм	10	12	14	15	16	18	16	15
Ексцентриситет	e	мм	5	10	0	0	0	5	8	10
Фазові кути профілю кулачка	ϕ_B	град	120	130	150	110	120	100	120	180
	$\phi_{ДВ}$	град	0	10	50	30	30	40	30	0
	ϕ_H	град	120	130	150	140	140	100	100	180
Кут передачі руху	γ	град	75	80	85	90	85	80	75	70
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 14

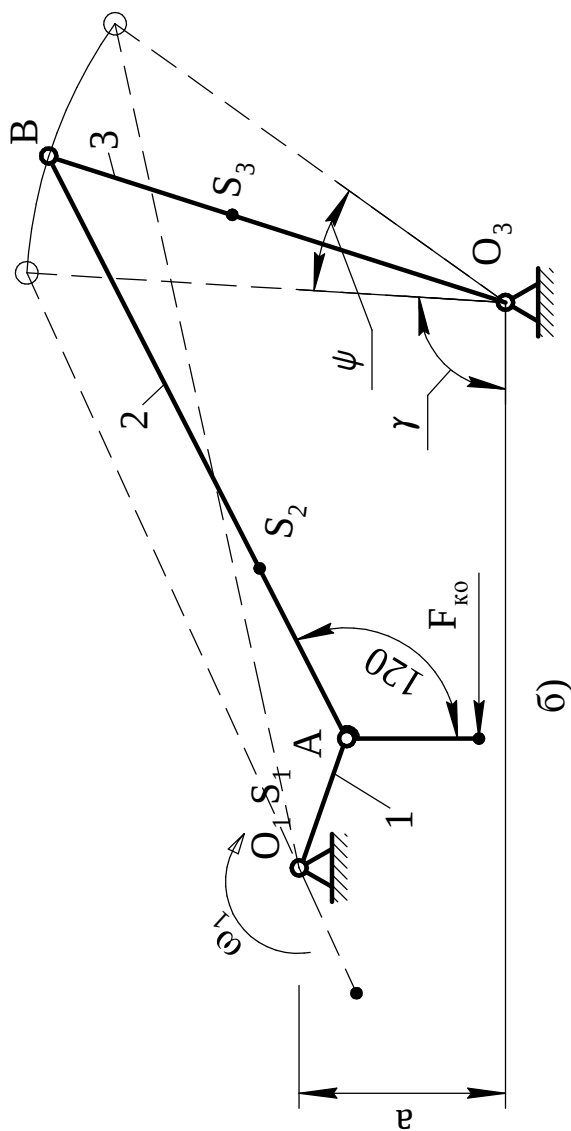


а)

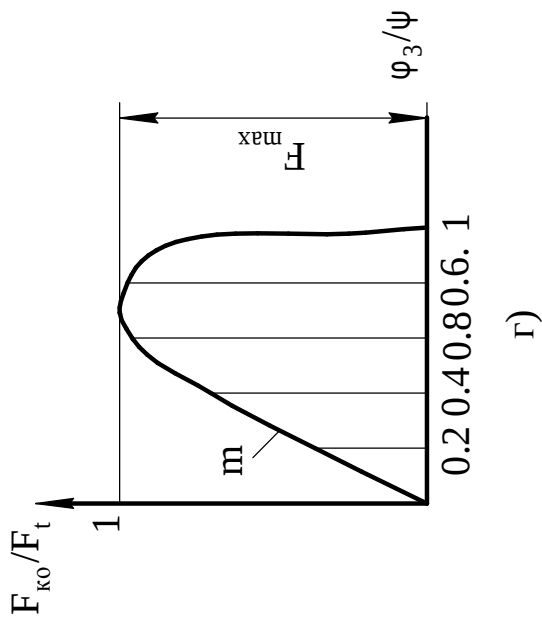
128



б)



в)



г)

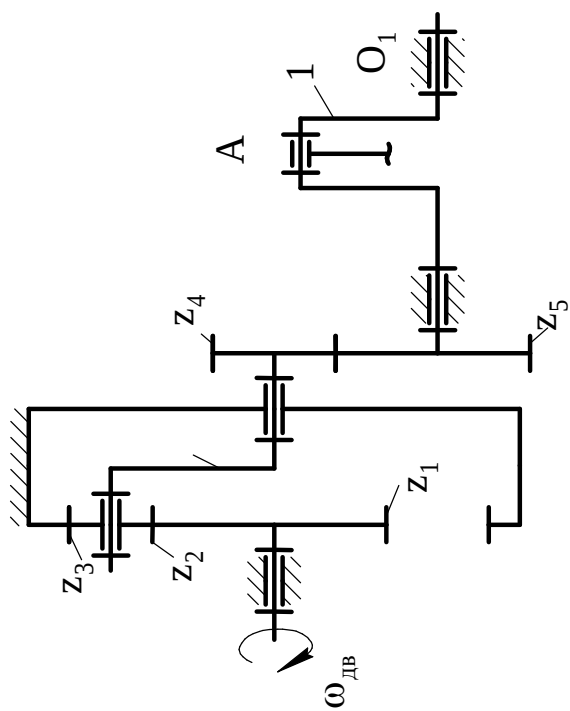
- а - привод комбайна;
- б - важільний механізм комбайна;
- в - кулачковий механізм;
- г - діаграма зміни сил корисного опору;

Рисунок 14 - Механізми зернозбирального комбайна

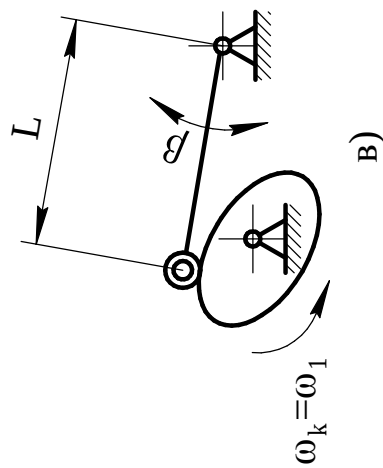
Таблиця 14 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів зернозбирального комбайна

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість кривошипа і кулачка	ω_1	c^{-1}	6,5	8	8,5	6,0	6,8	7	7,8	7,2
Число зубців коліс	z_1	–	16	15	14	13	12	11	16	14
	z_2	–	30	26	27	28	28	30	27	20
Модуль зубчастої передачі $z_1; z_2$	m	мм	7	8	7	8	7	8	7	8
Передаточне відн. планетарного редуктора	$U_{ЗН}$	–	12,1	11,2	10,5	9,8	10,9	11,5	10,3	9,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Довжина коромисла 3	$L_{ОЗВ}$	м	0,5	0,55	0,6	0,64	0,68	0,73	0,48	0,45
Відстань між центрами	a	м	0,2	0,25	0,28	0,22	0,3	0,24	0,2	0,18
Кутова коорд. крайнього положення ланки 3	α	град.	45	47	49	52	55	57	59	61
Кут розмаху коромисла	ψ	град.	39	42	44	47	45	40	48	50
Маса ланок	m_1	кг	10	11	12	13	11	12	9	8
	m_2	кг	27	28	30	36	38	40	25	24
	m_3	кг	7	8	9	10	11	12	6	5
Момент інерції ланок	I_{S1}	$кгм^2$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	1	0,05	0,04
	I_{S2}	$кгм^2$	2,4	2,6	2,8	3	3,5	3,5	2,2	2
	I_{S3}	$кгм^2$	0,15	0,17	0,2	0,25	0,28	0,3	0,14	0,12
Максимальна сила корисного опору	$F_{КО(max)}$	Н	400	450	490	560	600	580	500	470
Точка прикладення сили $F_{КО}$	L_{AC}	м	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,29	0,27
Коефіцієнт зміни швидкості ланки 3	K_{ω}	–	1,015	1,04	1,03	1,025	1,035	1,02	1,025	1,02
Коеф. нерівномірності оберт. кривошипа	δ	–	1/30	1/32	1/35	1/40	1/35	1/40	1/32	1/38
Досліджуване положення механізму	–	–	4	2	3	4	5	3	4	5
Кут робочого профілю кулачка	φ_P	град	160	260	190	180	170	175	200	250
Хід штовхача	h	мм	8	9	10	7	11	6	12	8
Кут передачі руху	γ	град	75	80	85	90	85	80	75	90
Закон руху штовхача	N_{ξ}	–	7	2	3	7	2	3	7	2

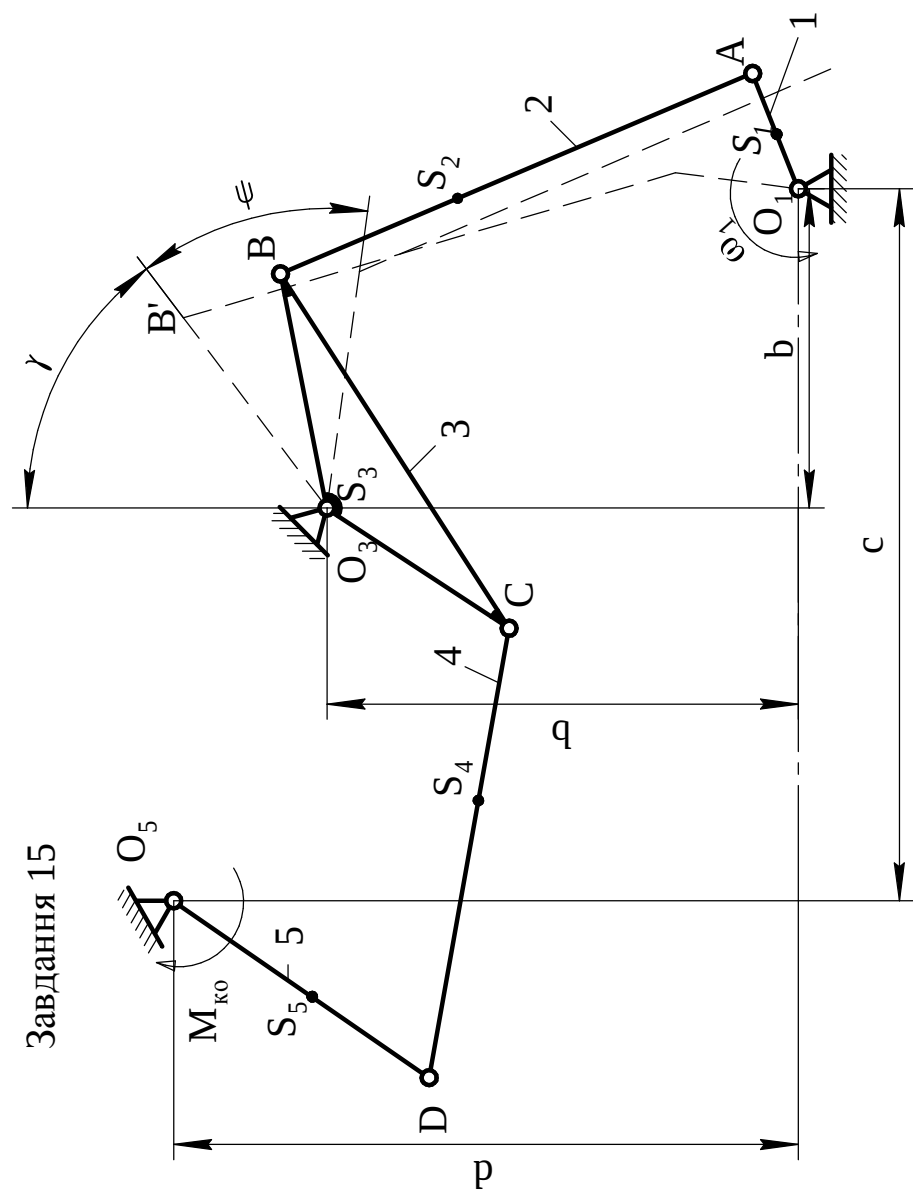
Завдання 15



а)



б)



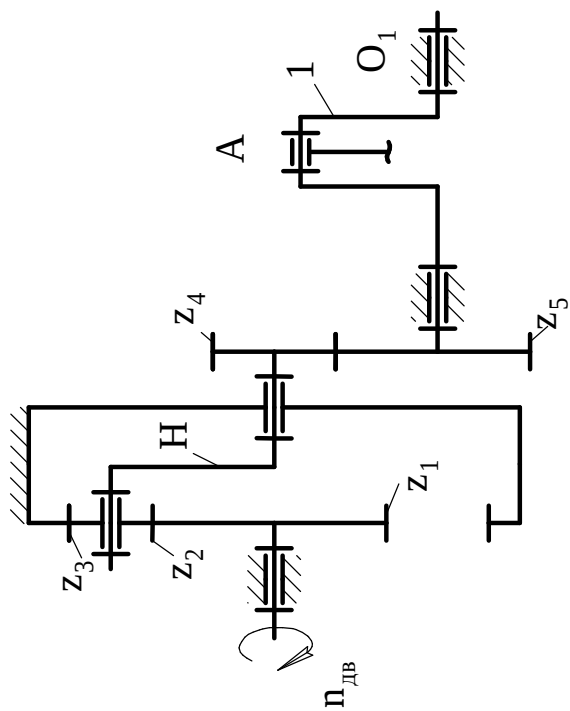
- а - привод комбайна;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;

Рисунок 15- Механізми комбайна

Таблиця 15 - Вихідні дані для проектування і дослідження механізму комбайна

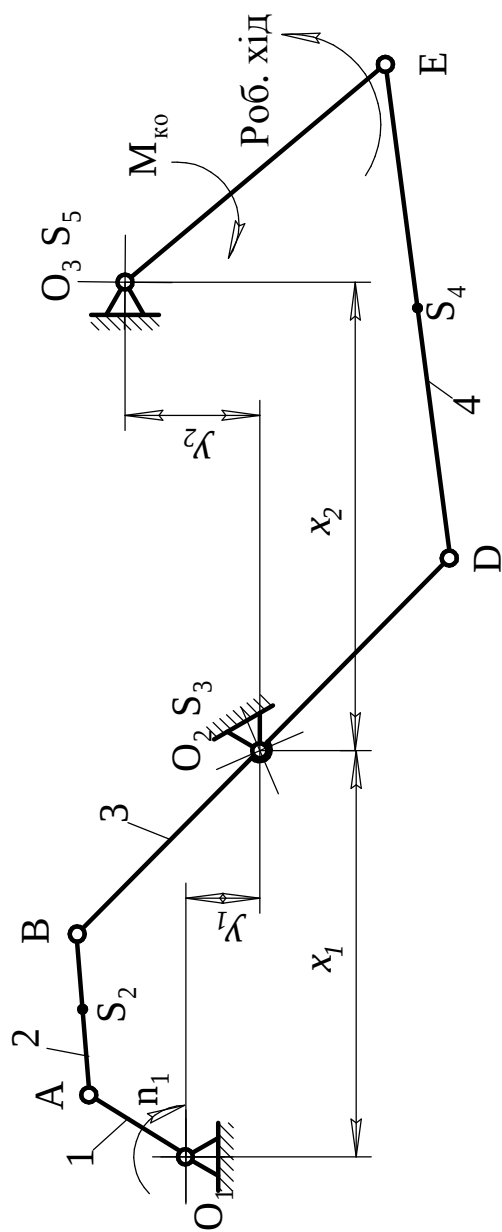
Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання кривошипа і кулачка	ω_1	рад/с	20	21	22	23	24	25	19	18
Число зубців коліс	z_4	-	14	11	12	13	14	15	16	11
	z_5	-	28	29	30	21	24	26	30	24
Модуль коліс z_4 і z_5	m	мм	5	6	6	6	5	8	6	8
Передаточне відношення	U_{1n}	-	4.1	4.3	4.5	4.6	4.8	5.1	5.3	5.5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Коефіцієнт зміни швидкості руху ланки	k_v	-	1.08	10.9	1.10	1.06	1.07	1.05	1.06	1.07
Відстань між центрами O_1 і O_3	b	м	0.15	0.16	0.17	0.16	0.18	0.19	0.14	0.14
Довжина ланки O_3C	L_{O_3C}	м	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.18	0.17
Кутова координата крайнього положення коромисла O_3B	γ	град.	16	17	18	19	22	25	15	13
Кут розмаху коромисла O_3B	ψ	град.	39	42	40	41	42	44	45	36
Довжина коромисла O_3B	L_{O_3B}	м	0.29	0.30	0.31	0.32	0.33	0.34	0.28	0.27
Довжина шатуна CD	L_{CD}	м	0.72	0.75	0.78	0.81	0.83	0.86	0.70	0.68
Довжина коромисла DO_5	L_{DO_5}	м	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.23	0.22
Маса шатуна 2	m_2	кг	5	6	7	8	9	10	4.5	4
Маса ланки 3	m_3	кг	4	4.5	5	5.5	6	6.5	3	3
Маса шатуна 4	m_4	кг	42	45	47	50	52	55	40	38
Маса коромисла 5	m_5	кг	3	4	5	6	7	7.5	35	3
Моменти інерції ланок	I_{S_2}	кгм ²	1	1.2	1.3	1.5	1.6	1.4	0.9	0.8
	I_{S_3}	кгм ²	0.7	0.9	1.1	1.2	1.4	1.3	0.8	0.6
	I_{S_4}	кгм ²	2.2	2.5	2.7	2.9	3.1	2.0	1.8	1.6
	I_{S_5}	кгм ²	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.42	0.18	0.16
	M_{KO}	Нм	184	188	193	197	200	210	180	178
Моменти сил корисного опору										
Кут розмаху коромисла	β	град.	18	12	11	14	16	17	15	18
Довжина коромисла	L	мм	120	180	200	150	200	120	160	160
Кут робочого профілю	φ_p	град	95	105	115	125	135	145	155	165
Закон руху коромисла	N	-	6	7	9	6	7	9	6	7

Завдання 16

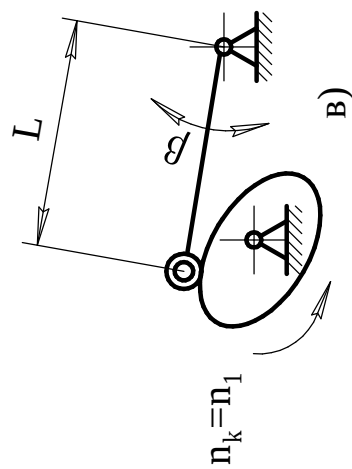


а)

132



б)



в)

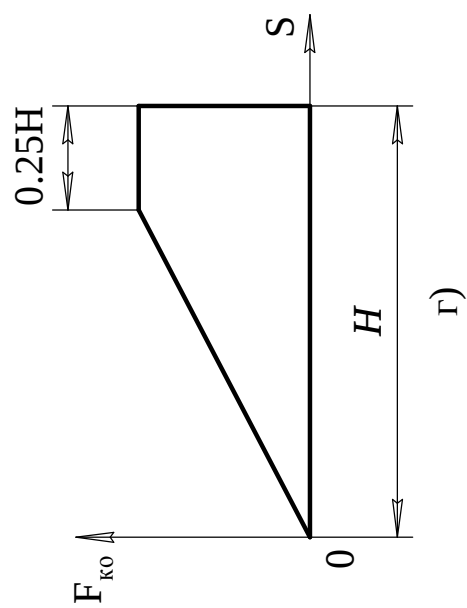
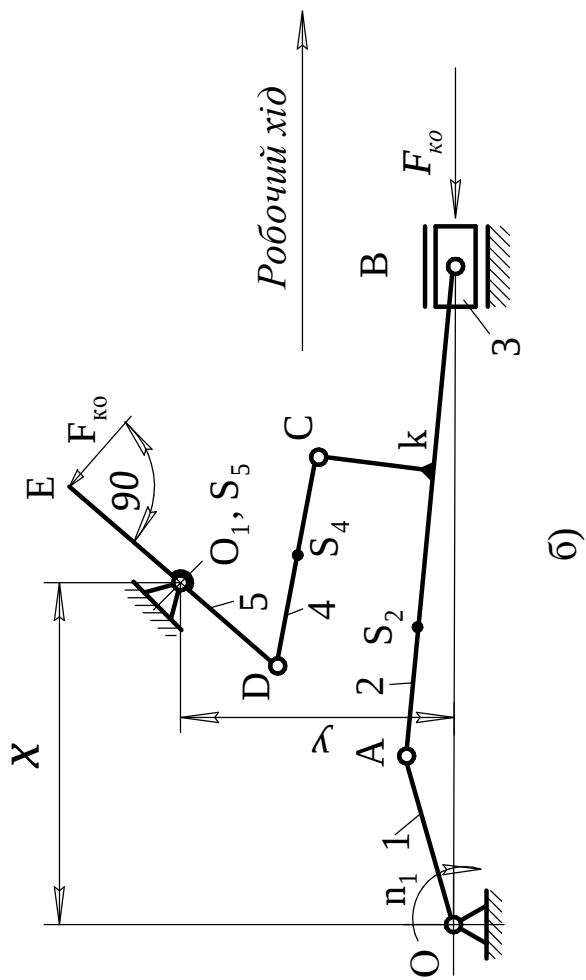
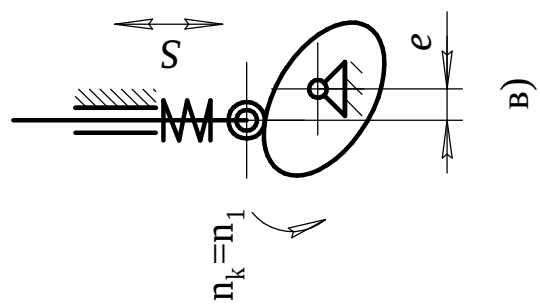
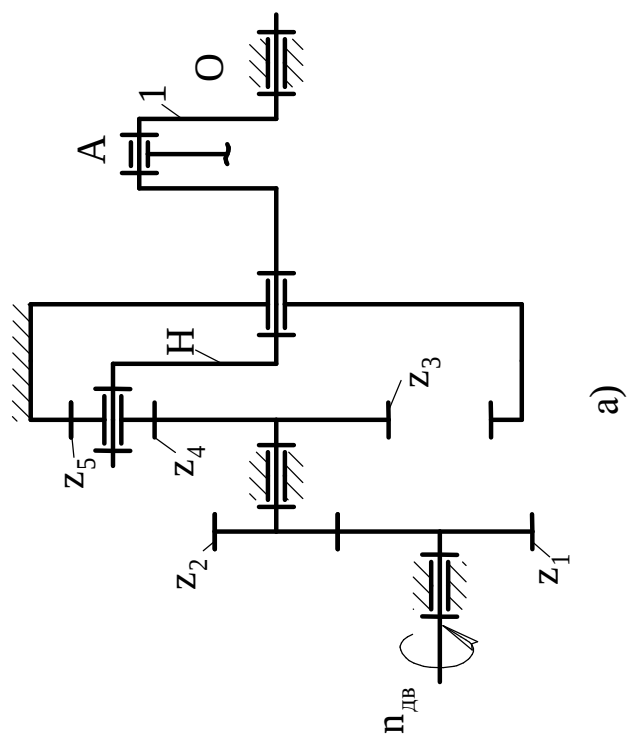
- а - привод комбайна;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм.

Рисунок 16 - Механізми комбайна

Таблиця 16 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів комбайна

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	940	960	960	960	1440	1440	1420	1440
Число зубців коліс	z_4	–	9	12	14	11	10	13	15	11
	z_5	–	58	64	70	62	54	52	50	68
Модуль коліс передач	m	мм	4	4	3	5	4	5	4	3
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{ПН}$	–	30	36	42	46	31	38	45	49
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Довжини ланок	L_{O1A}	м	0,10	0,15	0,05	0,10	0,20	0,14	0,11	0,20
	L_{AB}	м	0,74	0,70	0,77	0,60	0,60	0,56	0,44	0,63
	L_{BO2}	м	0,50	0,75	0,25	0,70	0,70	0,65	0,51	0,93
	L_{O2D}	м	0,30	0,45	0,45	0,40	0,40	0,45	0,35	0,35
	L_{DE}	м	1,0	1,50	0,50	0,90	0,10	0,70	0,54	1,0
	L_{O3E}	м	0,30	0,45	0,45	0,50	0,40	0,48	0,37	0,69
	x_1	м	0,80	1,20	0,40	0,60	0,90	0,60	0,47	0,66
Координати опор	x_2	м	0,90	1,35	0,45	0,70	1,00	0,65	0,50	0,93
	y_1	м	0,10	0,15	0,10	0,20	0,10	0,18	0,14	0,26
	y_2	м	0,20	0,30	0,15	0,30	0,20	0,24	0,19	0,34
	$m_2=m_5$	кг	4	5	3	4	5	5	6	7
Маса ланок	m_4	кг	20	30	15	25	25	45	50	40
Моменти інерції ланок	J_I	кг·м ²	0,06	0,07	0,07	0,06	0,05	0,06	0,07	0,08
Момент сил опору	$M_{ко}$	Н·м	400	500	300	550	600	700	800	600
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ	–	0,08	0,07	0,1	0,10	0,09	0,08	0,07	0,10
Кутовий хід коромисла	β	град	10	9	8	11	12	10	10	12
Довжина коромисла	L	мм	70	80	75	65	60	80	70	65
Кут тиску	ν	град	30	25	28	30	25	28	25	28
Фазові кути	$\varphi_{В=ФН}$	град	58	53	54	55	60	57	50	56
	$\varphi_{дв}$	град	15	10	15	10	15	10	15	10
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 17



а - привод сінного пресу;
 б - важільний механізм;
 в - кулачковий механізм;
 г - діаграма сил корисного опору

Рисунок 17 - Механізми сінного пресу

Таблиця 17 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів сінного пресу

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1850	1900	1950	200	2100	1800	1500	1600
Число зубців коліс	z_1	-	15	12	14	11	13	15	12	13
	z_2	-	30	24	28	24	26	30	24	26
Модуль коліс передачі	m	мм	10	14	11	13	12	10	13	12
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{3н}$	-	6	5	4,5	3,5	4	6,5	5,5	7
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	L_{OA}	м	0,30	0,35	0,37	0,40	0,42	0,45	0,28	0,32
	L_{AB}	м	1,02	1,19	1,25	1,36	1,43	1,52	0,95	1,09
	L_{AK}	м	0,60	0,70	0,75	0,80	0,84	0,90	0,56	0,64
	L_{CK}	м	0,22	0,26	0,28	0,30	0,31	0,34	0,21	0,24
	L_{CD}	м	0,42	0,48	0,52	0,56	0,59	0,63	0,38	0,45
	L_{OD}	м	0,22	0,25	0,28	0,29	0,30	0,33	0,21	0,23
	L_{OE}	м	0,52	0,60	0,65	0,69	0,72	0,78	0,34	0,56
	x	м	0,57	0,66	0,71	0,76	0,80	0,85	0,53	0,61
Маса ланок	y	м	0,58	0,67	0,72	0,77	0,88	0,87	0,54	0,62
	m_2	кг	15	16	16	17	18	18	10	14
	m_3	кг	40	42	45	46	50	50	35	36
	m_4	кг	3,2	3,3	3,4	3,5	4	4,4	4,5	2,8
	m_5	кг	10	11	12	12	13	13	9	10
Моменти інерції ланок	J_{O1}	кг·м ²	0,65	0,66	0,67	0,68	0,7	0,4	0,41	0,65
	J_{S2}	кг·м ²	0,42	0,44	0,45	0,46	0,47	0,47	0,32	0,36
	J_{S4}	кг·м ²	0,5	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,04	0,05
	J_{S5}	кг·м ²	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,01	0,12
	$F_{k0_{max}}$	кН	30	25	27	33	20	17	18	25
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ		0,1	0,12	0,14	0,11	0,12	0,13	0,1	0,14
Хід штоухача	h	мм	5	6	7	8	9	10	11	12
Ексцентриситет	e	мм	3	4	5	6	0	0	5	6
Кут тиску	ν	град	35	30	35	30	35	30	25	20
Фазові кути	$\varphi_B = \varphi_H$	град	55	50	60	60	55	60	65	70
	$\varphi_{дв}$	град	5	10	5	10	5	10	5	10
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 18

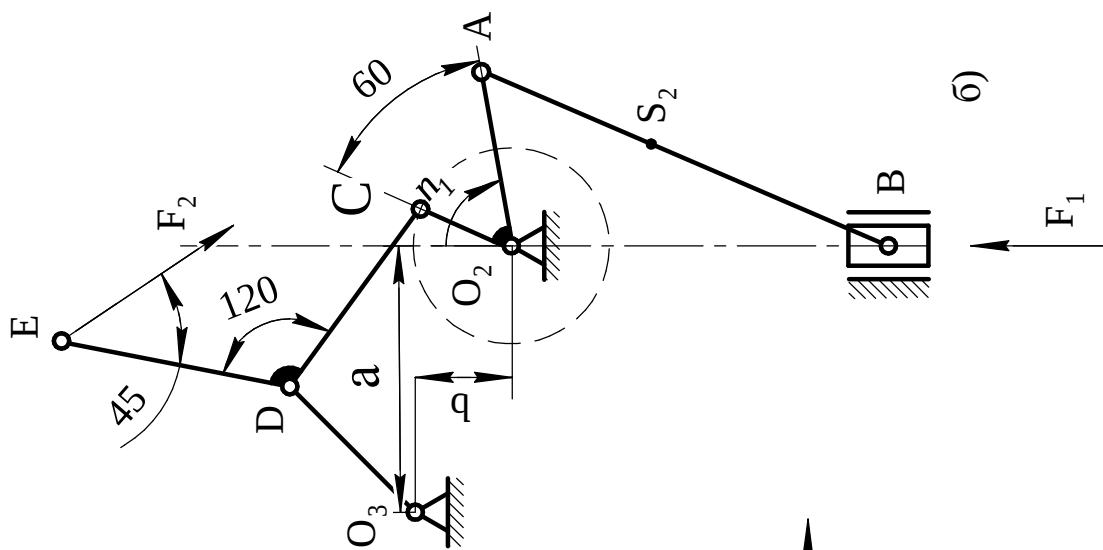
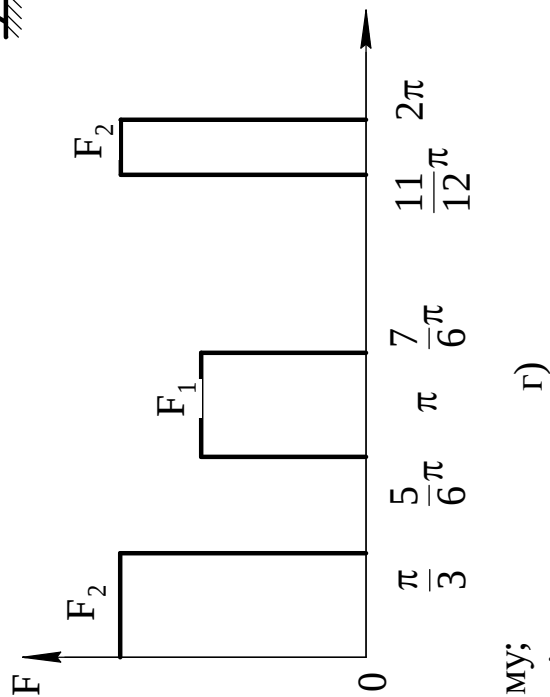
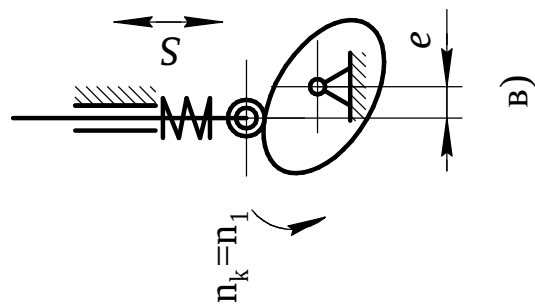
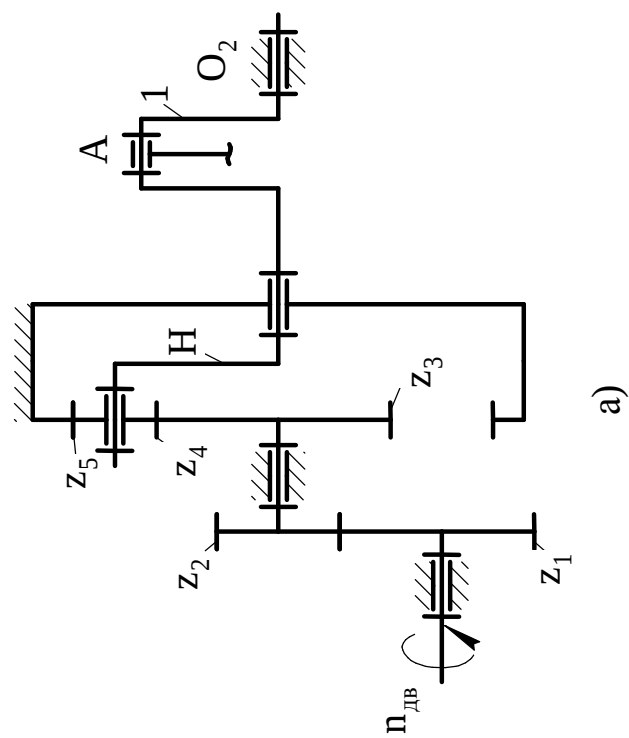
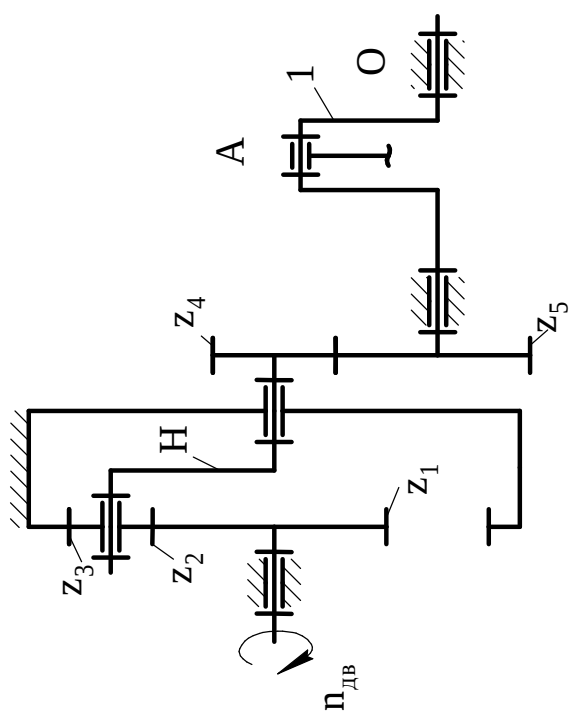


Рисунок 18 - Механізми швейної машини

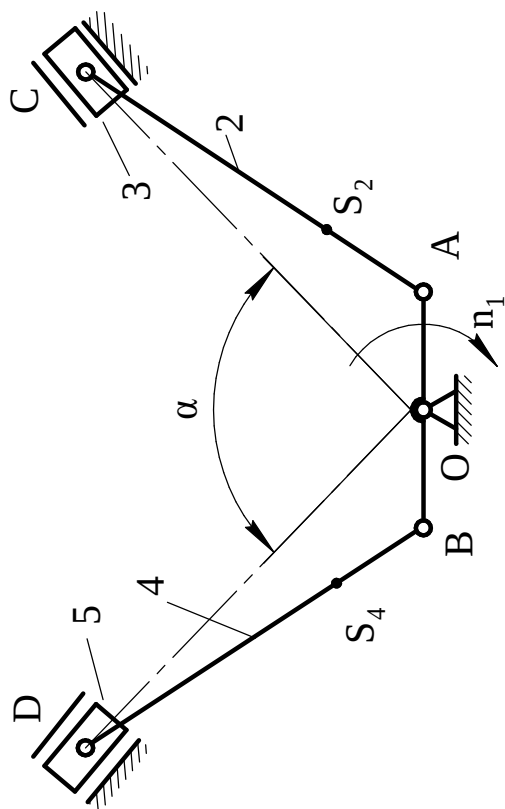
Таблиця 18 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів швейної машини

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	$хв^{-1}$	640	610	530	600	550	600	680	700
Число зубців коліс	z_1	-	17	18	19	20	21	22	21	20
	z_2	-	35	40	38	42	45	48	50	50
Модуль коліс передачі	m	мм	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0	2,5	2,0	3,0
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{зн}$	-	3	4,5	5	3,5	4	5	5,5	2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор та довжини ланок	a	мм	44	46	56	62	65	75	85	95
	b	мм	12	15	15	16	18	20	22	24
	r_{02A}	мм	15	16	18	20	22	24	25	26
	L_{AB}	мм	48	50	55	65	70	75	80	85
	r_{02C}	мм	10	12	14	15	16	18	20	22
	L_{CD}	мм	40	45	55	60	64	70	80	90
	L_{03D}	мм	18	22	25	30	32	35	40	45
	L_{DE}	мм	38	48	56	62	66	72	78	85
Питома густина матеріалу ланок	q	кг/мм	0,01	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,014	0,013
Сили корисного опору	F_1	Н	5	20	10	5	20	10	5	20
	F_2		9	36	18	9	36	18	9	36
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	-	0,025	0,024	0,023	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017
Хід штовхача	h	мм	3	4	5	5,5	6	6,5	7	6
Ексцентриситет	e	мм	0	1	2	0	2,5	3	0	1
Кут тиску	ν	град	30	28	30	25	27	30	35	28
Фазові кути:	φ_B	град	120	105	115	95	95	85	80	95
	φ_H	град	30	40	45	45	50	60	50	40
	$\varphi_{дв}$	град	120	105	115	45	90	85	70	70
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

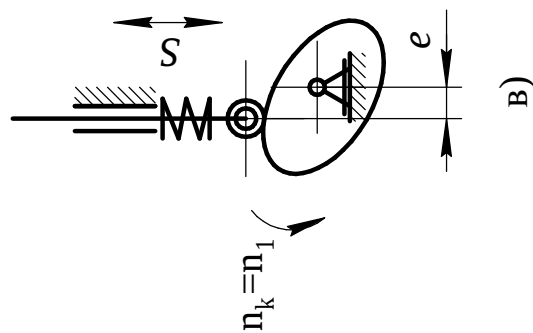
Завдання 19



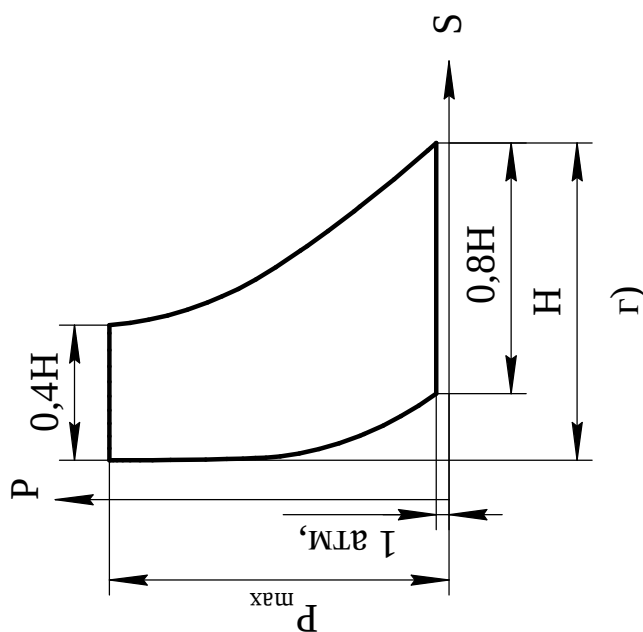
а)



б)



в)



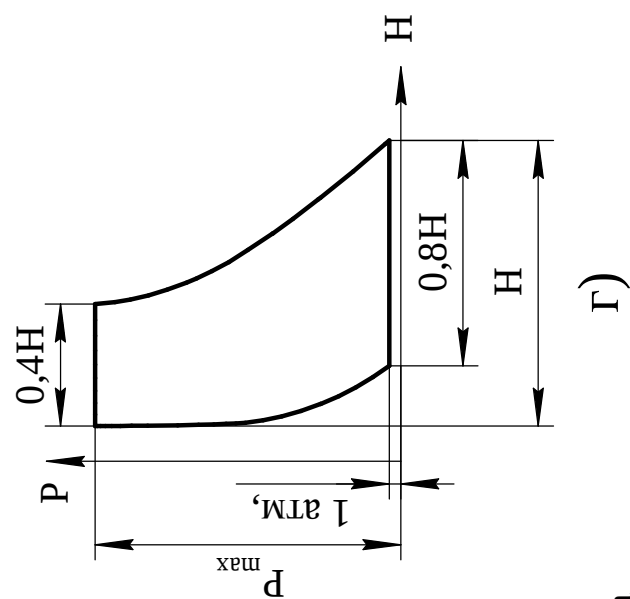
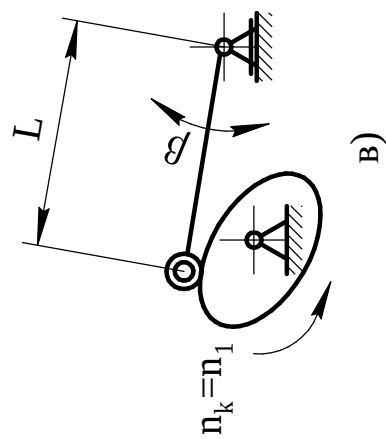
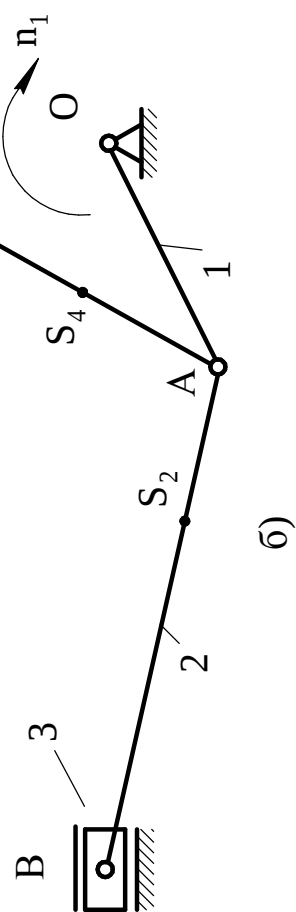
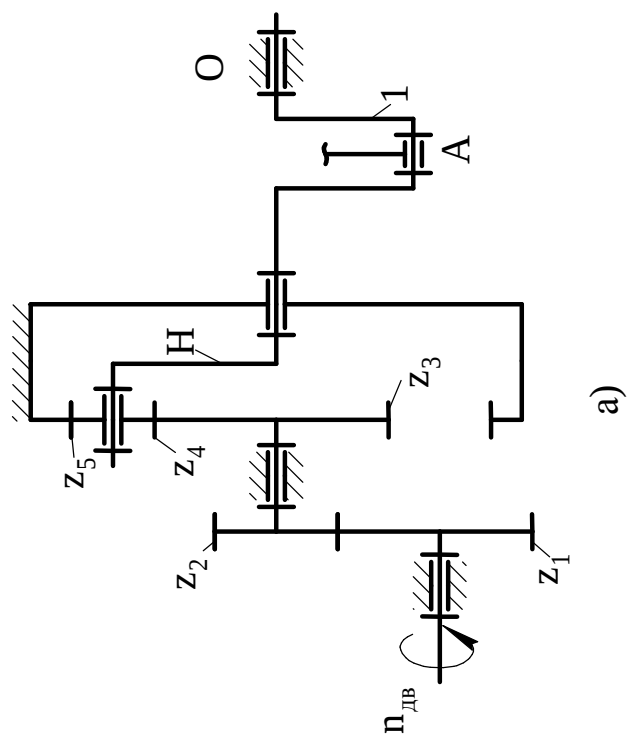
г)

- а - привод механізму;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм;
- г - індикаторна діаграма

Рисунок 19 - Механізми компресора

Таблиця 19 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1000	950	900	950	1050	1100	1150	1200
Число зубців коліс	z_4	-	15	12	14	11	13	15	12	13
	z_5	-	30	24	28	24	26	30	24	26
Модуль коліс z_4 і z_5	m	мм	5	4	5	4	5	4	4	5
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$		6	5	4,5	3,5	4	6,5	5,5	7
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Розміри ланок	$OA=OB$	мм	95	100	105	110	90	80	70	60
	$AC=BD$	мм	332	350	370	380	310	280	240	210
	$AS_2=BS_4$	мм	116	120	130	133	108	100	85	70
Діаметри поршнів D та C	$d_3=d_5$	мм	72	78	78	80	70	60	50	40
Кут розходження циліндрів	α	град	90	90	90	90	90	60	60	60
Маси ланок	$m_2=m_4$	кг	5,0	5,1	5,1	5,2	4,9	4,8	4,7	4,6
	$m_3=m_5$	кг	2,0	2,1	2,2	2,3	1,4	1,8	1,7	1,6
Моменти інерції ланок	I_{s0}	кгм ²	0,022	0,024	0,026	0,028	0,021	0,020	0,018	0,016
	$I_{s2}=I_{s4}$	кгм ²	0,093	0,106	0,118	0,127	0,080	0,072	0,046	0,034
Максимальний тиск газової суміші на поршень	P_{max}	Н/см ²	580	64	510	390	58	480	460	450
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	-	1/75	1/75	1/70	1/70	1/80	1/80	1/90	1/90
Хід штовхача	h	мм	38	32	26	40	44	30	28	36
Фазові кути	φ_B	град	150	100	110	100	160	120	130	140
	φ_H	град	45	30	20	20	30	0	30	0
	$\varphi_{дв}$	град	90	130	130	160	100	110	90	90
Ексцентриситет	e	мм	5	10	0	0	8	5	0	10
Кут тиску	ν	град	27	28	30	27	28	30	27	28
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8



а - привод механізму;
 б - важільний механізм;
 в - кулачковий механізм;
 г - індикаторна діаграма

Рисунок 20 - Механізми компресора

Таблиця 20 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1850	1700	1750	1800	1950	1100	1000	850
Число зубців коліс	z_1	–	9	12	14	11	10	13	15	11
	z_2	–	58	64	70	62	54	52	50	68
	m	мм	4	4	3	5	4	5	4	3
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{ЗН}$	-	10	13	15	19	11	12	17	14
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Розміри ланок	$L_{АО}$	м	0,080	0,070	0,060	0,050	0,040	0,090	0,095	0,120
	$L_{AB}=L_{AC}$	м	0,280	0,240	0,210	0,170	0,140	0,315	0,330	0,420
	$L_{AS2}=L_{AS4}$	м	0,095	0,085	0,075	0,060	0,048	0,110	0,115	0,150
Діаметри поршнів В та С	$d_3=d_5$	мм	70	60	55	45	40	82	84	110
Маси ланок	$m_2=m_4$	кг	5,3	5,0	4,6	4,0	3,9	5,6	5,8	6,8
	$m_3=m_5$	кг	2,2	2,3	2,0	1,6	1,3	2,8	2,9	3,2
Моменти інерції ланок	I_{50}	кгм ²	0,020	0,018	0,016	0,015	0,012	0,022	0,024	0,032
	$I_{S2}=I_{S4}$	кгм ²	0,076	0,049	0,039	0,019	0,013	0,094	0,107	0,203
Максимальний тиск газової суміші на поршень	P_{max}	Н/см ²	515	500	55	620	590	600	520	500
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	–	1/70	1/80	1/90	1/90	1/95	1/80	1/70	1/40
Довжина коромисла	L	мм	72	50	60	58	70	50	80	88
Кутовий хід коромисла	β	град	38	28	40	32	36	30	44	46
Кут тиску	ν	град	30	35	40	30	28	32	35	30
Фазові кути	φ_B	град	110	130	120	135	140	140	160	150
	φ_H	град	0	30	40	30	30	40	20	45
	$\varphi_{дв}$	град	150	130	140	120	120	100	120	110
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

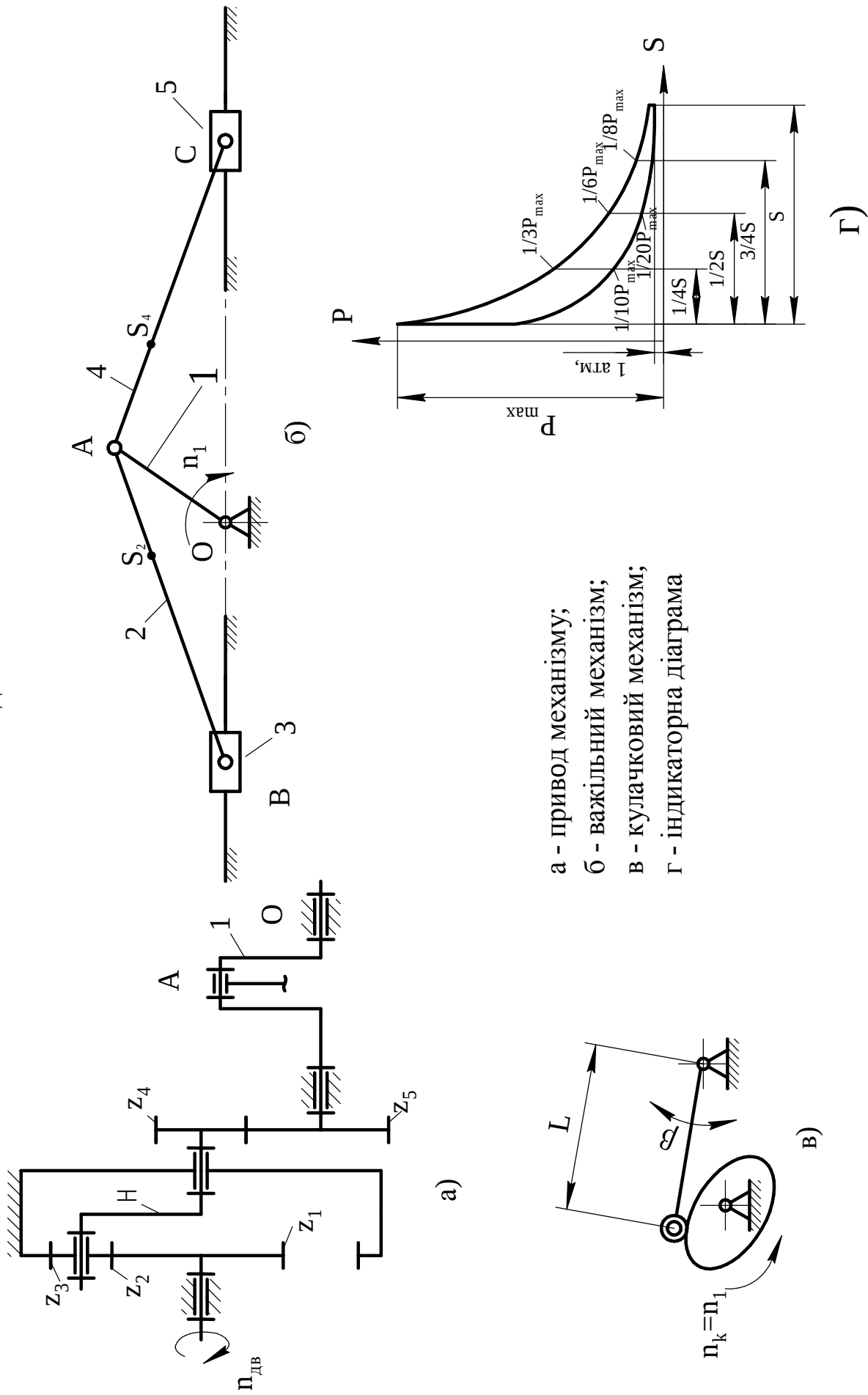
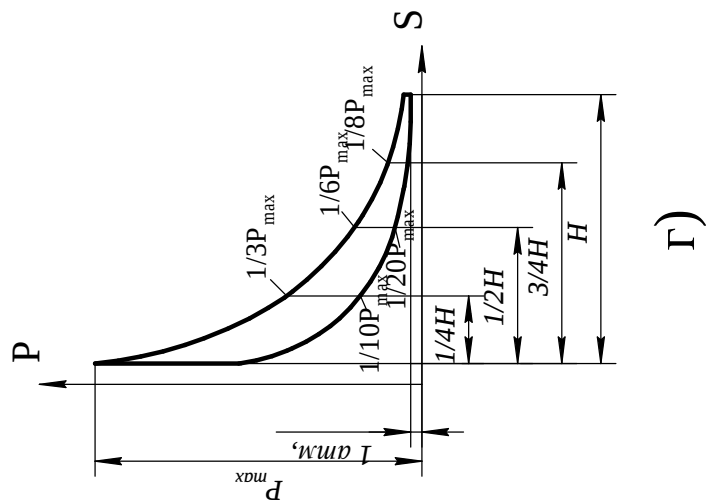
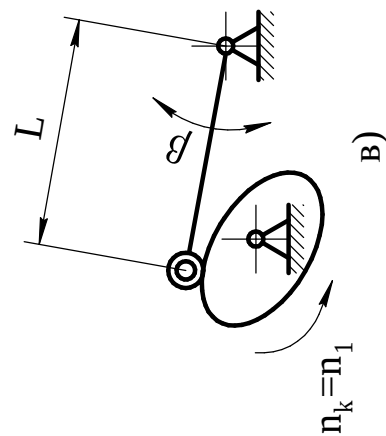
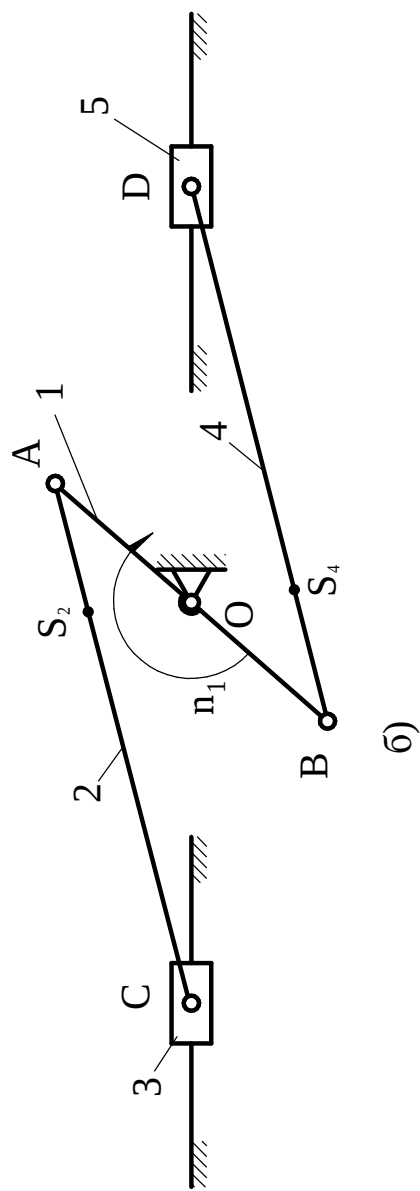
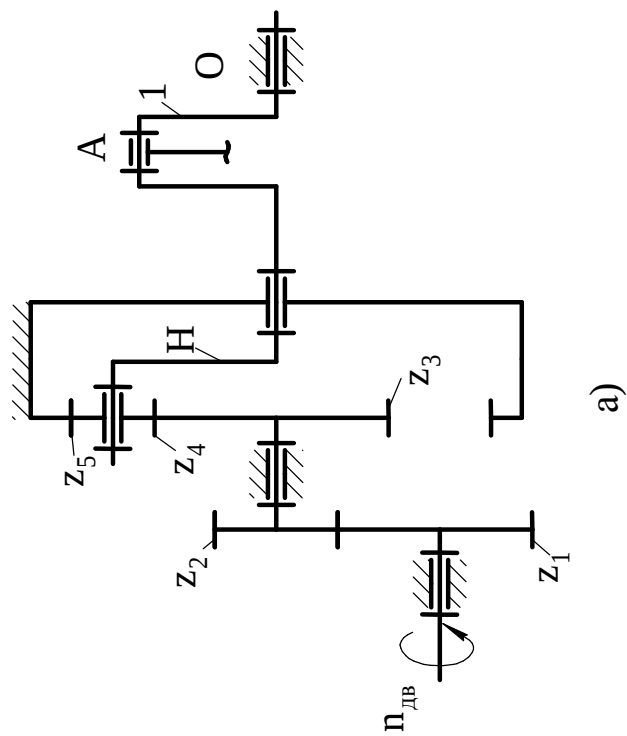


Рисунок 21 - Механізми компресора

Таблиця 21 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	об/хв.	1850	1900	1950	200	2100	1800	1500	1600
Число зубців колеса	z_4	-	23	22	17	21	18	24	23	18
Передагочне відношення	U_{45}	-	2,044	2,136	2,650	2,047	2,831	2,085	2,089	2,612
Передагочне відношення планетарного редуктора	$U_{1П}$	-	6	5	4,5	3,5	4	6,5	5,5	7
Модуль коліс z_4 і z_5	m	мм	3	3,5	4	4	3	3	3,5	4
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Довжини ланок	$L_{AB}=L_{AC}$	м	0,280	0,240	0,210	0,175	0,140	0,315	0,420	0,380
	$L_{AS2}=L_{AS4}$	м	0,095	0,085	0,075	0,060	0,050	0,110	0,140	0,130
	L_{OA}	м	0,080	0,070	0,060	0,050	0,040	0,090	0,120	0,110
Діаметри поршнів: В, С	$d_3=d_5$	мм	70	60	56	54	52	80	90	88
Маси ланок	$m_2=m_4$	кг	5,3	5,0	4,8	4,6	4,4	5,6	6,8	6,6
	$m_3=m$	кг	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	2,2	3,0	2,8
	I_{S0}	кг·м ²	0,020	0,018	0,016	0,014	0,012	0,022	0,028	0,026
Моменти інерції ланок	$I_{S2}=I_{S4}$	кг·м ²	0,079	0,048	0,036	0,024	0,014	0,094	0,203	0,162
Максимальний тиск газової суміші на поршень	P_{max}	Н/см ²	515	500	55	620	590	600	500	580
Коефіцієнт нерівномірності руху механізму	δ	-	1/70	1/80	1/90	1/90	1/95	1/80	1/40	1/50
Фазові кути:	φ_B	град	180	160	120	90	160	150	90	120
	φ_H	град	40	30	45	20	40	30	40	0
	$\varphi_{ДВ}$	град	100	120	135	110	90	90	130	120
Довжина коромисла	L	мм	86	92	82	88	100	102	108	112
Кутовий хід коромисла	β	град	27	31	28	28	30	32	34	36
Кут тиску	ν	град	27	28	30	27	28	30	27	28
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8



а - привод механізму;
б - важільний механізм;
в - кулачковий механізм;
г - індикаторна діаграма

Рисунок 22 - Механізми компресора

Таблиця 22 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв.	1700	1800	1750	1850	1800	1900	2000	2100
Число зубців колеса	z_1	-	21	23	17	17	18	19	23	18
Модуль коліс z_1 і z_2	m	мм	10	8	4	2	12	4	10	2
Передаточне відношення	U_{12}	-	1,044	1,136	1,650	1,047	1,831	1,085	1,089	1,612
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{3н}$	-	7	6,5	8	5,5	4,5	8,5	6,5	4,5
Довжини ланок	$L_{BD}=L_{AC}$	м	0,350	0,330	0,315	0,290	0,280	0,245	0,210	0,175
	$L_{AS2}=L_{BS4}$	м	0,120	0,115	0,110	0,100	0,090	0,085	0,075	0,060
	$L_{OA}=L_{OB}$	м	0,100	0,95	0,090	0,085	0,080	0,070	0,060	0,050
Діаметри поршнів: D, C	$d_3=d_5$	мм	110	100	98	96	94	88	84	82
Маси ланок	$m_2=m_4$	кг	6,0	5,6	5,4	5,2	5,1	5,0	4,8	4,6
	$m_3=m_5$	кг	2,5	2,3	1,4	1,3	1,3	1,1	1,0	0,9
Моменти інерції ланок	I_{S0}	кг·м ²	0,035	0,034	0,032	0,031	0,030	0,027	0,025	0,022
	$I_{2S}=I_{4S}$	кг·м ²	0,195	0,103	0,091	0,074	0,067	0,051	0,036	0,023
Максимальний тиск газової суміші на поршень	P_{max}	кг/см ²	485	380	63	590	610	480	460	450
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	-	1/85	1/95	1/95	1/95	1/90	1/90	1/100	1/100
Довжина коромисла	L	мм	100	102	60	105	100	76	90	70
Кутовий хід коромисла	β	град	27	25	30	32	24	34	22	28
Кут тиску	ν	град	30	35	40	30	28	32	35	30
Фазові кути:	φ_B	град	130	100	120	125	130	110	140	90
	φ_H	град	30	60	0	40	30	40	30	90
	$\varphi_{дв}$	град	105	115	90	130	140	120	130	120
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

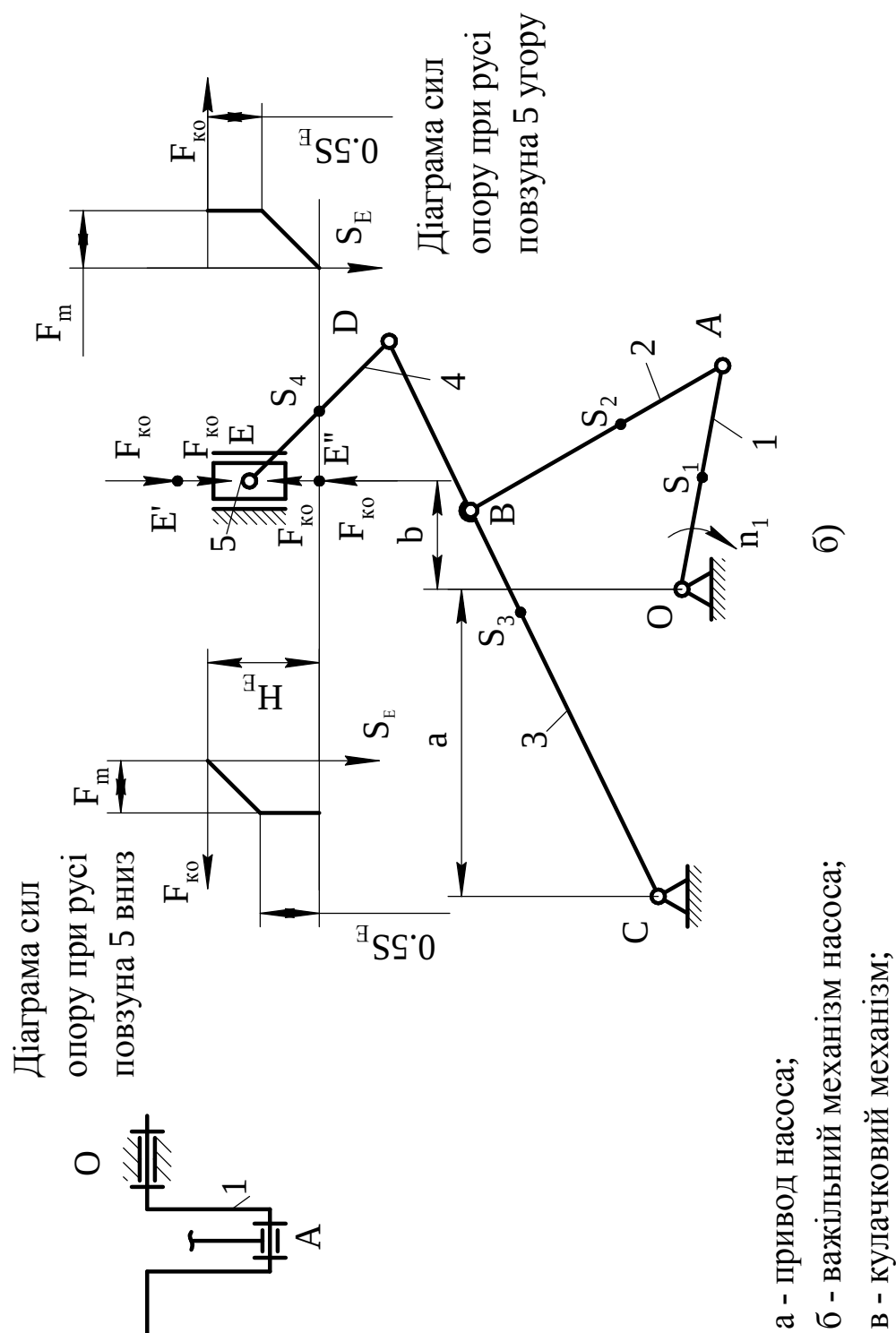
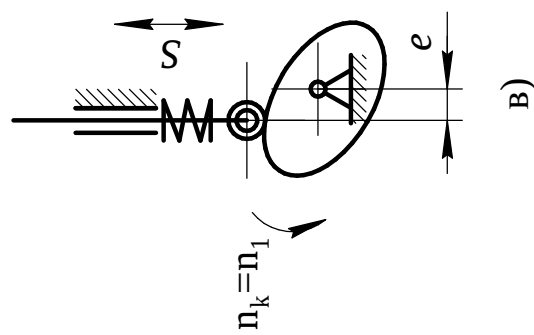
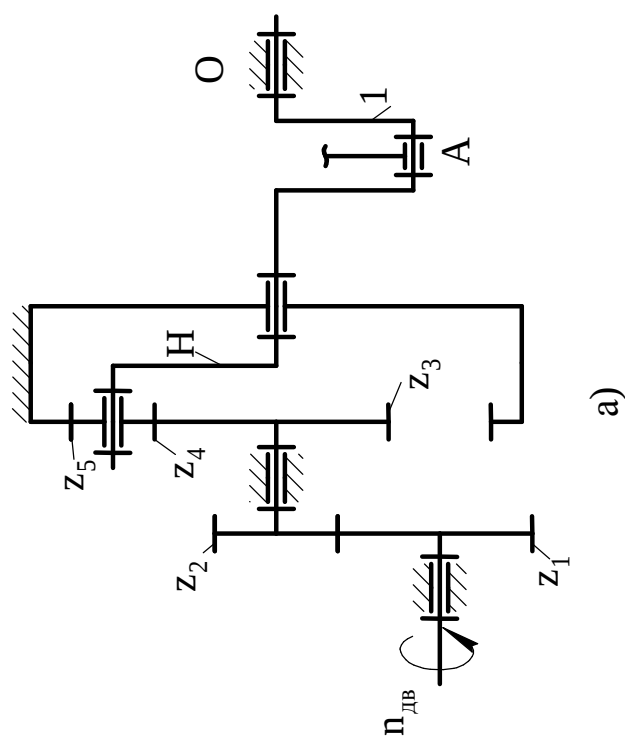
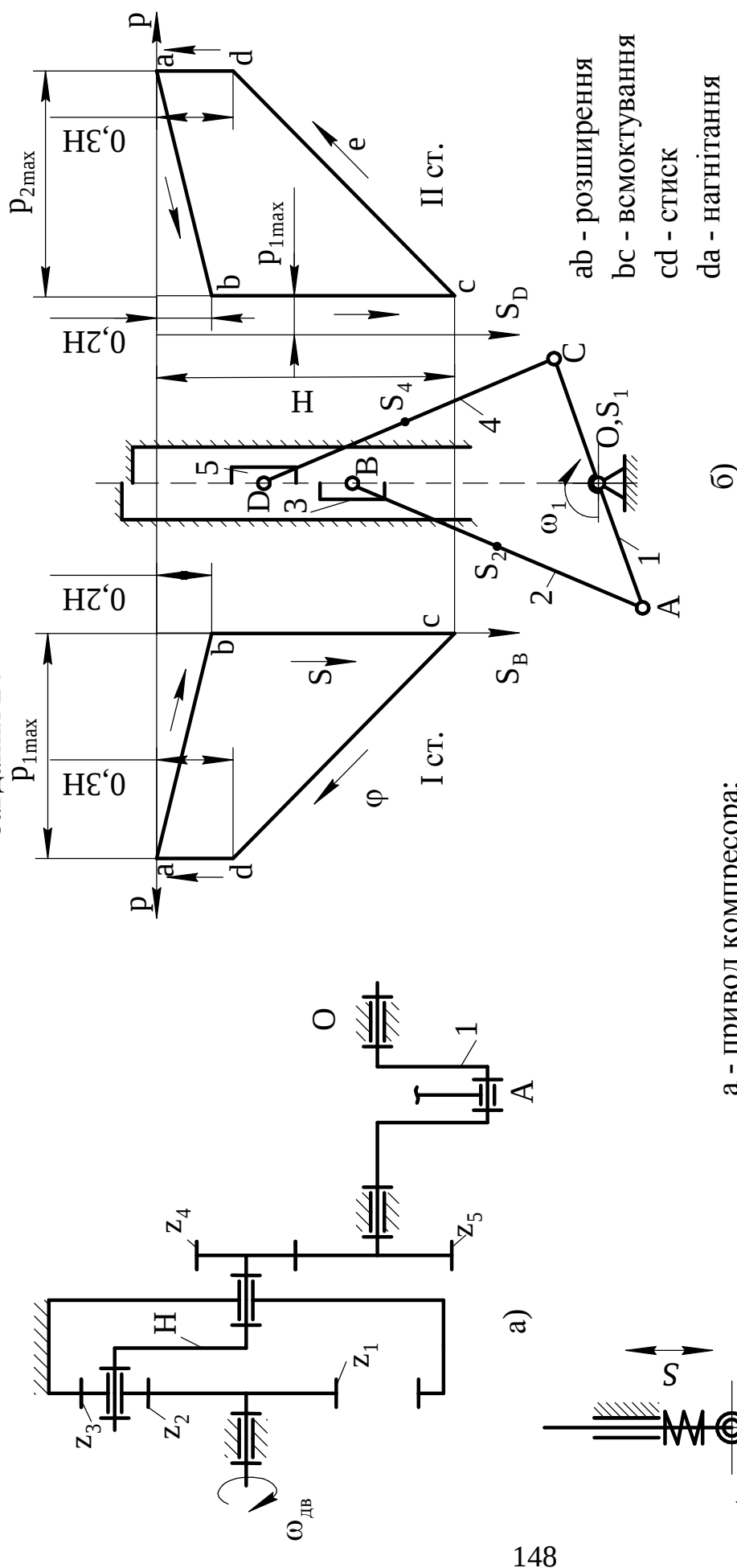


Рисунок 23 - Механізми насоса двосторонньої дії

Таблиця 23 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів насоса двосторонньої дії

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Число зубців коліс	z_1	-	12	14	13	12	14	11	12	12
	z_2	-	22	21	22	23	20	25	24	25
Модуль зубчастої передачі $z_1; z_2$	m	мм	4	5	6	4	5	6	4	5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Частота обертання кривошипа і кулачка	n_1	об/хв	120	150	200	220	240	280	320	400
Частота обертання електродвигуна	$n_{ДВ}$	об/хв	1500	1500	2950	2950	2950	2950	2950	2950
Розміри ланок важільного механізму	a	м	0,085	0,080	0,075	0,060	0,100	0	0,080	0,040
	b	м	0,120	0,085	0,100	0,090	0,075	0,105	0	0,040
	c	м	0,300	0,225	0,230	0,220	0,295	0,270	0,290	0,320
	L_{OA}	м	0,035	0,035	0,026	0,040	0,045	0,050	0,075	0,050
	L_{AB}	м	0,175	0,115	0,140	0,110	0,140	0,145	0,145	0,175
	L_{BC}	м	0,145	0,100	0,125	0,090	0,120	0,110	0,150	0,170
	L_{CD}	м	0,230	0,170	0,200	0,157	0,180	0,110	0,100	0,085
	L_{DE}	м	0,170	0,150	0,120	0,160	0,200	0,180	0,110	0,125
	$G_2=G_3$	Н	50	40	45	35	50	55	60	65
	G_4	Н	70	75	80	85	90	80	95	120
	G_5	Н	30	35	40	45	50	50	45	65
	$J_{S2}=J_{S4}$	кг·м ²	0,015	0,009	0,012	0,017	0,018	0,021	0,011	0,016
	J_{S3}	кг·м ²	0,018	0,012	0,013	0,020	0,020	0,023	0,014	0,018
Сила опору	$F_{КО}$	кН	1,6	1,2	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ	-	1/25	1/28	1/30	1/32	1/28	1/30	1/26	1/27
Кут тиску	ν	град	24	26	28	30	24	26	28	30
Хід штовхача	h	мм	14	16	18	20	22	24	26	28
Кут робочого профілю кулачка	φ_P	град	130	140	150	160	170	180	120	135
Ексцентриситет	e	мм	8	10	0	8	10	0	0	10
Закон руху штовхача	N	-	2	3	5	6	7	9	2	3

Завдання 24



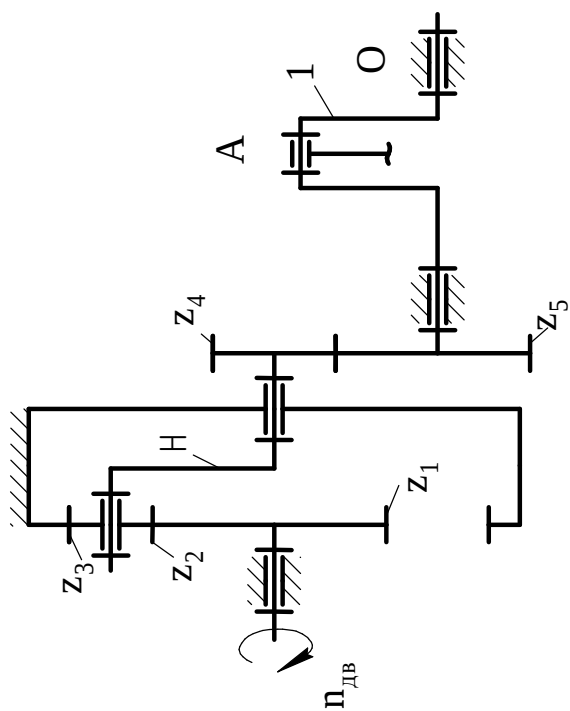
- а - привод компрессора;
- б - важільний механізм;
- в - кулачковий механізм

Рисунок 24 - Механізми двоступінчастого двоциліндрового повітряного компресора

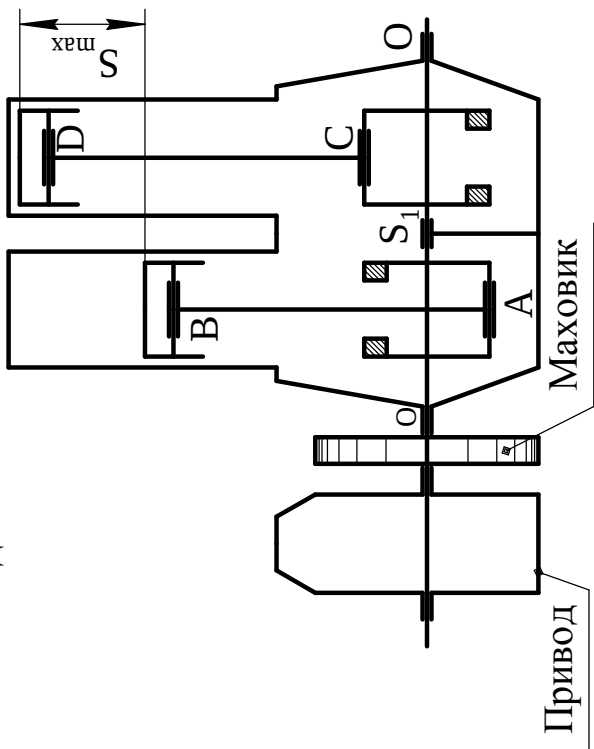
Таблиця 24 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів двоциліндрового повітряного компресора

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	315	310	305	300	300	310	305	300
Число зубців коліс	z_4	-	14	13	12	15	13	14	13	12
	z_5	-	20	19	18	21	18	21	20	19
Модуль коліс передачі	m	мм	3	4	5	3	4	5	3	4
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пл}$		4,4	5,2	5,2	4,2	4,3	5,6	4,8	5,8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$L_{AO}=L_{OC}$	м	0,14	0,13	0,15	0,12	0,14	0,15	0,14	0,12
	$L_{AB}=L_{CD}$	м	0,55	0,52	0,62	0,48	0,29	0,60	0,56	0,50
Маси ланок	m_3	кг	43	50	40	51	42	40	50	44
	$m_2=m_4$	кг	22	26	19	23	22	20	25	22
	m_5	кг	26	32	21	36	29	28	35	25
Моменти інерції ланок	J_{S1}	кг·м ²	0,80	0,85	0,78	0,85	0,80	0,75	0,80	0,70
	$J_{S2}=J_{S4}$	кг·м ²	0,55	0,50	0,60	0,50	0,55	0,60	0,55	0,50
	J_D	кг·м ²	0,10	0,11	0,12	0,09	0,09	0,10	0,11	0,12
Тиск в циліндрах	p_{1max}	МПа	0,24	0,25	0,26	0,27	0,30	0,28	0,25	0,27
	p_{2max}	МПа	0,80	0,84	0,87	0,90	1,00	0,94	0,84	0,90
Діаметр циліндра	d_1	м	0,35	0,37	0,38	0,36	0,31	0,34	0,40	0,38
	d_2	м	0,20	0,21	0,22	0,20	0,18	0,20	0,23	0,22
Коеф. нерівномірності руху	δ		0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	0,02	0,01	0,02
Хід штовхача	h	мм	20	25	18	20	22	25	18	22
Кут тиску	ν	град	20	22	25	24	22	20	22	24
Ексцентриситет	e	мм	8	0	10	0	10	8	6	5
Фазові кути профілю кулачка	$\phi_{в}=\phi_{н}$	град	90	110	120	100	105	110	115	120
	$\phi_{дв}$		15	10	25	20	40	50	45	60
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

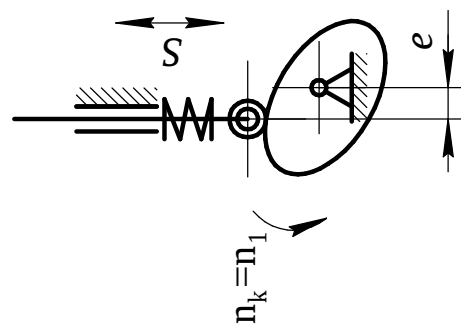
Завдання 25



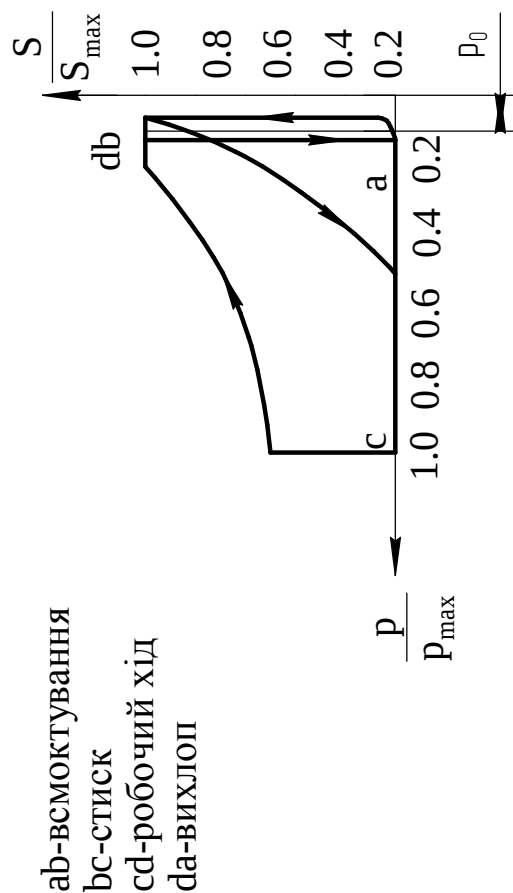
а)



б)



в)



г)

ab-всмоктування
bc-стиск
cd-робочий хід
da-вихлоп

а - привод верстата;
б - важільний механізм;
в - кулачковий механізм;
г - індикаторна діаграма

Рисунок 25 - Механізми трактора

Таблиця 25 - Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів трактора

Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання кривошипа	n_1	об/хв	1800	1600	1500	1200	1400	1800	1300	1700
Число зубців коліс	z_4	-	14	13	12	11	16	10	11	12
	z_5	-	22	25	18	20	24	17	21	16
Модуль коліс передач	m	мм	5	7	4	5	5	4	7	4
Передаточне відношення планетарного редуктора	U_{IH}	—	3	4,5	5	3,5	4	5	5,5	2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{ПЛ}$	мм	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$L_{AB}=L_{CD}$	м	0,280	0,240	0,210	0,175	0,140	0,315	0,420	0,380
	$L_{AS2}=L_{CS4}$	м	0,095	0,085	0,075	0,060	0,050	0,110	0,140	0,130
	$L_{OA}=L_{OC}$	м	0,080	0,070	0,060	0,050	0,040	0,090	0,120	0,110
Діаметри поршнів: В, С	$d_3=d_5$	м	0,11	0,09	0,10	0,13	0,14	0,10	0,11	0,12
Маса ланок	$m_2=m_4$	кг	3,2	3,6	4,2	4,5	5,0	5,3	5,8	6,2
	$m_3=m_5$	кг	3,5	3,2	5,0	5,9	5,5	5,4	7,2	8,0
Моменти інерції ланок	I_{S0}	кг·м ²	0,15	0,2	0,24	0,28	0,32	0,36	0,4	0,3
	$I_{S2}=I_{S4}$	кг·м ²	0,035	0,04	0,05	0,058	0,06	0,05	0,07	0,08
Максимальний тиск газової суміші на поршень	P_{max}	Н/см ²	515	500	55	620	590	600	500	580
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	-	1/70	1/80	1/90	1/90	1/95	1/80	1/40	1/50
Хід штовхача	h	мм	13	10	13	11	14	13	10	15
Кут тиску	ν	град	25	30	30	25	30	30	25	27
Фазові кути:	φ_B	град	90	75	80	100	65	120	75	60
	φ_H	град	20	30	10	30	25	10	10	45
	$\varphi_{ДВ}$	град	90	110	120	100	90	120	75	120
Закон руху	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

ДОДАТОК 3

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Кафедра МРВ та ОАВ

ВЕРСТАТ ЗУБОДОВБАЛЬНИЙ

Пояснювальна записка
до курсового проекту
з теорії механізмів і машин

08-27.КП ТММ.13.03.00 ПЗ

Розробив студент гр. 2ІМ-06

О.В. Петров

“ ____ ” _____ 200_ р

Керівник проекту

к.т.н., доц. М.М. Вірник

“ ____ ” _____ 200_ р

Вінниця 200_

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Затверджую

Зав. кафедри МРВ та ОАВ

проф. Іскович-Лотоцький Р.Д.

“___” _____ 200 р

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ
на курсовий проект з дисципліни ТММ

студенту Петрову О.В ІнМТ групи 2ІМ-06

Найменування проекту Проектування та дослідження
механізмів зубодовбального верстата

Графічна частина проекту повинна складатися з чотирьох креслень формату А1:

- 1 лист – геометричний синтез зубчастого зачеплення;
- 2 лист – кінематичне та силове дослідження важільного механізму;
- 3 лист – визначення моменту інерції маховика;
- 4 лист – синтез кулачкового механізму.

Примітка: 1. У випадку виявлення керівником проекту чи комісією із захисту, що курсовий проект виконано студентом не самостійно, то такий проект до захисту не допускається, а студенту видається інше індивідуальне завдання на проект.

2. Числові дані та схема до індивідуального завдання (див. додаток А).

Дата видачі “___” _____ 200_ р.

Керівник проекту _____ Вірник М.М.
(Підпис) (П.І.Б.)

Завдання отримав _____
(Підпис студента)

Зміст

Завдання на курсовий проект.....	1
1. Геометричний синтез зовнішнього евольвентного нерівнозміщеного прямозубого зачеплення (Лист 1, дод. К1).....	6
1.1 Вибір коефіцієнтів зміщення та визначення кута зачеплення.....	6
1.2 Визначення геометричних параметрів зубчастого зачеплення.....	7
1.3 Перевірка розрахунків на ЕОМ.....	9
1.4 Викреслювання елементів зубчастого зачеплення.....	9
1.5 Визначення якісних показників зачеплення.....	11
1.6 Синтез та кінематичний аналіз планетарного механізму.....	13
2. Кінематичне та силове дослідження шарнірно-важільного механізму (Лист 2, дод. К2).....	18
2.1. Структурний аналіз механізму.....	18
2.2. Кінематичний синтез механізму.....	20
2.3. Побудова планів механізму.....	22
2.4. Побудова планів швидкостей.....	22
2.5. Побудова планів прискорень.....	25
2.6. Кінетостатичне дослідження механізму.....	31
2.6.1. Визначення сили корисного опору.....	32
2.6.2. Визначення сил інерції ланок.....	32
2.6.3. Силовий розрахунок групи 4-5.....	33
2.6.4. Силовий розрахунок групи 2-3.....	34
2.6.5. Силовий розрахунок вхідного механізму.....	35
2.7. Знаходження зрівноважувального моменту методом Жуковського.....	36
2.8. Побудова графіка залежності $M_{зр}$ від кута повороту кривошипа φ	38

					08-27.КП ТММ.13.03.00ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат			
Розроб.	Петров				Верстат зубодовбальний	Літ.	Арк.
Перевір.	Вірник						3
Реценз.						2ІМ-06	
Н. Контр.							
Затверд.							

3. Визначення моменту інерції маховика (Лист 3, дод. К3).....	40
3.1. Побудова графіка зведеного моменту сил опору.....	40
3.2. Побудова графіка робіт сил опору.....	40
3.3. Побудова графіка надлишкової роботи.....	41
3.4. Побудова діаграми зведених моментів інерції	41
3.5. Побудова діаграми Віттенбауера та визначення моменту інерції маховика	42
3.6. Визначення геометричних розмірів та маси маховика.....	43
4. Синтез кулачкового механізму (Лист 4, дод. К4)	45
4.1. Побудова кінематичних діаграм.....	46
4.2. Визначення мінімального радіусу кулачка графічним методом.....	48
4.3. Побудова профілю кулачка.....	49
4.4. Аналітичне визначення радіус-вектора теоретичного профілю кулачка.....	50

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

1 ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЗОВНІШНЬОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО НЕРІВНОЗМІЩЕНОГО ПРЯМОЗУБОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

(Лист 1, дод. К1)

Задача.

Спроектувати передачу зубчасту з кутовою корекцією.

Вихідні дані:

$m=6$ мм – модуль;

$z_1=13$ – число зубців першого колеса;

$z_2=18$ – число зубців другого колеса;

$h_a^* = 1$ – коефіцієнт висоти головки зубця;

$h_f^* = 1,25$ – коефіцієнт висоти ніжки зубця;

$c_a^* = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору;

$\rho^* = 0,38$ – коефіцієнт округлення біля ніжки зубця;

$\alpha=20^\circ$ – кут профілю.

1.1 Вибір коефіцієнтів зміщення та визначення кута зачеплення α_w

1.1.1 Визначаємо передаточне відношення зубчастої передачі

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{18}{13} = 1,385.$$

1.1.2 В залежності від передаточного відношення і числа зубців першого колеса вибираємо коефіцієнт зрівняльного зміщення $\Delta y=0,160$ [додаток Б, табл. Б3].

1.1.3 В залежності від передаточного відношення і кількості зубців першого і другого коліс вибираємо коефіцієнти зміщення: $x_1=0,636$, $x_2=0,405$ [додаток Б, табл. Б4].

1.1.4 Визначаємо коефіцієнт сприйманого зміщення (зміни міжосьової відстані)

$$y = x_c - \Delta y = 1,041 - 0,16 = 0,881,$$

де $x_c = x_1 + x_2 = 0,636 + 0,405 = 1,041$.

1.1.5 В залежності від співвідношення

$$\frac{1000 \cdot x_c}{z_c} = \frac{1000 \cdot 1,041}{31} = 33,5,$$

де $z_c = z_1 + z_2 = 13 + 18 = 35$, за номограмою професора Кудрявцева [4, ст. 49, рис. 26] визначаємо кут зачеплення $\alpha=27^\circ 25'$.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

1.2 Визначення геометричних параметрів зубчастого зачеплення

1.2.1 Визначаємо крок зачеплення

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ мм.}$$

1.2.2 Визначаємо радіуси ділительних кіл:

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{6 \cdot 13}{2} = 39 \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{6 \cdot 18}{2} = 54 \text{ мм.}$$

1.2.3 Визначаємо радіуси основних кіл:

$$r_{b_1} = r_1 \cdot \cos \alpha = 39 \cdot 0,93969 = 36,64 \text{ мм};$$

$$r_{b_2} = r_2 \cdot \cos \alpha = 54 \cdot 0,93969 = 50,74 \text{ мм.}$$

1.2.4 Визначаємо товщини зубців:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi \cdot 6}{2} + 2 \cdot 0,636 \cdot 6 \cdot 0,364 = 12,19 \text{ мм};$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi \cdot 6}{2} + 2 \cdot 0,405 \cdot 6 \cdot 0,364 = 11,18 \text{ мм.}$$

1.2.5 Визначаємо радіуси западин:

$$r_{f_1} = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right) = 6 \left(\frac{13}{2} + 0,636 - 1 - 0,25 \right) = 35,31 \text{ мм};$$

$$r_{f_2} = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right) = 6 \left(\frac{18}{2} + 0,404 - 1 - 0,25 \right) = 48,93 \text{ мм.}$$

1.2.6 Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_w = m \left(\frac{z_c}{2} + y \right) = 6 \left(\frac{31}{2} + 0,881 \right) = 98,28 \text{ мм.}$$

1.2.7 Визначаємо радіуси початкових кіл:

$$r_{w_1} = r_1 \left(1 + \frac{2y}{z_c} \right) = 39 \left(1 + \frac{2 \cdot 0,881}{31} \right) = 41,22 \text{ мм};$$

$$r_{w_2} = r_2 \left(1 + \frac{2y}{z_c} \right) = 54 \left(1 + \frac{2 \cdot 0,881}{31} \right) = 57,06 \text{ мм.}$$

1.2.8 Визначаємо висоту зубців:

$$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y) = 6(2 \cdot 1 + 0,25 - 0,160) = 12,54 \text{ мм.}$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

1.2.9 Визначаємо радіуси вершин зубців:

$$r_{a_1} = m \left(\frac{z_1}{2} + h_a^* + x_1 - \Delta y \right) = 6 \left(\frac{13}{2} + 1 + 0,636 - 0,16 \right) = 47,85 \text{ мм};$$

$$r_{a_2} = m \left(\frac{z_2}{2} + h_a^* + x_2 - \Delta y \right) = 6 \left(\frac{18}{2} + 1 + 0,405 - 0,16 \right) = 61,47 \text{ мм}.$$

1.3 Виконуємо перевірку розрахунків на ЕОМ

1.4 Вискреслювання елементів зубчастого зачеплення

1.4.1 Побудову евольвентного зачеплення виконуємо в масштабі М5:1. На лінії центрів коліс від точки Р (полюса зачеплення) відкладаємо радіуси r_{w1} і r_{w2} початкових кіл та будуємо ці кола.

1.4.2 Проводимо пряму N_1N_2 під кутом α_w , після чого з центрів коліс O_1 і O_2 відкладаємо перпендикуляри до цієї прямої O_1N_1 та O_2N_2 . Ці відрізки є радіусами основних кіл r_{b_1} і r_{b_2} .

1.4.3 Будуємо евольвенти, які описує точка Р прямої N_1N_2 при перекочуванні її по основних колах. При побудові евольвенти 1-го колеса ділимо відрізок N_1P на чотири рівні частини ($N_13=32=21=P1$) і з точки 3 проводимо дугу радіуса $3P$ до перетину в точці P' з основним колом ($\cup N_1P' = N_1P$). Дугу N_1P' також ділимо на чотири рівні частини ($\cup P'1' = \cup 1'2' = \cup 2'3' \dots$). На прямій N_1P за точкою N_1 відкладаємо відрізки ($45=56=\dots$), рівні $P1$, а на основному колі – дуги ($\cup 4'5' = \cup 5'6' \dots$), рівні дузі $P'1$. Через точки $1'; 2'; 3'; 4' \dots$ проводимо перпендикуляри до відповідних радіусів $O_1'1'; O_1'2'; O_1'3' \dots$. На цих перпендикулярах (вони дотикаються до основного кола) відкладаємо відрізки $1'1''; 2'2''; 3'3'' \dots$, відповідно рівні відрізкам $1P, 2P, 3P \dots$. З'єднуючи послідовно точки $P'; 1''; 2''; 3'' \dots$ плавною кривою, одержуємо евольвенту для 1-го колеса. Аналогічно будуємо евольвенту для 2-го зубчастого колеса.

1.4.4 Будуємо кола виступів обох коліс r_{a_1} і r_{a_2} . Знаходимо точки перетину цих кіл з відповідними евольвентами – крайніми точками на профілях головок.

1.4.5 Будуємо кола западин обох коліс r_{f_1} і r_{f_2} . Оскільки $r_{f_1} < r_{b_1}$, то від основи евольвенти до кола западин проводимо радіальний відрізок, а потім біля основи зубця робимо закруглення радіусом **0,2m**. Оскільки $r_{f_2} > r_{b_2}$, то одержуємо точку перетину кола западин з евольвентою, а потім біля основи робимо закруглення радіусом **0,2m**.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

1.4.6 Будуємо ділильні кола, одержуємо точку перетину ділильного кола з евольвентою. Від цієї точки відкладаємо вліво дугу, яка рівна половині товщини зубця і через одержану точку проводимо вісь симетрії зубця.

Таким самим способом віддзеркалюємо інші точки евольвенти. В результаті отримуємо зубець колеса, по якому вирізаємо з твердого паперу шаблон, яким користуємося при побудові інших зубців. Аналогічно будуємо зубці 2-го колеса. Обов'язковим є побудова трьох зубців кожного колеса.

Робочі ділянки профілів зубців

Ті ділянки профілів зубців, які беруть участь в зачепленні, називають робочими. Для того щоб знайти ці ділянки потрібно через точку a із центром O_1 провести дугу радіусом O_1a до перетину в точці A_1 з профілем зубця першого колеса і через точку b із центра O_2 проводимо дугу радіусом O_2b до перетину з профілем зубця другого колеса. Ділянки A_1B_1 і A_2B_2 профілів зубців є робочими ділянками профілів. Для позначення на кресленні цих ділянок, потрібно провести лінії паралельні A_1B_1 і A_2B_2 на відстані 1.5-2 мм і заштрихувати смужки, які отримали. Довжини робочих ділянок не є однакові, оскільки спряжені профілі зубців перекочуються один по одному з проковзуванням.

Дуга зачеплення

Кожну з дуг початкових кіл, які перекочуються одна по одній під час зачеплення однієї пари спряжених профілів, називають дугою зачеплення.

Для її побудови через крайні точки A_1 і B_1 робочої ділянки першого колеса проводимо по напрямленню ввігнутості нормалі A_1a' і B_1b' до цього профілю. Знаходимо точки a_1 і b_1 перетину цих нормалей з початковим колом першого колеса. Дуга a_1b_1 є дугою зачеплення на початковому колі першого колеса. Аналогічно будуємо дугу зачеплення a_2b_2 на початковому колі другого колеса.

Довжину k дуги зачеплення визначають за формулою $k = \frac{L}{\cos \alpha}$, де L – довжина активної частини лінії зачеплення ($\overline{ab}$).

Для визначення дуги зачеплення графічним шляхом потрібно через крайні точки a і b активної лінії зачеплення провести перпендикуляри до неї до перетину в точках a' і b' з загальною дотичною до початкових кіл. Відрізок $a'b'$ рівний довжині k дуги зачеплення.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

1.5 Визначення якісних показників зачеплення

1.5.1 Коефіцієнти перекриття ε

Коефіцієнтом перекриття називають відношення довжини $\overset{\frown}{ab}$ дуги зачеплення до довжини кроку P_b на основних колах коліс:

$$\varepsilon = \frac{\overset{\frown}{ab}}{P_b} = \frac{\overline{ab}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}.$$

Оскільки $\overset{\frown}{ab} = \overline{ab} = L/M$, то

$$\varepsilon = \frac{\overset{\frown}{ab}}{P_b} = \frac{L / M}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{102 / 5}{\pi \cdot 6 \cdot 0,939} = 1,17,$$

де M – масштаб побудови зачеплення.

Цією формулою зручно користуватись, оскільки зачеплення двох коліс вже викреслено і довжину $L(\overline{ab})$ можна виміряти.

Коефіцієнт перекриття можна визначити також за формулою

$$\begin{aligned} \varepsilon_{an} &= \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{m \pi \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{47,9^2 - 36,6^2} + \sqrt{61,5^2 - 50,7^2} - 98,3 \cdot 0,4578}{\pi \cdot 6 \cdot 0,9369} = 1,173 \end{aligned}$$

Коефіцієнт перекриття не повинен бути меншим одиниці.

1.5.2 Коефіцієнт відносного ковзання

Характеристикою шкідливого впливу проковзування є коефіцієнти λ_1 і λ_2 відносного ковзання, які визначаються за формулами

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 1 + i_{21} - \frac{e}{x} i_{21}; \\ \lambda_2 &= 1 + i_{12} - \frac{e}{e-x} i_{12}, \end{aligned}$$

де $e = N_1 N_2$ – довжина теоретичної лінії зачеплення,

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{18}{13} = 1,385; \quad i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{13}{18} = 0,722,$$

де x – відстань від точки N_2 відраховуємо в напрямку до точки N_1 .

Користуючись цими формулами, складаємо таблицю значень λ_1 і λ_2 . Для прикладу, якщо $x = 13$ мм, то

$$\lambda_1 = 1 + 0,722 - \frac{38}{13} \cdot 0,722 = -0,68; \quad \lambda_2 = 1 + 1,385 - \frac{38}{(48-13)} \cdot 1,385 = 0,406.$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

За допомогою програми, складеної для ЕОМ, отримуємо всі інші значення λ_1 і λ_2 , наведені в роздруківці (див. додаток І) і які можна подати у вигляді таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Значення коефіцієнтів відносного ковзання

x , мм	4	9	13	18	22	27	31	36
λ_1	-5,5	-1,88	-0,68	-0,08	0,27	0,51	0,69	0,82
λ_2	0,85	0,65	0,40	0,07	-0,38	-1,07	-2,23	-4,54

Через будь-яку точку **O** лінії **ON₂** проводимо вісь абсцис **Ox**, паралельну прямій **N₁N₂**. Тоді лінія **ON₂**, буде віссю ординат.

Користуючись даними таблиці 1.1 будуємо діаграми $\lambda_1=f(x)$ і $\lambda_2=f(x)$.

Для того щоб виділити ті частини діаграм, які вказують значення λ_1 і λ_2 для робочих ділянок профілів, потрібно через точки **a** і **b** провести перпендикуляри до лінії зачеплення, які відокремлюють на діаграмах шукані ділянки (заштриховані на креслені).

1.5.3. Коефіцієнт питомого тиску

Цей коефіцієнт знаходиться при розрахунку зубців коліс на контактну міцність і визначається за формулою:

$$\gamma = \frac{m \cdot e}{x(e - x)},$$

де **m** - модуль зачеплення, **e=N₁N₂**.

При **x=4 мм**

$$\gamma = \frac{6 \cdot 38}{6 \cdot (38 - 4)} = 1,48$$

Таблиця 1.2 - Значення коефіцієнтів питомого тиску

x , мм	4	9	13	18	22	27	31	36
γ	1,48	0,83	0,63	0,55	0,53	0,55	0,63	0,83

Користуючись цими даними будуємо діаграму $\gamma=\gamma(x)$.

1.6 Синтез та кінематичний аналіз планетарного механізму

Задача. Виконати синтез планетарної передачі, яка входить до складу приводу (рис.1.1), за такими вихідним даними:

- частота обертання електродвигуна: **n_{дв}=1902 об/хв**;
- частота обертання кривошипа робочої машини: **n_{кв}=134 об/хв**;
- кількість зубців коліс: **z₁=13; z₂=18**;

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ			Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат				

- модуль планетарного механізму $m_{пл}=3$ мм.

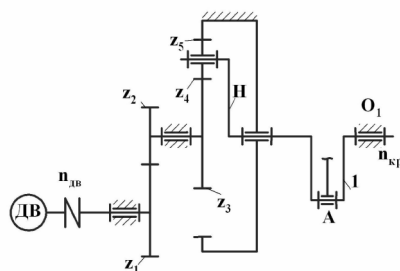


Рисунок 1.1 – Схема приводу

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора U_{3H} .

Оскільки передаточне відношення від двигуна до робочої машини U_{3AG}

$$U_{3AG} = U_{12} \cdot U_{3H}^5 = \frac{z_2}{z_1} \cdot U_{3H}^5 = \frac{n_{дв}}{n_{кр}} = \frac{1902}{134} = 14,2,$$

то передаточне відношення планетарного редуктора

$$U_{3H}^5 = \frac{U_{3AG}}{U_{12}} = \frac{14,2}{1,385} = 10,2,$$

де $U_{12}=1,385$ (див. п. 1.1.1).

В зв'язку з тим, що планетарний редуктор по схемі Джеймса не може забезпечити передаточне відношення $U_{3H}=10,2$ ($U_{1H}<8$), буде доцільним розбити його на два послідовно з'єднаних редуктори. Тоді передаточне відношення кожного редуктора можемо визначити як $U_{3H}^5 = U_{3'H'}^5 = \sqrt{10,2} = 3,2$.

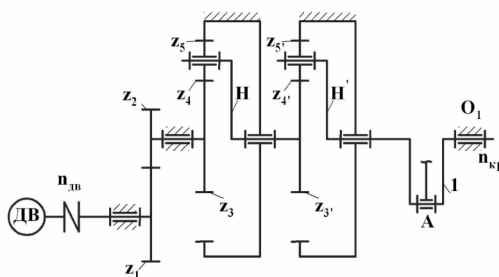


Рисунок 1.2 – Повна схема приводу

Розрахуємо кутові швидкості на валах привода:

- кутова швидкість на валу двигуна, c^{-1} : $\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{\pi \cdot 1902}{30} = 199,2$;

- кутова швидкість кривошипа, c^{-1} : $\omega_{кр} = \omega_{дв} / U_{3AG} = 199,2 / 14,2 = 14$;

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

- кутова швидкість на вході в перший планетарний редуктор, с^{-1} :
 $\omega_3 = \omega_2 = \omega_{\text{дв}} / U_{12} = 199,2 / 1,385 = 143,8$;

- кутова швидкість водила першого планетарного редуктора та кутова швидкість на вході другого планетарного редуктора, с^{-1} :

$$\omega_H = \omega_{3'} = \frac{\omega_3}{U_{3H}^5} = \frac{143,8}{3,2} = 44,9$$

- кутова швидкість водила другого планетарного редуктора, с^{-1} :

$$\omega_{H'} = \omega_{\text{кр}} \text{ або } \omega_{H'} = \frac{\omega_{3'}}{U_{3'H'}^5} = \frac{44,9}{3,2} = 14$$

1.6.1 Безмашинний розрахунок числа зубців планетарного редуктора

Розрахунок числа зубців планетарного механізму можна реалізувати методом перебору варіантів та їх аналізу.

Із співвідношення $U_{3H}^5 = 1 + \frac{z_5}{z_3}$ знаходимо необхідне відношення чисел зубців $\frac{z_5}{z_3} = U_{3H}^5 - 1 = 3,2 - 1 = 2,2$.

В передачі бажано використати нульові колеса, тому для коліс з зовнішніми зубцями, повинна витримуватись умова - $z_{\min} \geq 17$, для коліс з внутрішніми зубцями - $z_{\min} \geq 85$.

Тобто, число зубців z_3, z_4 вибирають з ряду 17, 18, 19, ..., а число зубців $z_5 = 85, 86, 87, \dots$

Прийнявши $z_3 = 40$, маємо $z_5 = (U_{3H}^5 - 1)z_3 = (3,2 - 1) \cdot 40 = 2,2 \cdot 40 = 88$, що задовольняє вимозі $z_{5\min} = 85$.

Визначимо z_4 з умови співвісності:

$$z_5 = z_3 + 2 \cdot z_4; [1, \text{ст. 504}], \text{ або } z_4 = \frac{z_5 - z_3}{2} = \frac{88 - 40}{2} = 22.$$

Перевіряємо передачу на умову складання:

$$\frac{z_3 U_{3H}^5}{k} (1 + pk) = N,$$

де U_{3H}^5 - передаточне відношення редуктора; $p = 0, 1, 2, 3, \dots$ - ціле число повних обертів водила; $N = 1, 2, 3, \dots$ - будь-яке ціле число; k - кількість сателітів [1, ст.504]. Вибираємо кількість сателітів 4.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

$$\frac{40 \cdot 3,2}{4} (1 + 1 \cdot 4) = 160, \text{ вибрані числа зубців задовольняють умову складання.}$$

Перевіряємо на умову сусідства

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_4 + 2}{z_3 + z_4}, \sin \frac{180^\circ}{4} > \frac{22 + 2}{22 + 40} \Rightarrow \sin 45^\circ > \frac{24}{64} \Rightarrow 0,7071 > 0,375.$$

Умова сусідства виконується. Отже, $z_3=40$, $z_4=22$, $z_5=88$ ($z_3'=40$, $z_4'=22$, $z_5'=88$).

1.6.2 Синтез планетарного механізму з застосуванням ЕОМ

Приймаємо:

- планетарна передача за схемою 1;
- кількість сателітів $k=3$;
- допустима похибка величини U_{3H} : $E=3\%$;
- модуль коліс: $m=3$ мм;
- зона пошуку $z_{3\min}=18$, $z_{3\max}=50$; $z_{4\min}=20$, $z_{4\max}=70$.

1.6.3 Аналіз результатів синтезу на ЕОМ

Прийняті вихідні дані задовольняють декільком варіантам механізмів (див. додаток К), серед яких найменші розміри будуть у планетарного редуктора з числами зубців коліс $z_3=40$, $z_4=22$, $z_5=88$.

Визначаємо фактичне передаточне відношення:

$$U_{3H}^{\Phi} = 1 + \frac{z_5}{z_3} = 1 + \frac{88}{40} = 3,2.$$

$$\text{Визначаємо похибку} - \Delta U_{3H} = \frac{U_{3H}^{\Phi} - U_{3H}}{U_{3H}} \cdot 100 = \frac{3,2 - 3,2}{3,2} \cdot 100\% = 0.$$

Приймаємо цей варіант механізму за розрахунковий.

1.6.4 Визначаємо коефіцієнт корисної дії (ККД)

ККД планетарного механізму визначаємо за формулою

$$\eta_{3H} = 1 - \left| \left(1 - \frac{1}{U_{3H}^{(5)}} \right) \right| \cdot \varphi_H = 1 - \left| \left(1 - \frac{1}{3,2} \right) \right| \cdot 0,05 = 0,95,$$

де $\varphi_H=0,05$.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

1.6.5 Кінематичний аналіз планетарного механізму

А. Визначаємо значення абсолютних ω_4 , $\omega_{4'}$ і відносних ω_{4H} , $\omega_{4'H'}$ кутових швидкостей ланок аналітичним методом:

Для обчислення ω_4 скористаємось формулою Вілліса:

$$U_{34}^H = \frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}, \text{ де } U_{34}^H = -\frac{z_4}{z_3} = -\frac{22}{40} = -0,55.$$

Звідки:

$$\omega_4 = \frac{\omega_3 - \omega_H \cdot (1 - U_{34}^H)}{U_{34}^H} = \frac{143,8 - 44,9(1 + 0,55)}{-0,55} = -134,9,$$

$$\omega_{4'} = \frac{\omega_{3'} - \omega_{H'} \cdot (1 - U_{3'4'}^{H'})}{U_{3'4'}^{H'}} = \frac{44,9 - 14(1 + 0,55)}{-0,55} = -42,18.$$

Кутова швидкість блоку сателітів відносно водила:

$$\omega_{4H} = \omega_4 - \omega_H = -134,9 - 44,9 = -179,8,$$

$$\omega_{4'H'} = \omega_{4'} - \omega_{H'} = -42,18 - 14 = -56,18.$$

Б. Графічний метод визначення кутових швидкостей (див. лист 2, дод. Н2).

Визначаємо розміри планетарного механізму:

$$d_3 = d_{3'} = m \cdot z_3 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм};$$

$$d_4 = d_{4'} = m \cdot z_4 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм};$$

$$d_5 = d_{5'} = m \cdot z_5 = 3 \cdot 88 = 264 \text{ мм}.$$

Схему механізму викреслюємо з масштабним коефіцієнтом $\mu_L = r_3/L(r_3) = 0,06/30 = 0,002 \text{ м/мм}$.

Графічний метод зводиться до побудови трикутника лінійних швидкостей кожного колеса і знаходження з них ω_i .

$$\text{Колова швидкість колеса } z_3 - V_A = \omega_3 \cdot r_3 = 143,8 \cdot 0,06 = 8,6 \text{ м/с}.$$

Пряма OA' утворює з вертикаллю кут φ_3 і є лінією розподілу швидкостей точок на радіусі колеса z_3 . Колесо z_5 є нерухоме, тому через точку O проходить вісь миттєвого обертання блока сателіта з колесом z_4 .

На блоці коліс відомі швидкості точок O і B , тому $B'A'$ є прямою розподілу швидкостей для коліс z_3 і z_4 , які утворюють кут φ_4 з вертикаллю. Швидкість осі O_2 колеса виражається відрізком BB' . З'єднуючи точку B' і вісь O , знаходимо пряму розподілу швидкостей для водила H , яка утворює кут φ_5 з вертикаллю.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Для отримання наочного уявлення про кутові швидкості коліс планетарного механізму будуюмо діаграму кутових швидкостей.

Проводимо довільну горизонтальну лінію. З точки **F**, яка відкладається на довільній відстані від цієї лінії, під відповідними кутами $\varphi_5, \varphi_4, \varphi_3$ до вертикалі, проводимо промені до перетину з цією лінією. Отримуємо точки перетину **d, c, b, a**, які визначають відрізки **dc, cb, ca** довжина яких, пропорційна кутовій швидкості відповідних ланок. Масштаб залежить від довжини відрізка **cF**.

Довжина вектора (**AA'**) колової швидкості v_A прийнята **60 мм**, а відрізок (**cF**)=**30 мм**.

Тоді масштабний коефіцієнт:

$$\mu_v = v_A / (A'A_1) = 8,6 / 60 = 0,1433 \text{ (м/с)/мм.}$$

На кресленні діаграми кутових швидкостей коліс знаходимо масштабний коефіцієнт μ_ω , що розраховується за формулою:

$$\mu_\omega = \frac{\mu_v}{\mu_L(cF)} \left[\frac{c^{-1}}{мм} \right]; \mu_\omega = \frac{0,1433}{0,002 \cdot 30} = 2,39 \left[\frac{c^{-1}}{мм} \right].$$

З креслення знаходимо довжини відрізків - **cd=-26 мм, ca=160 мм, cb=21 мм**.

Визначаємо кутові швидкості всіх ланок графічним методом:

$$\omega_{3гр} = ca \cdot \mu_\omega = 60 \cdot 2,39 = 143,5 \text{ рад/с;}$$

$$\omega_{4гр} = cd \cdot \mu_\omega = -56 \cdot 2,39 = -135,1 \text{ рад/с;}$$

$$\omega_{Hгр} = cb \cdot \mu_\omega = 19 \cdot 2,39 = 44,7 \text{ рад/с;}$$

$$\omega_{4Hгр} = \omega_{4гр} - \omega_{Hгр} = -135,1 - 44,7 = 179,8 \text{ рад/с.}$$

1.6.6 Обчислюємо похибку при визначенні кутових швидкостей, отриманих графічним і аналітичним методами:

$$\Delta\omega_3 = \frac{\omega_3 - \omega_{3гр}}{\omega_3} \cdot 100\% = \frac{143,8 - 143,5}{143,8} \cdot 100\% = 0,21\% ;$$

$$\Delta\omega_4 = \frac{\omega_4 - \omega_{4гр}}{\omega_4} \cdot 100\% = \frac{-134,9 + 135,1}{-134,9} \cdot 100\% = 0,15\% ;$$

$$\Delta\omega_H = \frac{\omega_H - \omega_{Hгр}}{\omega_H} \cdot 100\% = \frac{44,9 - 44,7}{44,9} \cdot 100\% = 0,45\% ;$$

$$\Delta\omega_{4H} = \frac{\omega_{4H} - \omega_{4Hгр}}{\omega_{4H}} \cdot 100\% = \frac{-179,8 + 179,8}{-179,8} \cdot 100\% = 0\% .$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

2 КІНЕМАТИЧНЕ ТА СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

(Лист 2, дод. К2)

2.1 Структурний аналіз механізму

Прийmemo такі умовні позначення ланок механізму (рис.2.1): **1** - кривошип O_2A , **2** - камінь куліси, **3** - куліса BA , **4** - шатун BC , **5** - повзун.

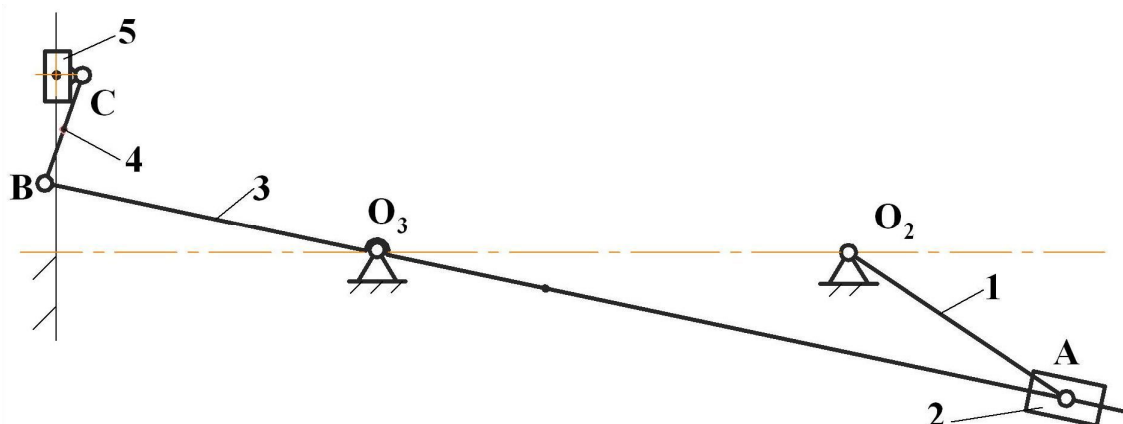


Рисунок 2.1. – Структурна схема механізму

Таблиця 2.1. – Характеристика кінематичних пар

Найменування	O_2	A_2	A_3	B	C	C_0	O_3
Ланки кінематичної пари	0-1	1-2	2-3	3-4	4-5	5-0	0-3
Клас кінематичної пари	5	5	5	5	5	5	5
Характер руху	Об.	Об.	Пост.	Пост.	Об.	Пост.	Об.

За формулою Чебишева визначимо ступінь рухомості механізму:

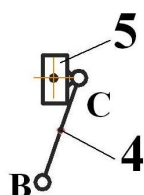
$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де $n=5$ - кількість рухомих панок; $p_5=7$ - кількість кінематичних пар V класу; $p_4=0$ - кількість кінематичних пар IV класу.

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Це означає, що в даному механізмі має бути одна початкова ланка. за початкову, згідно з умовою завдання, приймаємо кривошип **1**. розкладаємо механізм на структурні групи, розпочинаючи з найбільш віддаленої групи Ассура.

Відокремлюємо ланцюг, який складається з ланок (4–5)



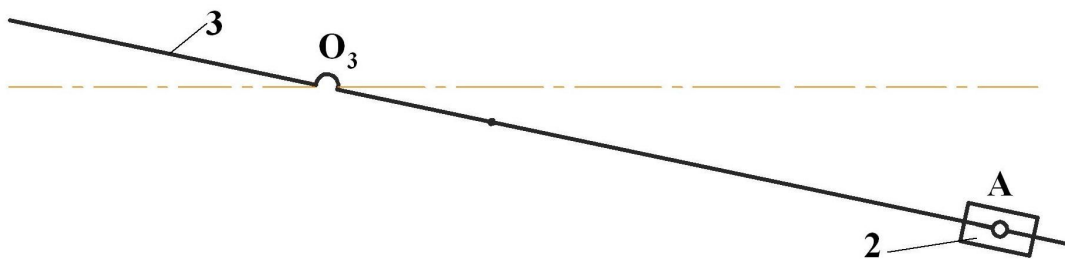
1) $n=2$; $p_5=3$;

2) $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$.

Група Ассура 2 класу, 2 порядку, 2 виду. ($\Pi_{\text{кл } 2\text{В}}^{2\text{п}}$).

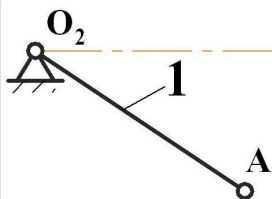
Зм.	Лис	№	Підп	Дат	08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
-----	-----	---	------	-----	----------------------------	-----

Відокремлюємо ланцюг, який складається з ланок (2–3)



1) $n=2$; $p_5=3$; 2) $W=3n-2p_5=3\cdot 2-2\cdot 3=0$.

Група Ассура 2 класу, 2 порядку, 3 виду. ($\Pi_{\text{кл } 3\text{в}}^{2\text{п}}$).



Кривошип 1 разом зі стояком O_2 утворюють механізм I класу. I кл (0-1).

В цілому механізм, який розглядаємо, є механізмом II класу. Для такого механізму можна записати формулу будови:

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5),$$

де цифрою I позначено механізм 1-го класу, цифрою II - клас групи. Номери ланок, що входять до складу механізму 1-го класу та груп, взято у дужки.

2.2 Кінематичний синтез механізму

Задача кінематичного синтезу механізму полягає в тому, щоб за заданим кінематичним параметром визначити розміри ланок механізму, яких не вистачає.

Для заданого механізму відомо: коефіцієнт зміни середньої швидкості $K_v=2,2$ довбача, міжосьова відстань $L_{O_2O_3}=0,25$ м, хід повзуна $H=0,2$ м і максимально допустимий кут тиску $\nu_d=30^\circ$. Необхідно знайти розміри ланок O_2A , O_3B , BC (рис. 2.2.)

За коефіцієнтом K_v визначаємо кут:

$$\theta = 180^\circ \cdot \frac{K_v - 1}{K_v + 1} = 180^\circ \cdot \frac{2,2 - 1}{2,2 + 1} = 67^\circ,$$

θ - кут між крайніми положеннями куліси.

Тоді довжина кривошипа буде дорівнювати:

$$L_{O_2A} = L_{O_2O_3} \cdot \sin \frac{\theta}{2} = 0,25 \cdot \sin 33,5^\circ = 0,138 \text{ м.}$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Розмір ланки O_3B знаходимо за формулою:

$$L_{O_3B} = \frac{H}{2 \cdot \sin \frac{\theta}{2}} = \frac{0,2}{2 \cdot \sin \frac{67}{2}} = 0,18 \text{ м.}$$

Довжина шатуна 4 виражається через заданий максимальний допустимий кут тиску:

$$L_{BC} = \frac{f}{2 \cdot \sin \nu_d},$$

де $f = L_{O_3B} \cdot \left(1 - \cos \frac{\theta}{2}\right)$.

Отже, довжина шатуна 4 дорівнює:

$$L_{BC} = \frac{f}{2 \cdot \sin \nu_d} = \frac{L_{O_3B} \cdot (1 - \cos \frac{\theta}{2})}{2 \cdot \sin \nu_d} = \frac{0,18 \cdot (1 - \cos \frac{67}{2})}{2 \cdot \sin 30} = 0,06 \text{ м.}$$

Викреслюємо механізм відповідно до розмірів, отриманих після розрахунку (рис. 2.2.)

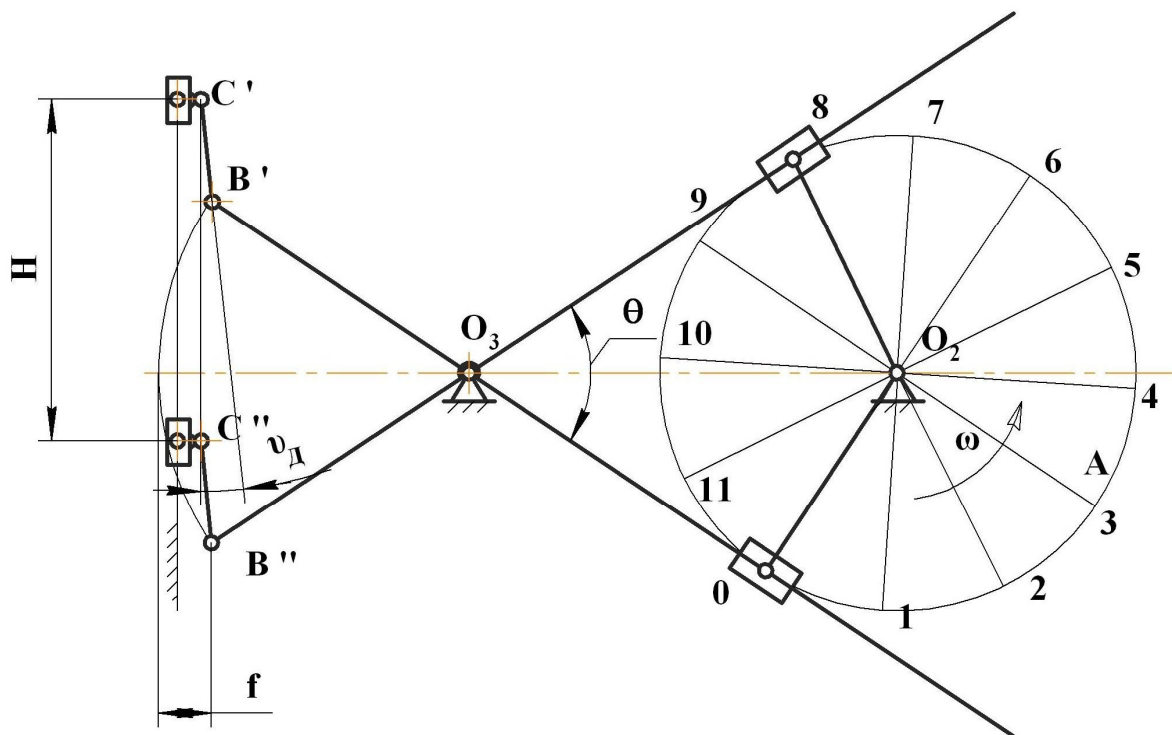


Рисунок 2.2 – Кінематичний синтез механізму

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ		Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат			

2.3 Побудова планів механізму

Кінематичну схему механізму будуємо в масштабі

$$\mu_L = \frac{l_{O_2O_3}}{(O_2O_3)} = \frac{0,25}{125} = 0,002 \text{ м / мм} ,$$

де $L_{O_2O_3}$ – дійсна відстань між двома шарнірами, м; (O_2O_3) – довжина відрізка, мм, яка зображає відстань між двома шарнірами на плані механізму.

Побудову кінематичної схеми починаємо з відкладання відстані між двома шарнірами, точок O_2 і O_3 . Будуємо коло з центром в точці O_2 і радіусом O_2A ($O_2A=L_{O_2A}/\mu_L$), аналогічно знаходяться всі інші відрізки, які зображають лінійні розміри механізму). Через точку O_3 проводимо дотичні до кола, на які опускаємо перпендикуляри з точки O_2 . Отримуємо крайні положення куліси. Від одержаної точки A_0 траєкторію руху точки A розбиваємо на 12 рівних частин і нумеруємо одержані точки в напрямі обертання кривошипа. Тим же методом засічок будуємо всі інші 11 положень механізму.

2.4 Побудова планів швидкостей

Побудову планів швидкостей розглянемо на прикладі 3-го положення механізму. З полюса P_v (рис. 2.3) плану швидкостей за напрямом обертання кривошипа перпендикулярно O_2A відкладаємо в масштабі вектор швидкості точки A , величина якого

$$v_{A_2} = \omega_1 \cdot L_{O_2A} = 14 \cdot 0,138 = 1,93 \text{ м / с} ,$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа ($\omega_1=\omega_{кр}=14 \text{ с}^{-1}$ розрахована в розділі 1.1.6).

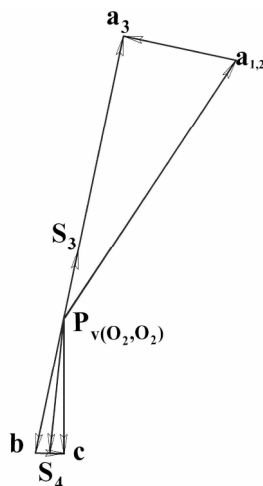


Рисунок 2.3 – План швидкостей для 3-го положення

Приймаємо довжину відрізка, який зображає вектор швидкості точки A , $P_v a_{1,2}=128,7$ мм. Тоді масштаб плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_A}{(P_v a_{1,2})} = \frac{1,93}{128,7} = 0,015 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}} .$$

Швидкість точки A_3 , яка лежить на кулісі AB і в даний момент збігається з точкою A , що належить кулісі 3 чи повзуну 2, визначаємо з системи рівнянь:

$$\begin{cases} \overline{v_{A_3}} = \overline{v_{A_2}} + \overline{v_{A_3 A_2}} ; \\ \overline{v_{A_3}} = \overline{v_{O_3}} + \overline{v_{A_3 O_3}} . \end{cases}$$

						Арк
					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Розв'язуємо цю систему векторних рівнянь графічним методом. З точки $a_{1,2}$, кінця вектора $P_v a$, проводимо пряму паралельну ланці AB , а з точки O_3 , яка збігається з полюсом P_v , проводимо пряму перпендикулярну до AB . На перетині цих прямих одержуємо точку a_3 . Сполучаємо полюс P_v з точкою a_3 вектором $P_v a_3$, який зображає швидкість V_{A_3} точки A_3 .

Використовуючи теорему подібності, знаходимо положення точки b на плані швидкостей, попередньо записавши пропорцію:

$$\frac{(AO_3)}{(O_3B)} = \frac{P_v a_3}{P_v b},$$

$$\text{тоді } P_v b = \frac{(O_3B) \cdot P_v a_3}{(AO_3)} = \frac{90 \cdot 111,4}{188} = 53,5 \text{ мм}.$$

Відклавши від точки P_v на продовженні відрізка $a_3 P_v$ відрізок $P_v b$, знаходимо положення точки b , поєднавши яку з полюсом, отримаємо в масштабі μ_v швидкість точки B .

Швидкість точки C , яка належить відповідно стояку 0 і повзуну 5 , можна виразити через швидкості точок B і C_0 . Вектор швидкості точки B відомий за величиною і за напрямом; швидкість точки C_0 - $V_{C_0} = 0$. Тоді можна записати векторні рівняння:

$$\begin{cases} \overline{v}_C = \overline{v}_B + \overline{v}_{BC}; \\ \overline{v}_C = \overline{v}_{C_0} + \overline{v}_{CC_0}. \end{cases}$$

На плані швидкостей з точки b проводимо перпендикулярно ланці BC пряму, яка визначає напрям швидкості V_{BC} , а з полюса проводимо лінію паралельно напрямній, що визначає напрям швидкості точки C відносно стояка. Відрізки bc і $P_v c$ у масштабі μ_v зображають вектори швидкостей V_{BC} і V_C .

Положення центрів ваги ланок 3 і 4 знаходимо із пропорцій:

$$CS_4 = 0,5 \cdot CB; CS_4 = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ мм};$$

$$O_3 S_3 = 0,5 \cdot O_3 B; O_3 S_3 = 0,5 \cdot 90 = 45 \text{ мм}.$$

Для визначення дійсних значень величин швидкостей вимірюємо відповідні відрізки в мм на плані швидкостей і множимо їх на масштабний коефіцієнт μ_v .

Абсолютні швидкості:

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

$$\begin{aligned}v_{A2} &= (P_v a_2) \cdot \mu_v = 120 \cdot 0,015 = 1,9 \text{ м/с}; \\v_{A3} &= (P_v a_3) \cdot \mu_v = 111,4 \cdot 0,015 = 1,7 \text{ м/с}; \\v_B &= P_v b \cdot \mu_v = 53,5 \cdot 0,015 = 0,8 \text{ м/с}; \\v_C &= P_v c \cdot \mu_v = 52,93 \cdot 0,015 = 0,79 \text{ м/с}.\end{aligned}$$

Відносні швидкості:

$$\begin{aligned}v_{A2A} &= (P_v a_2 a_3) \cdot \mu_v = 44,6 \cdot 0,015 = 0,7 \text{ м/с}; \\v_{BC} &= bc \cdot \mu_v = 11,89 \cdot 0,015 = 0,18 \text{ м/с}.\end{aligned}$$

Для визначення швидкостей центрів мас S_4 ланки **BC** і S_3 куліси **3** з'єднаємо відповідні точки з полюсом P_v . Отримані відрізки P_{vs4} , P_{vs3} зображають швидкості v_{s3} і v_{s4} :

$$\begin{aligned}v_{s3} &= P_{vs3} \cdot \mu_v = 26,8 \cdot 0,015 = 0,4 \text{ м/с}; \\v_{s4} &= P_{vs4} \cdot \mu_v = 52,8 \cdot 0,015 = 0,8 \text{ м/с}.\end{aligned}$$

Визначаємо кутові швидкості ланок **3** і **4**. Кутова швидкість ланки **3** дорівнює:

$$\omega_3 = \frac{v_{A3}}{L_{A3O3}} = \frac{v_{A3}}{(A_3 O_3) \cdot \mu_L} = \frac{1,7}{188 \cdot 0,002} = 4,5 \text{ с}^{-1}.$$

Щоб визначити напрям кутової швидкості ω_3 , розглянемо обертання ланки **3** відносно точки O_3 . Напрямок руху точки A_3 відносно точки O_3 визначається вектором швидкості V_{A3O3} . Подумки переносимо цей вектор у точку A_3 механізму. Отже, ланка **AB** відносно точки O_3 обертається проти годинникової стрілки.

Кутову швидкість ланки **4** визначаємо за формулою:

$$\omega_4 = \frac{v_{BC}}{L_{BC}} = \frac{0,18}{0,06} = 3 \text{ с}^{-1}.$$

Напрямок кутової швидкості ω_4 знаходимо за допомогою умовного переносу вектора швидкості V_{CB} в точку **B**. Отже, ланка **BC** навколо точки **B** обертається за годинниковою стрілкою.

Плани швидкостей для інших положень механізму будуюмо аналогічно. Отримані значення відрізків, які зображають вектори швидкостей табл.2.2., і значення швидкостей наведені у табл. 2.3.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Зм.	Лис	№	Підп	Дат	08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ		Арк

Таблиця 2.2 – Довжини відрізків планів швидкостей

Положення	$P_{0S4}, \text{мм}$	$P_{0S3}, \text{мм}$	$a_{2a3}, \text{мм}$	$BC, \text{мм}$	$P_{0C}, \text{мм}$	$P_{0a3}, \text{мм}$	$P_{0a2}, \text{мм}$
0	0	0	0	0	0	0	128,7
1	28,3	17,1	107,	17,7	24,7	52	128,7
2	44	23,5	80,2	17,5	42,5	90	128,7
3	52,7	26,8	44,5	11,8	52,9	111	128,7
4	53,4	41,6	5,79	0,58	53	119	128,7
5	50,4	27,	35,1	11,5	46,7	114	128,7
6	81,6	38,8	89,9	88,6	105	150	128,7
7	26,5	19,3	101	26,2	15,4	63	128,7
8	6,13	8,75	119	8,58	5,53	15	128,7
9	52,2	31,2	107	32,2	45,4	53	128,7
10	94,4	47,7	8,74	13,9	94	59	64
11	145,	77,4	92,5	68,2	144	116	64

Зм.	Лис	№	Підп	Дат	08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ		Арк

Таблиця 2.3 – Дійсні значення швидкостей точок і ланок механізму

Положення	$\omega_3, \text{с}^{-1}$	$\omega_4, \text{с}^{-1}$	$V_{S4}, \text{м/с}$	$V_{S3}, \text{м/с}$	$V_{A2A3}, \text{м/с}$	$V_{BC}, \text{м/с}$	$V_C, \text{м/с}$	$V_{A3}, \text{м/с}$	$V_{A2}, \text{м/с}$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,9
1	2,55	4,5	0,42	0,26	1,62	0,27	0,37	0,79	1,9
2	4,2	4,3	0,66	0,35	1,2	0,26	0,64	1,3	1,9
3	4,5	3	0,8	0,4	0,7	0,18	0,79	1,7	1,9
4	5,74	1,5	0,78	0,62	0,09	0,09	0,79	1,78	1,9
5	5,54	2,83	0,76	0,4	0,53	0,17	0,7	1,72	1,9
6	7,26	4,3	1,22	0,58	1,35	0,26	1,58	2,25	1,9
7	3	6,5	0,4	0,29	1,53	0,39	0,24	0,95	1,9
8	0,7	2,17	0,09	0,13	1,78	0,13	0,08	0,22	1,9
9	2,58	8	0,78	0,47	1,6	0,48	0,68	0,8	1,9
10	5,8	7	2,83	1,43	2,86	0,42	2,82	1,8	3,6
11	11,2	5,3	4,38	2,32	2,77	0,32	4,34	3,5	3,6

2.5 Побудова планів прискорень

Визначимо прискорення точки **A**. Через те, що кривошип обертається рівномірно, точка **A** має тільки нормальне прискорення, яке напрямлене вздовж ланки **O₂A** до центра обертання. Значення цього прискорення:

$$a_{A_{1,2}} = \omega_1^2 \cdot L_{O_2A} = 14^2 \cdot 0,138 = 27,2 \text{ м / с}^2.$$

Прийmemo довжину відрізка (**P_aa₂**), який зображає вектор прискорення точки **A** таким, що дорівнює **200 мм**. Тоді масштаб плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_A}{(P_a a_{1,2})} = \frac{27,2}{200} = 0,136 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}^2}.$$

З довільної точки **P_a**, яка прийнята за полюс плану прискорень, відкладаємо паралельно лінії **O₂A** вектор **P_aa₂** (див. рис. 2.3.).

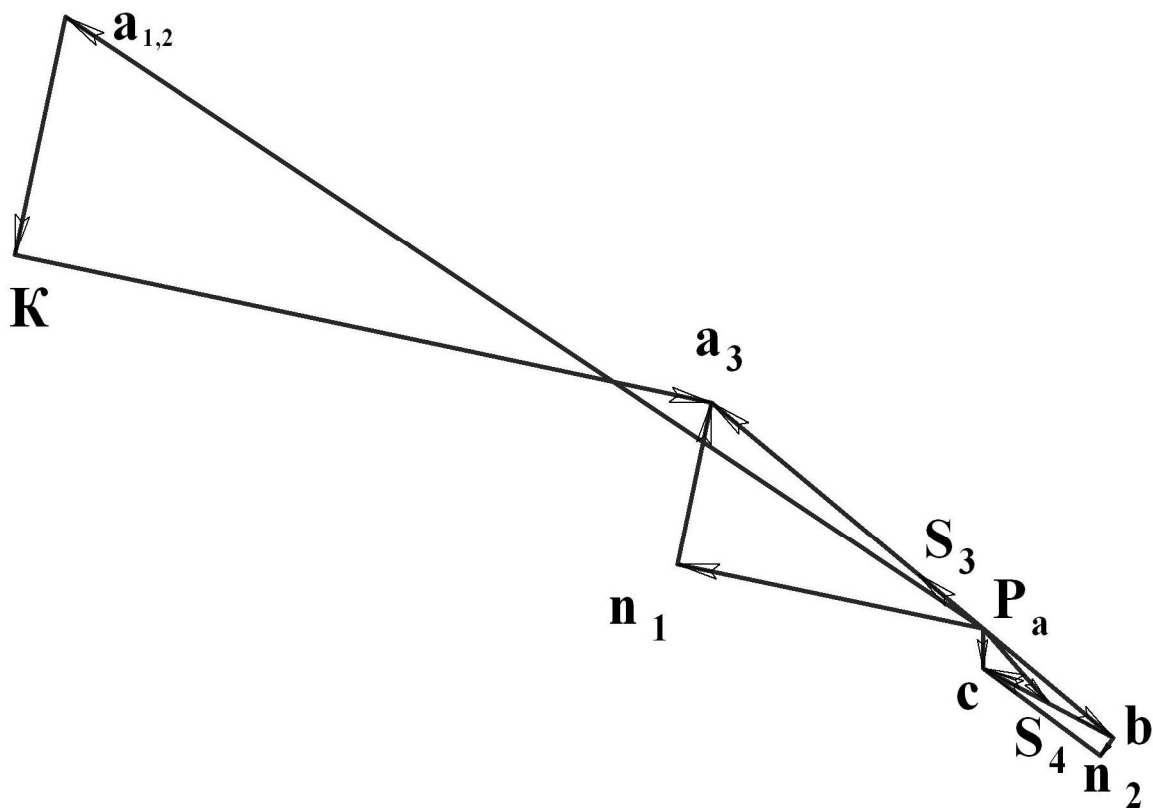


Рисунок 2.3. – План прискорень для 3-го положення

							Арк
						08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	
Зм.	Лис	№	Підп	Дат			

Розглянемо рух точки A_3 з кулісою AB і повзуном 2 та складемо векторні рівняння:

$$\begin{cases} \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{A_3A_2}^k + \vec{a}_{A_3A_2}^n; \\ \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{O_3} + \vec{a}_{A_3O_3}^n + \vec{a}_{A_3O_3}^t, \end{cases}$$

де $\vec{a}_{A_3O_3}^n$ - вектор нормального прискорення точки A_3 при обертанні ланки 3 відносно точки O_3 - має напрям уздовж ланки до умовного центра обертання O_3 ; $\vec{a}_{A_3O_3}^t$ - вектор дотичного прискорення точки A_3 при обертанні ланки 3 відносно точки O_3 ; $\vec{a}_{A_2A_3}^k$ - вектор коріолісового (поворотного) прискорення точки A_3 відносно точки O_3 . Напрямок вектора $\vec{a}_{A_2A_3}^k$ визначається напрямом вектора відносної швидкості $V_{A_2A_3}$, що повернений на 90° в бік обертання куліси (правило М. Є. Жуковського).

Визначаємо значення нормального і коріолісового прискорень:

$$a_{A_3O_3}^n = \frac{v_{A_3}^2}{L_{O_3A_3}} = \frac{v_{A_3}^2}{O_3A_3 \cdot \mu_L} = \frac{1,7^2}{187 \cdot 0,002} = 7,7 \frac{m}{c^2};$$

$$a_{A_2A_3}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot v_{A_2A_3} \cdot \sin 90^\circ = 2 \cdot 4,5 \cdot 0,67 \cdot 1 = 6,03 \frac{m}{c^2}.$$

Тоді відрізки, що зображають їх на плані прискорень:

$$(P_a n_1) = \frac{a_{A_3O_3}^n}{\mu_a} = \frac{7,7}{0,136} = 56,6 \text{ мм};$$

$$(a_2 k) = \frac{a_{A_2A_3}^k}{\mu_a} = \frac{6,03}{0,136} = 44,3 \text{ мм}.$$

За отриманими значеннями будуюмо план прискорень для знаходження прискорення точки A_3 . Для цього з точки a_2 відкладаємо відрізок $(a_2 k)$ перпендикулярно до O_3A_3 , ставимо точку k .

З полюса P_a відкладаємо відрізок паралельно до O_3A_3 , ставимо точку n_1 . З отриманих точок проводимо промені: паралельно до O_3A_3 , через точку k , перпендикулярно до вектора $P_a n_1$ через точку n_1 . Точка перетину цих променів і є шукана точка a_3 . З'єднуємо прямою полюс P_a і отриману точку - отримуємо пряму, що визначає прискорення точки A_3 . А відрізок $n_1 a_3$ визначає тангенційне прискорення точки A_3 . Виміряємо на кресленні відстані $(P_a a_3)$ і $(n_1 a_3)$, та за допомогою масштабного коефіцієнта знайдемо значення прискорень точки A_3 :

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

$$a_{A_3O_3}^{\tau} = (n_1 a_3) \cdot \mu_a = 30 \cdot 0,136 = 4,08 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{A_3} = (P_a a_3) \cdot \mu_a = 64 \cdot 0,136 = 8,7 \frac{M}{c^2}.$$

Прискорення точки **B**, яка належить кулісі **3**, визначаємо за теоремою подібності планів прискорень, склавши пропорцію

$$\frac{P_a b}{O_3 B} = \frac{P_a a_3}{O_3 A_3}.$$

$$\text{Звідки } P_a b = \frac{P_a a_3 \cdot O_3 B}{O_3 A_3} = \frac{64 \cdot 90}{187} = 30,8 \text{ мм}.$$

Відкладаючи відрізок **P_ab** на продовженні відрізка **P_aa₃** і, з'єднавши точку **b** з полюсом **P_a**, отримаємо величину і напрям вектора прискорення точки **B**:

$$a_B = (P_a b) \cdot \mu_a = 30,8 \cdot 0,136 = 4,2 \frac{M}{c^2}.$$

Для визначення прискорення точки **C** складемо векторні рівняння:

$$\begin{cases} \overline{a}_C = \overline{a}_B + \overline{a}_{CB}^n + \overline{a}_{CB}^{\tau}; \\ \overline{a}_C = \overline{a}_{C_0} + \overline{a}_{CC_0}. \end{cases}$$

Тут $\overline{a}_{BC}^n$ – вектор нормального прискорення точки **C**; a_{C_0} – прискорення стояка, $a_{C_0}=0$.

Обчислимо значення вектора нормального прискорення:

$$(bn_2) = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{v_{BC}^2}{L_{BC} \cdot \mu_a} = \frac{0,18^2}{0,06 \cdot 0,136} = 4 \text{ мм}.$$

Від точки **b** на плані прискорень відкладаємо паралельно до **BC** відрізок **(bn₂)** і отримаємо точку **n₂**. Через полюс **P_a** проводимо промінь паралельний до стояка, а через точку **n₂** проведемо промінь, перпендикулярний до прямої **bn₂**. Точку перетину цих променів позначимо **c**. Сполучимо точки **c** і **b**.

Виміряємо відрізки: **P_ac** і **cn₂**. Тоді:

$$a_c = (P_a c) \cdot \mu_a = 7,2 \cdot 0,136 = 0,98 \frac{M}{c^2};$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

$$a_{CB}^{\tau} = (n_2 c) \cdot \mu_a = 26,4 \cdot 0,136 = 3,6 \frac{M}{c^2}$$

Знаючи положення центрів мас S_3 і S_4 за аналогією з планом швидкостей, знаходимо за правилом подібності точки S_3 і S_4 на плані прискорень. З'єднавши отриману точки з полюсом плану прискорень, обчислюємо прискорення центра мас куліси і ланки **BC**:

$$a_{S3} = (P_a S_3) \cdot \mu_a = 15,4 \cdot 0,136 = 2 \frac{M}{c^2}$$

$$a_{S4} = (P_a S_4) \cdot \mu_a = 17,9 \cdot 0,136 = 2,43 \frac{M}{c^2}$$

Кутове прискорення кривошипа $\varepsilon_1=0$, тому що ланка обертається рівномірно. Значення кутового прискорення куліси:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A3O3}^{\tau}}{L_{A3O3}} = \frac{a_{A3O3}^{\tau}}{(A_3 O_3) \cdot \mu_L} = \frac{4,08}{187 \cdot 0,002} = 10,9 c^{-2}$$

А ланки **BC**:

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{BC}^{\tau}}{L_{BC}} = \frac{a_{BC}^{\tau}}{(BC) \cdot \mu_L} = \frac{3,6}{30 \cdot 0,002} = 60 c^{-2}.$$

Для визначення напрямку вектора ε_3 переносимо умовно вектор $\vec{a}_{A3O3}^{\tau}$ у точку **A**. Розглядаємо рух ланки **3** відносно точки **O₃**. У нашому випадку вектор $\vec{a}_{A3O3}^{\tau}$ має напрям вліво. Отже, ε_3 напрямлене проти годинникової стрілки. Аналогічно визначаємо напрям ε_4 .

2.6 Кінетостатичне дослідження механізму

До задач кінетостатичного дослідження відносять:

- 1) Знаходження зовнішніх сил, що діють на ланки механізму;
- 2) Визначення реакцій у кінематичних парах;
- 3) Знаходження зрівноважувальної сили або моменту, прикладених до ведучої ланки.

Вихідні дані

Сила корисного опору $F_{ko}=2150$ Н.

Маси ланок: $m_3 = 24$ кг, $m_4 = 6$ кг, $m_5 = 38$ кг.

Моменти інерції ланок : $J_{S3} = 0,35$ кг·м², $J_{S4} = 0,02$ кг·м².

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

2.6.1 Визначення сили корисного опору

Силу корисного опору (силу різання) визначаємо за заданою діаграмою $F_{ko}=F_{ko}(s_C)$. Викреслюємо цю діаграму у масштабі, показавши значення сил у відповідних положеннях механізму. Щоб полегшити розмітку осі абсцис цієї діаграми, відрізок $[S_{max}]$ вибираємо таким, що дорівнює максимальній ординаті y_{max} діаграми $s = s(t)$.

Масштаб по осі ординат

$$\mu_F = \frac{F_{max}}{(F_{max})} = \frac{2150}{43} = 50 \text{ Н / мм} .$$

Згідно із завданням на курсовий проект сила F_{ko} діє тільки при русі повзуна С вниз, тобто у положеннях 1–7.

2.6.2 Визначення сил інерції ланок

Сили інерції ланок визначаємо за формулою $F_i = -m \cdot a$, моменти сил інерції $\overline{M}_i = -J_{si} \cdot \overline{\epsilon}_i$. Знак "-" у цих формулах означає, що сила інерції напрямлена протилежно до напрямку прискорення центра мас $\overline{a}_{si}$, а моменти сил інерції – протилежно напрямку кутового прискорення $\overline{\epsilon}_i$.

Тоді величини сил інерції ланок:

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_{s3} = 24 \cdot 2 = 48 \text{ Н} ;$$

$$F_{i4} = m_4 \cdot a_{s4} = 6 \cdot 2,43 = 14,6 \text{ Н} ;$$

$$F_{i5} = m_5 \cdot a_C = 38 \cdot 0,98 = 37,2 \text{ Н} .$$

Знайдемо сили інерції, які замінюють момент інерції, що діє на ланку 4:

$$F_{i4}' = F_{i4}'' = \frac{M_{i4}}{I_{BC}} ,$$

$$\text{де } M_{i4} = \epsilon_4 \cdot I_{s4} = 60 \cdot 0,02 = 1,2 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2} .$$

Аналогічно знаходимо момент інерції M_{i3} :

$$M_{i3} = \epsilon_3 \cdot I_{s3} = 10,9 \cdot 0,35 = 3,8 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2} .$$

$$\text{Звідси } F_{i4}' = F_{i4}'' = \frac{M_{i4}}{I_{BC}} = \frac{1,2}{0,06} = 20 \text{ Н} .$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

2.6.3 Силовий розрахунок групи 4-5

Визначення реакцій в кінематичних парах починаємо з аналізу групи 4-5. Прикладаємо до ланок 4 і 5 всі зовнішні сили, включаючи сили інерції. Дію ланок 0 і 3, заміняємо реакціями R_{04} і R_{34} .

Реакцію R_{04} прикладаємо в центрі повзуна С. Напрямок вибираємо перпендикулярно до стояка.

Оскільки ланка ВС і куліса 3 з'єднані у шарнірі, то реакцію R_{34} розкладаємо на нормальну і дотичну.

Знайдемо сили ваги, що діють на дану групу Ассура, прийнявши $g=10\text{м/с}^2$:

$$G_4 = m_4 \cdot g = 6 \cdot 10 = 60 \text{ Н} ;$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 38 \cdot 10 = 380 \text{ Н} .$$

Складаючи рівняння рівноваги, визначаємо тангенційну складову реакції R_{34}^{τ} :

$$\sum M_F(C) = 0 ; F_{i4}' \cdot (BC) - R_{34}^{\tau} \cdot (BC) - F_{i4} \cdot h_{Fi4} + G_4 \cdot h_{G4} = 0 .$$

У цьому рівнянні невідомою є R_{34}^{τ} , яку ми знаходимо, розв'язавши це рівняння (тут h – плече прикладання відповідної сили F):

$$\begin{aligned} R_{34}^{\tau} &= \frac{F_{i4}' \cdot (BC) - F_{i4} \cdot h_{Fi4} + G_4 \cdot h_{G4}}{(BC)} = \\ &= \frac{20 \cdot 60 - 14,6 \cdot 24,8 + 60 \cdot 8,6}{60} = 22,6 \text{ Н} . \end{aligned}$$

Невідомі сили R_{34}^n і R_{04} знаходимо, побудувавши силовий багатокутник, відкладаючи відрізки, що визначають значення відповідних сил у вибраному масштабі: $\mu_F = \frac{F_{ko}}{(F_{ko})} = \frac{2150}{215} = 10 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$. Послідовність побудови силового багатокутника для даної групи Ассура буде виглядати таким чином:

$$\overline{R_{34}^n} + \overline{R_{34}^{\tau}} + \overline{G_4} + \overline{F_{i4}} + \overline{F_{i5}} + \overline{G_5} + \overline{F_{ko}} + \overline{R_{04}} = 0 .$$

З креслення вимірюємо довжину відрізків і визначаємо сили:

$$R_{34}^n = l_{R_{34}^n} \cdot \mu_F = 62,3 \cdot 10 = 623 \text{ Н} ;$$

$$R_{04} = l_{R_{04}} \cdot \mu_F = 179,2 \cdot 10 = 1792 \text{ Н} .$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

2.6.4 Силовий розрахунок групи 2-3

Зображуємо групу разом з прикладеними силами. Ланка **BC** виконує нерівномірний рух відносно точки **C**, тоді момент і силу інерції замінюємо однією силою, що прикладається в точку кочення **K**. Знаходимо положення точки **K**:

$$I_{O_3K} = I_{BS3} + \frac{J_{S3}}{m_3 \cdot l_{BS3}} = 0,09 + \frac{0,35}{24 \cdot 0,09} = 0,162 \text{ м.}$$

$$\text{В масштабі: } O_3K = \frac{I_{O_3K}}{\mu_1} = \frac{0,162}{0,002} = 81 \text{ мм.}$$

Складемо рівняння рівноваги для знаходження реакції R_{23} :

$$\sum M_F(O_3) = 0; -F_{i3} \cdot h_{F_{i3}} + R_{23} \cdot h_{R_{23}} - R_{43} \cdot h_{R_{43}} - G_3 \cdot h_{G_3} = 0.$$

$$R_{23} = \frac{R_{43} \cdot h_{R_{43}} + G_3 \cdot h_{G_3} + F_{i3} \cdot h_{F_{i3}}}{h_{R_{23}}} =$$

$$= \frac{1792 \cdot 86,8 + 240 \cdot 44 + 48 \cdot 37}{186,8} = 899 \text{ Н.}$$

Визначаємо повну реакцію R_{03} , будуючи силовий багатокутник, залишаючи попередній масштабний коефіцієнт.

$$\overline{R_{43}} + \overline{G_3} + \overline{F_{i3}} + \overline{R_{12}} + \overline{R_{03}} = 0.$$

З креслення вимірюємо довжину відрізка і визначаємо силу:

$$R_{03} = l_{R_{03}} \cdot \mu_F = 247,4 \cdot 10 = 2474 \text{ Н.}$$

2.6.5 Силовий розрахунок вхідного механізму

Для побудови вхідного механізму використаємо дані з 1-го листа, а саме радіуси початкових та основних кіл зубчастого зачеплення. Проводимо пряму, дотичну до основних кіл, а точки дотику N_1 і N_2 з'єднуємо з центрами відповідних кіл. Отже, ми отримали схему замінювального механізму, ланками якого є O_1N_1 , N_1N_2 , N_2O_2 .

В одному масштабі з замінювальним механізмом будуємо кривошип O_2A відповідно до досліджуваного 3-го положення. На кривошип O_2A діють такі сили: реакція R_{21} , реакція R_{01} .

Для рівноваги ланки **1**, крім цих сил, необхідно врахувати ще зрівноважувальну силу $F_{зр}$, яку прикладаємо в точці N_2 перпендикулярно до ланки N_2O_2 (див. лист 2, дод. П2).

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Зрівноважувальну силу визначаємо з умови рівноваги кривошипа відносно точки O_2 :

$$\sum M_F(O_2) = 0; F_{зр} \cdot (O_2 N_2) - R_{21} \cdot h_{R_{21}} = 0.$$

Тоді

$$F_{зр} = \frac{R_{21} \cdot h_{R_{21}}}{(O_2 N_2)} = \frac{899 \cdot 114,3}{62,5} = 1645,5 \text{ Н.}$$

Для визначення реакції R_{01} будуємо план сил у масштабі $\mu_F = \frac{F_{зр}}{(F_{зр})} = \frac{1923}{96} = 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$. На підставі векторного рівняння:

$$\overline{F_{зр}} + \overline{R_{21}} + \overline{R_{01}} = 0.$$

З креслення вимірюємо довжину відрізка і визначаємо силу:

$$R_{01} = l_{R_{01}} \cdot \mu_F = 66 \cdot 20 = 1320 \text{ Н.}$$

2.7 Знаходження зрівноважувального моменту методом Жуковського

Для того, щоб знайти зрівноважувальний момент методом Жуковського, необхідно:

1) Побудувати план швидкостей для 3-го положення, повернутий на 90° .

2) Знайти на плані точки, що відповідають точкам плану положень, до яких прикладено сили.

3) На повернутий план швидкостей перенесемо сили, що діють на ланки механізму, причому зрівноважувальний момент замінимо силою, прикладеною до плеча PvN_2 , визначеного за умовою подібності із пропорції (див. рис.2.4.).

4) Складаємо рівняння рівноваги, розглядаючи план швидкостей, як жорсткий важіль (суму моментів шукаємо відносно полюса P_V).

$$\sum M_F(F_{P_V}) = 0; \begin{aligned} & -F_{k0} \cdot h_{F_{k0}} + G_4 \cdot h_{G_4} + F_{i5} \cdot h_{F_{i5}} + G_5 \cdot h_{G_5} - F_{i4} \cdot h_{F_{i4}} + F_{i3} \cdot h_{F_{i3}} - \\ & - G_3 \cdot h_{G_3} - F_{зр} \cdot h_{F_{зр}} = 0. \end{aligned}$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

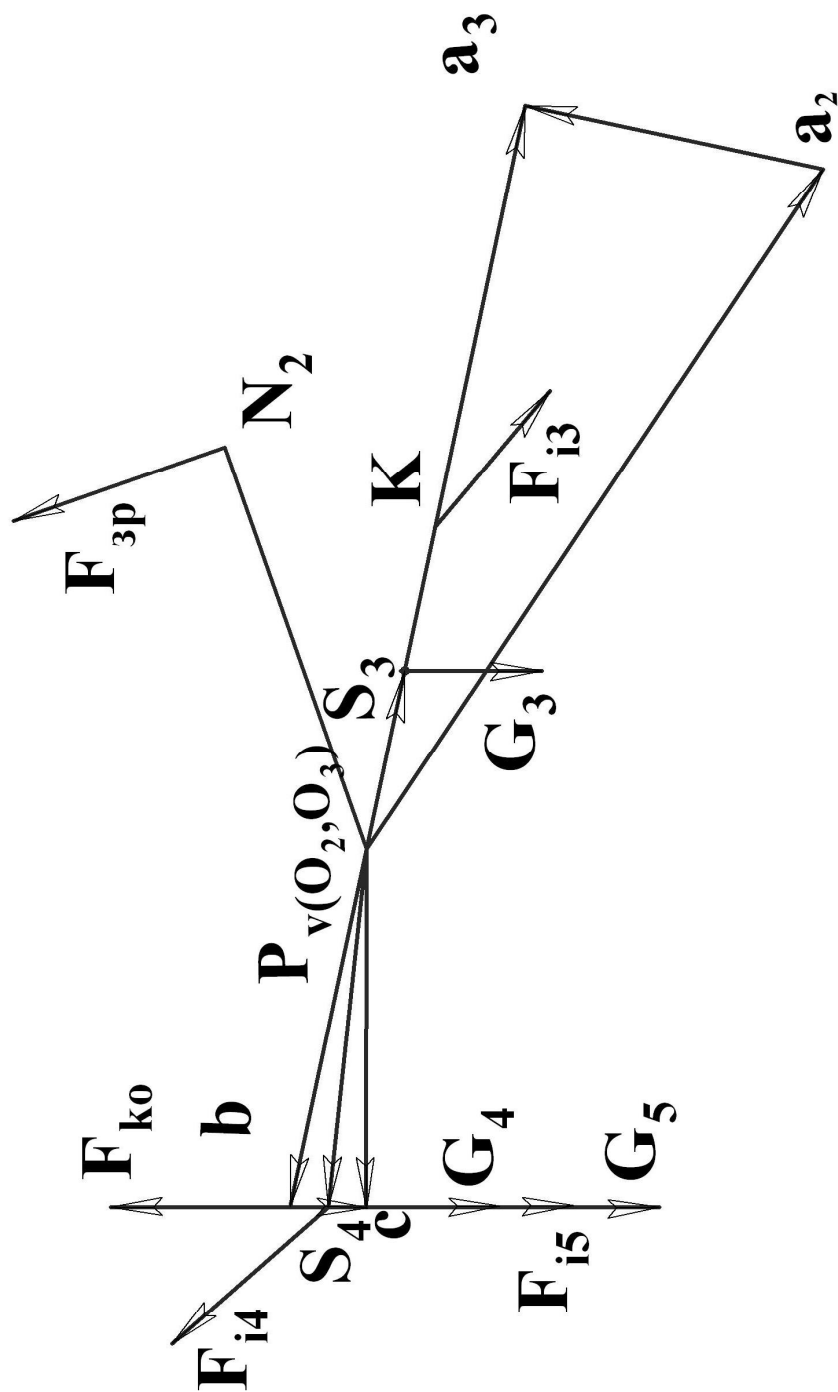


Рисунок 2.4 – Важіль Жуковського

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ		Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат			

Тоді

$$F_{3p} = \frac{F_{ko} \cdot h_{F_{ko}} - G_4 \cdot h_{G_4} - F_{i5} \cdot h_{F_{i5}} - G_5 \cdot h_{G_5} + F_{i4} \cdot h_{F_{i4}} - F_{i3} \cdot h_{F_{i3}}}{h_{F_{3p}}} +$$

$$+ \frac{G_3 \cdot h_{G_3}}{h_{F_{3p}}} = \frac{2150 \cdot 58,6 - 60 \cdot 58,6 - 37,2 \cdot 58,6 - 380 \cdot 58,6 + 14,6 \cdot 35,2}{62,5} -$$

$$- \frac{48 \cdot 22,5}{62,5} + \frac{240 \cdot 26,2}{62,5} = 1659 \text{ Н.}$$

Визначимо похибку:

$$\Delta = \left| \frac{F_{3p}^* - F_{3p}}{F_{3p}^*} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1659 - 1645,5}{1659} \right| \cdot 100\% = 0,8\%.$$

Отже, похибка в межах норми.

2.8 Побудова графіка залежності M_{3p} від кута повороту кривошипа φ

Для побудови цього графіка необхідно знати значення зрівноважувального моменту для всіх 12-ти положень механізму. для цього на плани швидкостей перенесемо у відповідні точки повернуті на 90° сили корисного опору та ваги.

Для прикладу розраховуємо зрівноважувальну силу та момент для 2-го положення.

$$\sum (M_F)_{P_v} = 0; \quad G_3 \cdot h_{G_3} + F_{ko} \cdot h_{F_{ko}} - F_{3p} \cdot h_{F_{3p}} - G_4 \cdot h_{G_4} = 0.$$

$$F_{3p} = \frac{G_3 \cdot h_{G_3} + F_{ko} \cdot h_{F_{ko}} - G_4 \cdot h_{G_4}}{h_{F_{3p}}} =$$

$$= \frac{240 \cdot 21,86 + 2150 \cdot 42,6 - 60 \cdot 44,5}{128,7} = 732 \text{ Н.}$$

$$M_{3p} = F_{3p} \cdot l_{O_2A} = 732 \cdot 0,138 = 101 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Аналогічні розрахунки проводимо для інших положень механізму. Результати розрахунків приведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Значення зрівноважувальних сил та моментів

Положення	0	1	2	3	4	5	6
$F_{3p}, \text{Н}$	0	427	732	901	950	807	743
$M_{3p}, \text{Н} \cdot \text{м}$	0	58,9	101	124,3	131,1	111,4	102,5

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ		Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат			

Продовження таблиці 2.4

Положення	7	8	9	10	11
$F_{ЗР}, Н$	280	7	27	95,86	137,3
$M_{ЗР}, Н\cdot м$	38,6	0,97	3,7	13,2	18,9

За даними таблиці будуюмо графік залежності $M_{ЗР}$ від φ (див. рис. 2.5), попередньо визначивши масштаби.

$$\mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{(0-12)} = \frac{2 \cdot 3,14}{295} = 0,02 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}, \quad \mu_{M_{ЗР}} = \frac{M_{\max}}{y_{\max}} = \frac{131,1}{78,5} = 1,67 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}.$$

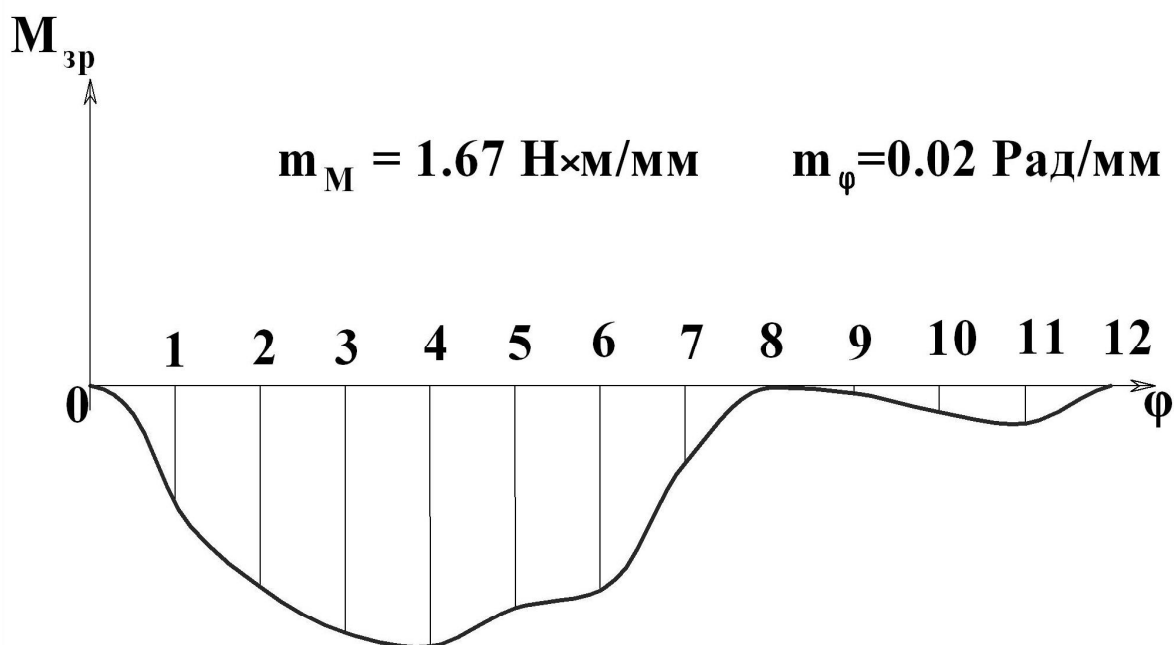


Рисунок 2.5 – Графік зрівноважувального моменту $M_{ЗР}$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

3 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА

(Лист 3, дод. КЗ)

Мета розрахунку: визначення моменту інерції маховика і його геометричних розмірів, які забезпечують роботу машини з допустимою нерівномірністю руху.

Вихідні дані:

Конструкція машини без маховика.

Сили, які діють на механізм (вага ланок, сила корисного опору та рушійна). Середня кутова швидкість ведучої ланки $\omega_1 = 14 \text{ с}^{-1}$;

Коефіцієнт нерівномірності руху машини $\delta = 1/33$.

3.1 Побудова графіка зведеного моменту сил опору

Користуючись даними, отриманими у другому розділі проекту, і враховуючи що $M_{зв}^0 = -M_{зр}$, складемо таблицю зведених моментів сил для 12 положень механізму.

Таблиця 3.1 - Значення зведеного моменту сил опору

Положення	0	1	2	3	4	5
$M_{зв}^0, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	58,9	101	124,3	131,1	11,4
Положення	6	7	8	9	10	11
$M_{зв}^0, \text{Н}\cdot\text{м}$	102,5	38,6	0,97	3,7	13,2	18,9

За отриманими значеннями будуємо графік зведеного моменту сил в залежності від кута φ . Визначаємо масштабні коефіцієнти:

$$\mu_\varphi = 2 \cdot \pi / (0 - 12) = (2 \cdot 3.14) / 307.8 = 0.02 \text{ рад/мм};$$

$$\mu_M = M_{\max} / y_{\max} = 131.1 / 78.46 = 1.67 \text{ Н}\cdot\text{м/мм}.$$

3.2 Побудова графіка робіт сил опору

Інтегруючи графічно діаграму $M_{зв}^0 = M_{зв}(\varphi)$, одержимо діаграму $A_{ко} = A_{ко}(\varphi)$ робіт сил корисного опору. Побудову діаграми виконуємо в масштабі μ_A :

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 1.67 \cdot 0.02 \cdot 70 = 2.34 \text{ Дж/мм},$$

де $H = 70 \text{ мм}$ - полюсна відстань.

Згідно із завданням на курсовий проект приймаємо, що зведений момент рушійних сил M_p має сталі значення у всіх положеннях механізму. Величину M_p за один цикл роботи визначаємо з рівності робіт $A_{ко} = A_p$,

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

приймаючи роботу сил опору $A_o = A_{ko}$. За цієї умови діаграма $A_p = A_p(\varphi)$ буде похилою прямою, яка з'єднує початок координат з кінцевою точкою ординати $0-0'$, отримаємо графік роботи рушійних сил.

3.3 Побудова графіка надлишкової роботи або приросту кінетичної енергії

Для побудови графіка складаємо алгебраїчно додатні ординати діаграми $A_p = A_p(\varphi)$ і від'ємні діаграми $A_{ko} = A_{ko}(\varphi)$, отримані відрізки відкладаємо вгору і вниз від осі, суворо дотримуючись їх знаків. З'єднавши кінцеві точки ординат, одержимо графік зміни кінетичної енергії $\Delta A = \Delta E = \Delta E(\varphi)$ без машини:

$$\Delta A = A_{ko} - A_p$$

Масштаб діаграми $\mu_E = \mu_A = 2,34$ Дж/мм.

3.4 Побудова діаграми зведених моментів інерції

Зведеним моментом інерції називається такий умовний момент ланки зведення, кінетична енергія якої дорівнює кінетичній енергії всіх ланок механізму. В загальному вигляді для даного механізму можна записати:

$$\frac{I_{zv} \cdot \omega_{zv}^2}{2} = \frac{I_{s1} \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{I_{o3} \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{m_4 \cdot v_{s4}^2}{2} + \frac{I_{s4} \cdot \omega_4^2}{2} + \frac{m_5 \cdot v_c^2}{2}$$

Врахувавши, що $\omega_{zv} = \omega_1$ отримаємо:

$$I_{zv} = I_{s1} + I_{o3} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + m_4 \cdot \left(\frac{v_{s4}}{\omega_1}\right)^2 + I_{s4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2 + m_5 \cdot \left(\frac{v_c}{\omega_1}\right)^2,$$

де $I_{o3} = I_{s3} + m_3 \cdot (l_{o3s3})^2$.

Для прикладу зробимо розрахунок для 3-го положення. Враховуючи, що:

$m_3 = 24$ кг;	$I_{s1} = 0.3$ кг·м ² ;	$\omega_1 = 14$ с ⁻¹
$m_4 = 6$ кг;	$I_{s3} = 0.35$ кг·м ² ;	$\omega_3 = 4.5$ с ⁻¹
$m_5 = 38$ кг;	$I_{s4} = 0.02$ кг·м ² ;	$\omega_4 = 3$ с ⁻¹
$l_{o3s3} = 0.092$ м;	$v_c = 0.79$ м/с;	$v_{s4} = 0.8$ м/с;

$$I_{o3} = 0.35 + 24 \cdot (0.092)^2 = 0.55 \text{ кг·м}^2.$$

Отже:

$$I_{zv} = 0.3 + (0.55 \cdot 4.5^2 + 6 \cdot 0.8^2 + 0.02 \cdot 3^2 + 38 \cdot 0.79^2) / 14^2 = 0.53 \text{ кг·м}^2.$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Результати обчислень зведеного моменту інерції механізму за допомогою ЕОМ (додаток Л) наведені у таблиці 3.2, виходячи з цих результатів будуємо графік залежності зведених моментів інерції від кута (φ , причому повертаємо цей графік на дев'яносто градусів відносно уже побудованих.

Перед побудовою задаємося масштабними коефіцієнтами:

$$\mu_{I_{зв}} = I_{\max}/y_{\max} = 3.058/129.83 = 0,023 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{мм}.$$

Таблиця 3.2 - Значення зведеного моменту інерції

Положення	0	1	2	3	4	5
$I_{зв}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,3	0,411	0,531	0,6	0,614	0,599
Положення	6	7	8	9	10	11
$I_{зв}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,632	0,438	0,312	0,692	1,27	3,058

3.5 Побудова діаграми Віттенбауера та визначення моменту інерції маховика

3.5.1 Методом графічного виключення з діаграм $\Delta E = \Delta E(\varphi)$ і $I_{зв} = I_{зв}(\varphi)$ параметра φ , будуємо криву Віттенбауера - діаграму $\Delta E = \Delta E(I_{зв})$ з масштабним коефіцієнтом

$$\mu_E = \mu_A = 2,34 \text{ Дж/мм};$$

3.5.2 Величина моменту інерції маховика при заданому значенні коефіцієнта δ знаходиться за допомогою діаграми Віттенбауера. До одержаної кривої проводимо дотичні під кутами $\Psi_{\max}$ і $\Psi_{\min}$ до осі $I_{зв}$, які відсікають на осі ординат відрізок kl . Кути нахилу дотичних $\Psi_{\max}$ і $\Psi_{\min}$ знаходимо за формулами:

$$\text{tg} \Psi_{\max} = \frac{\mu_j}{2\mu_e} \cdot \omega_{\text{cp}}^2 \cdot (1 + \delta);$$

$$\text{tg} \Psi_{\min} = \frac{\mu_j}{2\mu_e} \cdot \omega_{\text{cp}}^2 \cdot (1 - \delta).$$

Звідки маємо:

$$\begin{aligned} \Psi_{\max} &= \text{arctg}(\mu_{I_{зв}} \cdot \omega_{\text{cp}}^2 \cdot (1 + \delta) / 2 \cdot \mu_E) = \\ &= \text{arctg}(0.023 \cdot 14^2 \cdot (1 + 1/33) / 2 \cdot 2.34) = 44.78^\circ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Psi_{\min} &= \text{arctg}(\mu_{I_{зв}} \cdot \omega_{\text{cp}}^2 \cdot (1 - \delta) / 2 \cdot \mu_E) = \\ &= \text{arctg}(0.023 \cdot 14^2 \cdot (1 - 1/33) / 2 \cdot 2.34) = 43.04^\circ. \end{aligned}$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

3.5.3 Відрізок **kl** одержуємо на перетині з віссю ординат даних дотичних під кутом $\Psi_{\max}$ і $\Psi_{\min}$ до горизонталі так, що вони дотикаються до діаграми відповідно зверху і знизу. Отримаємо:

$$(kl) = 125 \text{ мм.}$$

Тоді момент інерції маховика:

$$I_M = \frac{(kl) \cdot \mu_E}{\omega_1^2 \cdot \delta} = \frac{125 \cdot 2.34}{14^2 \cdot 1/33} = 49,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3.6 Визначення геометричних розмірів та маси маховика

Конструктивно приймаємо, що маховик виготовлений в вигляді диска з масою, зосередженою на ободі, момент інерції якого:

$$I_M = (m \cdot D^2)/8.$$

Тоді маємо:

$$D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot I'_M}{\pi \cdot \Psi_B \cdot \rho}} = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot 49,25}{\pi \cdot 0.2 \cdot 7100}} = 0,81 \text{ м},$$

де $\Psi_B = b/D$ – відносна ширина маховика, яку рекомендується приймати в межах $\Psi_B = 0,2 \dots 0,4$ (в даному випадку приймаємо $\Psi_B = 0,2$); ρ – густина матеріалу (для чавуна $\rho = 7100 \text{ кг/м}^3$).

Знаходимо внутрішній діаметр кільця:

$$D_1 = D \cdot \Psi_H = 0,81 \cdot 0,6 = 0,486 \text{ м},$$

де $\Psi_H = D_1/D$ – відношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього, яке рекомендується приймати в межах $\Psi_H = 0,6 \dots 0,8$ (в даному випадку приймаємо $\Psi_H = 0,6$).

Ширина обода маховика:

$$b = D \cdot \Psi_B = 0,81 \cdot 0,2 = 0,162 \text{ м.}$$

Знаходимо масу маховика:

$$m = 8 \cdot I'_M / D^2 = 8 \cdot 49,25 / 0,81^2 = 600 \text{ кг.}$$

Знаходимо колову швидкість обода маховика:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,81 \cdot 134}{60} = 5,68 \text{ м/с.}$$

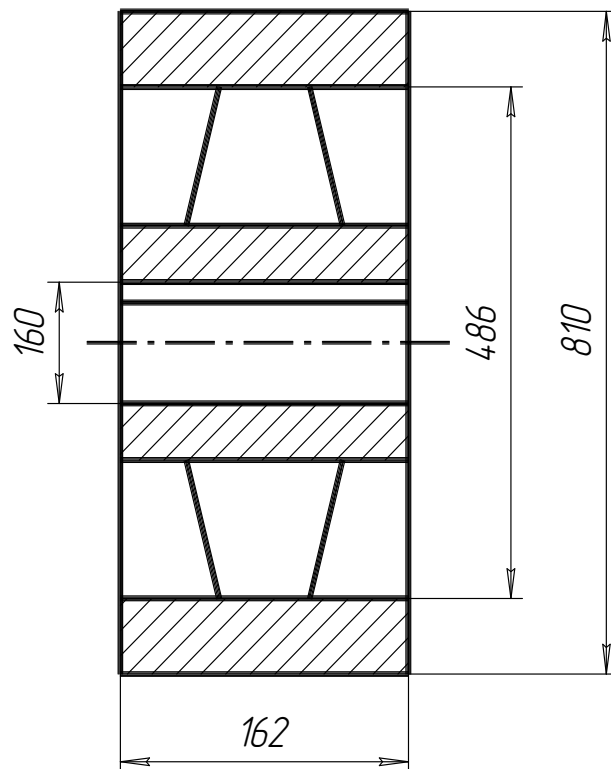
Така швидкість допустима для чавунних маховиків ($v_{\text{доп}} \leq 35 \text{ м/с}$ – допустима колова швидкість обода чавунних маховиків).

Остаточно приймаємо розміри маховика:

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

$b = 162\text{ мм}; D_1 = 486\text{ мм}; D = 810\text{ мм}.$

Викреслюємо ескіз маховика :



					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

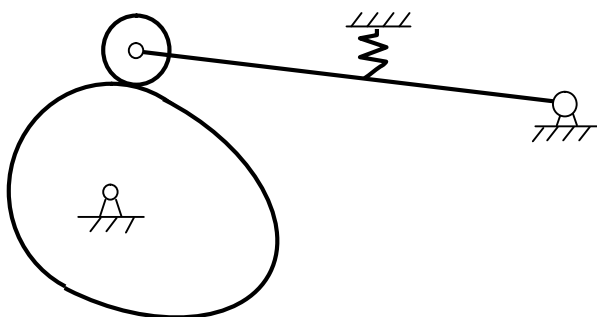
4 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З РОЛИКОВИМ КОРОМИСЛОМ

(Лист 4, дод. К4)

Задачею синтезу кулачкового механізму є визначення його геометричних параметрів та побудова профілю кулачка за такими вихідними даними.

Вихідні дані:

1. Схема кулачкового механізму



2. Довжина коромисла $l_3=260$ мм;

3. Кутовий хід коромисла $\beta=30^\circ$ (0,532 рад);

4. Кут робочого профілю кулачка $\varphi_p = 145^\circ$;

Фазові кути профілю:

- віддалення – $\varphi_{в.} = (0,54-0,02n)\varphi_p = (0,54 - 0,02 \cdot 3) \cdot 145^\circ = 69,6^\circ$ (1,214 рад);

- дальнього вистою – $\varphi_{д.в.} = 0,1\varphi_p = 0,1 \cdot 145 = 14,5^\circ$ (0,253 рад);

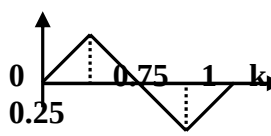
- наближення – $\varphi_{н.} = (0,36-0,02n)\varphi_p = (0,36 + 0,02 \cdot 3) \cdot 145^\circ = 60,9^\circ$ (1,062 рад);

Кут тиску $[\vartheta] = 45^\circ$;

5. Частота обертання кулачка $\omega_k = 6,28\text{с}^{-1}$.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Таблиця 4.1 - Формули для обчислення безрозмірних коефіцієнтів ψ , δ і ξ залежно від позиційного коефіцієнта K

Закон руху №5	Границі K від до	Ψ	δ	ξ
	0 0,25	$16/3 \cdot K^2$	$16 \cdot K^2$	$32 \cdot K$
	0,25 0,75	$1/6 \cdot 2 \cdot K + 8 \cdot K^2 - 16/3 \cdot K^3$	$16 \cdot K \cdot (1-K) - 2$	$16 \cdot (1-2 \cdot K)$
Зміна прискорення за трикутником	0,75 1	$1 - 16/3 \cdot (1-K)^3$	$16 \cdot (1-K)^2$	$-32 \cdot (1-K)$

4.1 Побудова кінематичних діаграм

4.1.1 Розрахунок масштабних коефіцієнтів і ординат діаграми переміщення

Накреслимо координатні осі. На осі абсцис у вибраному масштабі відкладаємо відрізки, пропорційні фазовим кутам, і на відрізках φ відмічаємо положення точок, які відповідають значенням $K=0, 0.1, 0.2 \dots, 1$. Візьмемо найбільшу ординату графіка ($y_{\beta \max}$) = 60 мм.

Тоді масштабний коефіцієнт графіка переміщення:

$$\mu_{\beta} = \beta_m / (Y_{\beta \max}) = 0,52/60 = 8,7 \cdot 10^{-3} \text{ 1/мм.}$$

Будь-яка ордината графіка може бути підрахована за формулою:

$$(y_K) = \psi \cdot \beta_m / \mu_{\beta}.$$

Наприклад, при $K=0.5$:

$$\psi = 1/6 - 2 \cdot K + 8 \cdot K^2 - 16/3 \cdot K^3 = 1/6 - 2 \cdot 0.5 + 8 \cdot 0.5^2 - 16/3 \cdot 0.5^3 = 0.5;$$

$$(y_{0.5}) = 0.5 \cdot 0,523 / (8,7 \cdot 10^{-3}) = 30 \text{ мм.}$$

Користуючись роздруківкою (див. додаток Н), будуємо діаграму переміщення $\beta = \beta(\varphi)$.

4.1.2 Розрахунок масштабних коефіцієнтів і ординат діаграми швидкостей

На кресленні візьмемо найбільшу ординату графіка на фазі віддалення ($y_{\dot{\beta} \max}^B$) = 80 мм і підрахуємо масштабний коефіцієнт аналога швидкості коромисла:

$$\mu_{d\beta/d\varphi} = \delta_{\max} \cdot \beta_m / (\varphi_v (y_{v \max}^B)) = 2 \cdot 0,523 / (1,214 \cdot 80) = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ 1/мм,}$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

де $\delta_{\max} = 16 \cdot K \cdot (1-K) \cdot 2 = 16 \cdot 0.5 \cdot (1-0.5) \cdot 2 = 2$.

Масштабний коефіцієнт кутової швидкості коромисла:

$$\mu_{\omega} = \mu_{d\beta/d\varphi} \cdot \omega_k = 6,2 \cdot 10^{-3} \cdot 6,28 = 3,9 \cdot 10^{-2} \text{ с}^{-1}/\text{мм}.$$

Обчислимо ординати графіка аналога швидкості коромисла:

на фазі віддалення

$$(y_v^B) = \beta_m \cdot \delta / (\varphi_B \cdot \mu_{d\beta/d\varphi}) = 0,523 \cdot \delta / (1,214 \cdot 1,08 \cdot 10^{-3}) = 39,9 \cdot \delta;$$

на фазі наближення

$$(y_v^H) = \beta_m \cdot \delta / (\varphi_H \cdot \mu_{d\beta/d\varphi}) = 0,523 \cdot \delta / (1,062 \cdot 1,08 \cdot 10^{-3}) = 45,5 \cdot \delta.$$

Наприклад, для $K = 0.5$: $(y_v^B)_{0.5} = 39,9 \cdot 2 = 79,8 \text{ мм};$

$$(y_v^H)_{0.5} = -45,5 \cdot 2 = -91 \text{ мм}.$$

Визначивши ординати y_v (див. додаток М) для заданих величин K , будуємо діаграму швидкостей.

4.1.3 Розрахунок масштабних коефіцієнтів і ординат діаграми прискорення

Візьмемо найбільшу ординату графіка прискорень на фазі віддалення $(y_{a \max}^B) = 70 \text{ мм}$ і підрахуємо масштабний коефіцієнт аналога прискорень:

$$\mu_{d^2\beta/d\varphi^2} = \xi_{\max} \cdot \beta_m / ((y_{a \max}^B) \cdot \varphi_B^2) = 8 \cdot 0,523 / (70 \cdot 1,214^2) = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ 1/мм},$$

де $\xi_{\max} = 32 \cdot K = 32 \cdot 0.25 = 8$.

Масштабний коефіцієнт прискорень:

$$\mu_{\epsilon} = \mu_{d^2\beta/d\varphi^2} \cdot \omega^2 = 2,3 \cdot 10^{-2} \cdot 6,28^2 = 0,91 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}.$$

Співвідношення для обчислення ординат графіка прискорень на фазі віддалення і наближення:

$$(y_a^B) = \beta_m \cdot \xi / (\varphi_B^2 \cdot \mu_{d^2\beta/d\varphi^2}) = 0,523 \cdot \xi / (1,214^2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-2}) = 8,9 \cdot \xi,$$

$$(y_a^H) = \beta_m \cdot \xi / (\varphi_H^2 \cdot \mu_{d^2\beta/d\varphi^2}) = 0,523 \cdot \xi / (1,062^2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-2}) = 11,6 \cdot \xi.$$

Наприклад, для $K = 0.25$: $(y_a^B) = 8,9 \cdot 8 = 71,2 \text{ мм};$

$$(y_a^H) = -11,6 \cdot 8 = -92,8 \text{ мм}.$$

Визначивши ординати для заданих величин K , будуємо діаграму прискорень.

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

4.2 Графічне визначення мінімального радіуса кулачка

Необхідні графічні побудови виконуємо у такій послідовності:

1. За заданим законом руху коромисла будуємо діаграми переміщення, аналогів швидкості та прискорення.

2. Будуємо графік залежності аналога швидкості центра ролика коромисла $d\beta/d\varphi$ від переміщення центра ролика $S = \beta L_3$ з урахуванням криволінійності його траєкторії.

Залежно від бажаних розмірів побудови вибираємо довжину відрізка **ОВ**, пропорційну довжині коромисла L_3 , і обчислюємо масштабний коефіцієнт довжини:

$$\mu_L = L_3 / (ОВ) = 260 / 130 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм.}$$

Із довільної точки **О** проводимо дугу радіусом (**ОВ**) і відзначаємо на ній початкове положення **В₀** центра ролика коромисла. Від початкового положення коромисла відкладаємо кут розмаху β_m коромисла, ділимо його згідно з діаграмою переміщень $\beta = \beta(\varphi)$ і з точки **О** проводимо промені через точки поділу кута β_m . Точки перетину **В₁, В₂, ..., В₁₀** променів з дугою **В₀, В₁₀** покажуть послідовні положення центра ролика коромисла при повороті кулачка на фазовий кут. На променях **ОВ_к** (**к=0,1,...,10**) від точок **В_к** відкладаємо відрізки (**В_кЗ_к**), які в масштабі μ_L чисельно дорівнюють аналогам швидкості центра ролика, і сполучимо їх плавною кривою.

Відрізки (**В_кЗ_к**) обчислюють за формулою:

$$(В_кЗ_к) = y_v \cdot \mu_{d\beta/d\varphi} \cdot L_3 / \mu_L,$$

де y_v – ордината графіка швидкості центра ролика в положенні **к**, мм.

Наприклад, при **к=0,25**, $y_v=0,86$, тоді

$$В_кЗ_к = 0,86 \cdot 6.2 \cdot 10^{-3} \cdot 260 / 2 \cdot 10^{-3} = 68,5 \text{ мм.}$$

Напрямок відрізка (**В_кЗ_к**) визначається поворотом вектора швидкості точки **В** коромисла в сторону обертання кулачка на кут **90°**. Через кінці цих відрізків (точки **З_к**) проведемо прямі, які складають з відповідними променями кути передачі руху на фазі віддалення $\gamma_v = 90 - [\vartheta_v] = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ$ і на фазі наближення $\gamma_n = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ$.

Як впливає з геометричних побудов центр обертання кулачка, при виконанні на фазі наближення умови $\vartheta \leq [\vartheta_v]$, розміщується праворуч проведених через точки **З_к** прямих, а на фазі наближення умова $\vartheta \leq [\vartheta_n]$ виконується при розміщенні центра обертання кулачка ліворуч прямих, проведених через точки **З_к**. Заштрихована площа є зоною, в якій, або на

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

межах якої, можна вибрати положення центра **A** обертання кулачка. Кулачковий механізм матиме мінімальні розміри, якщо центр обертання кулачка збігається з точкою **A₀**. Якщо розмістити центр обертання кулачка в точці **A**, то радіус початкової шайби:

$R_0 = (AB_0) \cdot \mu_l = 110 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 220$ мм, а відстань між осями обертання кулачка і коромисла:

$$L_0 = (AO) \cdot \mu_l = 179 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 358 \text{ мм.}$$

4.3 Побудова профілю кулачка

Побудову профілю кулачка коромислового механізму проводимо в такій послідовності:

1. Відкладаємо міжосьову відстань **L₀** в масштабі $\mu_l = 1,665 \cdot 10^{-3}$ м/мм і з точки **A** проводимо кола радіусами

$$AB = R_0 / \mu_l = 220 / 1,665 \cdot 10^{-3} = 130 \text{ мм;}$$

$$AO = L_0 / \mu_l = 358 / 1,665 \cdot 10^{-3} = 215 \text{ мм.}$$

2. Наносимо на рисунок початкове положення коромисла **OB**, відкладаємо кут β_m розмаху коромисла, проводимо дугу радіусом **OB** і ділимо її на частини згідно з поділками осі ординат діаграми $\beta = \beta(\varphi)$ (точки **B₀, B₁, ..., B₁₀**).

3. Застосовуючи метод інверсії, надаємо стояку та коромислу рух з кутовою швидкістю $(-\omega_1)$. У сумарному русі кулачок буде нерухомий, а стояк **OA** буде обертатися навколо точки **A**. В напрямі руху стояка **AO** відкладаємо кути віддалення $\varphi_v = 69,6^\circ$, дальнього вистою $\varphi_{dv} = 14,5^\circ$, наближення $\varphi_n = 60,9^\circ$. Кути φ_n та φ_v ділимо на рівні частини згідно з поділками осі абсцис діаграми $\beta = \beta(\varphi)$ (точки **1, 2, ..., 10**).

4. З центра **A** проводимо дуги радіусами **AB₁, AB₂, ..., AB₁₀**, а з точок **O₁, O₂, ..., O₁₀** проводимо відрізки дуг радіуса **OB** так, щоб дуги з центром в точці **O_i** перетинали дуги радіуса **AB_i**. Точки перетину дуг (**1', 2', ..., 10'**) належать теоретичному профілю кулачка. Отже, з'єднавши ці точки плавною кривою, одержимо теоретичний профіль кулачка як геометричне місце положень центра ролика у відносному русі навколо кулачка.

5. Будуємо дійсний профіль як рівновіддалений від теоретичного. Радіус ролика приймаємо із стандартного ряду лінійних розмірів, щоб забезпечити виконання таких умов:

$$r_p \leq 0.7 \cdot \rho_{\min};$$

$$r_p \leq 0.4 \cdot R_0.$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

тоді $r_p \leq 0.4 \cdot 220 \leq 88 \text{ мм}$.

Приймаємо $r_p = 50 \text{ мм}$.

4.4 Аналітичне визначення радіуса-вектора теоретичного профілю кулачка

Вихідні дані: $L_0=358 \text{ мм}$; $L_3=260 \text{ мм}$; $\beta_m=30^\circ (0,524 \text{ рад})$; $\varphi_{0.4}=27,6^\circ (0,4817 \text{ рад})$; $R_0=220 \text{ мм}$; $\varphi_B=69^\circ (1,204 \text{ рад})$; $r_p=50 \text{ мм}$.

Для даного закону руху штовхача значення коефіцієнтів переміщення ψ і швидкості δ вибираємо із таблиці 4.1 [8]. При

$$k=0.4 - \psi = 0.305; \delta=1.84.$$

Кут повороту коромисла β і аналог швидкості $d\beta/d\varphi$ при повертанні кулачка на кут $\varphi=27,6^\circ$:

$$\beta'=\psi \cdot \beta_{\max}=0,305 \cdot 0,524=0,16;$$

$$d\beta/d\delta = \delta \cdot \beta_{\max} / \varphi_B = 1,84 \cdot 0,524 / 1,204 = 0,801.$$

Визначаємо кут β_0 , радіус-вектор r теоретичного профілю кулачка і кут повороту α :

$$\beta_0 = \arccos((358^2 + 260^2 - 220^2) / (2 \cdot 358 \cdot 260)) = 38^\circ = 0,663 \text{ рад};$$

$$r = \sqrt{L_3^2 + L_0^2 - 2L_3 \cdot L_0 \cdot \cos(\beta_0 + \beta)} = \sqrt{358^2 + 260^2 - 2 \cdot 358 \cdot 260 \cdot \cos(38 + 30)} = 354.9 \text{ мм};$$

$$\alpha = \varphi + \chi - \chi_0,$$

$$\text{де } \chi = \arccos((r^2 + L_0^2 - L_3^2) / (2L_0r)) = \arccos((354.9^2 + 358^2 - 260^2) / (2 \cdot 358 \cdot 354.9)) = 43^\circ;$$

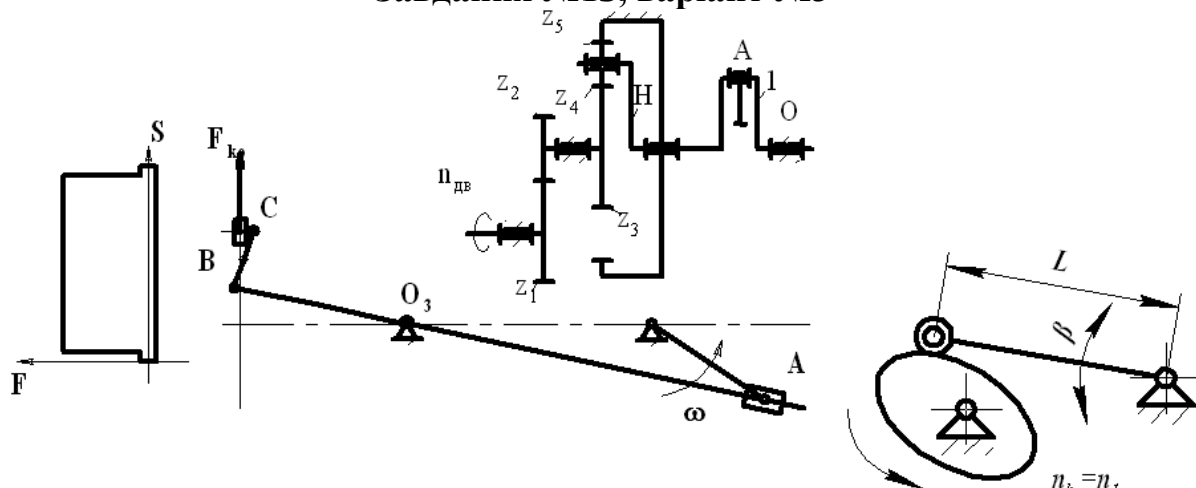
$$\chi_0 = \arccos((R^2 + L_0^2 - L_3^2) / (2L_0r)) = \arccos((220^2 + 358^2 - 260^2) / (2 \cdot 358 \cdot 354.9)) = 46^\circ;$$

$$\alpha = 27^\circ + 43^\circ - 46^\circ = 25^\circ.$$

					08-27. КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лис	№	Підп	Дат		

Продовження індивідуального завдання

Проектування та дослідження механізму зубодовбального верстата
Завдання №13, варіант №3



Числові значення для розрахунків курсового проекту

Найменування параметрів	Позначення	Розмірність	Числові значення
Міжосьова відстань	O_2O_3	м	0,25
Розміри ланок	b	м	0,07
	c	м	0,12
Коефіцієнт зміни середньої швидкості руху вихідної ланки	K_V	-	2,2
Хід повзуна	H	м	0,2
Умови положення центрів мас шатуна 4 і куліси 3	-	-	$CS_4=0,5CB$
	-	-	$O_3S_3=0,5O_3B$
Маси ланок	m_3	кг	24
	m_4	кг	6
	m_5	кг	38
Моменти інерції ланок, що проходять через їх центр ваги	J_{S3}	кг·м ²	0,35
	J_{S4}	кг·м ²	0,02
	J_{S1}	кг·м ²	0,3
Частота обертання кривошипа	$n_{кр}$	об/хв.	134
Максимальне значення сил корисного опору	$F_{ко}$	Н	2150
Коефіцієнт нерівномірності ходу машини	δ	-	1/33
Закон руху штовхача	-	-	5
Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	145
Кутовий хід коромисла	β	град	30
Довжина коромисла	L	м	0,14
Частота обертання вала двигуна	n_d	об/хв.	1902
Числа зубців зубчатих коліс	z_a	-	13
	z_b	-	18
Модуль зубчатих коліс	m	мм	6

Завдання отримав студент

(Підпис) Петров О.В.
(Прізвище, Ім'я, П батькові)

Керівник проекту

(Підпис) Вірник М.М.
(Прізвище, Ім'я, П батькові)

Дата видачі

«__» _____ 200__ року

ДОДАТОК И

КАФЕДРА МРВ ТА ОАВ

СТУДЕНТ Петров О.В. ГРУПА 2ІМ-06

ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЗОВНІШНЬОГО ПРЯМОЗУБОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

ЗАДАНІ ПАРАМЕТРИ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС:

$M = 6 \text{ мм}$;

$Z_1 = 13$;

$Z_2 = 18$;

$X_1 = .636$;

$X_2 = .405$;

ВИХІДНИЙ КОНТУР ІНСТРУМЕНТАЛЬНОЇ РЕЙКИ ЗА ГОСТом
13755-81

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ:

1. РОЗМІРИ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ

МІЖОСЬОВА ВІДСТАНЬ

$A = 98.297 \text{ мм}$

КУТ ЗАЧЕПЛЕННЯ

$A_W = 27.25 \text{ ГРАД}$

ВИСОТА ЗУБЦІВ

$H = 12.551 \text{ мм}$

ГЛИБИНА ЗАХОДЖЕННЯ ЗУБЦІВ

$H_3 = 11 \text{ мм}$

КРОК ПО ДІЛИЛЬНОМУ КОЛУ

$P = 18.84 \text{ мм}$

КОЕФІЦІЄНТ СПРИЙМАНОГО ЗМІЩЕННЯ

$\gamma = 0.88$

Таблиця И1 – ЗНАЧЕННЯ РАДІУСІВ КІЛ ШЕСТЕРНІ ТА КОЛЕСА

	РАДІУСИ КІЛ	ШЕСТЕРНІ	КОЛЕСА
	-ДІЛИЛЬНИХ	39	54
	-ПОЧАТКОВИХ	41.221	57.075
	-ОСНОВНИХ	36.65	50.747
	-ЗАПАДИН	35.316	48.93
	-ВИСТУПІВ	47.867	61.481

Таблиця И2 - ТОВЩИНА ЗУБЦІВ ПО ДУЗІ (SD) ТА ХОРДІ (SX) НА КОЛІ RJ

J	ШЕСТЕРНЯ Z1				КОЛЕСО Z2			
	RJ		SDJ	SXJ	RJ		SDJ	SXJ
	HXJ				HXJ			
1	47.867	2.858	2.858	0.021	61.481		4.229	.036
2	45.624	6.189	6.184	2.348	4.23	59.334	6.8	2.244
3	43.38	8.894	8.878	4.715	6.803		8.922	4.468
4	41.137		10.903	7.093	57.187		10.563	6.694
5	10.935		12.189	9.454	8.931	55.041	11.657	8.909
6	38.893		12.491	11.753	10.579		11.996	11.09
	12.239				52.894			
	36.65				11.681			
	12.552				50.747			
					12.024			

НХJ-ВІДСТАНЬ ВІД КОЛА ВИСТУПІВ ДО ХОРДИ КОЛА J

SXJ-ДОВЖИНА ПО ХОРДІ КОЛА J

SDJ-ДОВЖИНА ПО ДУЗІ КОЛА J

RJ -РАДІУС КОЛА J

КОНТРОЛЬНІ ПАРАМЕТРИ

1) ТОВЩИНА ЗУБА ПО ДУЗІ ДІЛИЛЬНОГО КОЛА , мм:

$$S1 = 12.196 \quad S2 = 11.188$$

2) ТОВЩИНА ЗУБА ПО ДУЗІ ПОЧАТКОВОГО КОЛА

$$SW1 = 10.877 \text{ мм} \quad SW2 = 9.036 \text{ мм}$$

3) ТОВЩИНА ЗУБА ПО СТАЛІЙ ХОРДІ :

-ШЕСТЕРНІ S1= 10.771 НА ВІДСТАНІ H1 = 6.908 ВІД КОЛА ВИСТУПІВ

-КОЛЕСА S2= 9.88 НА ВІДСТАНІ X2 = 5.684 ВІД КОЛА ВИСТУПІВ

2.ЯКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАЧЕПЛЕННЯ

2.1 КОЕФІЦІЄНТ ПЕРЕКРИТТЯ E= 1.022972

2.2 КОЕФІЦІЄНТИ ВІДНОСНОГО КОВЗАННЯ ТА ПИТОМОГО ТИСКУ

Таблиця И3 – ЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ВІДНОСНОГО КОВЗАННЯ
ТА ПИТОМОГО ТИСКУ

Y(N)	L1(N)	L2(N)	G2(N)
4	-5.5	0.8461539	1.481849
9	-1.888889	0.6538461	0.8335399
13	-.685185	0.4065934	0.635078
18	-0.08333328	0.07692302	0.5556933
22	0.2777778	-0.3846154	0.5334656
27	0.5185186	-1.076923	0.5556933
31	0.6904762	-2.23077	0.6350781
36	0.8194445	-4.538462	0.83354
40	0.9197531	-11.46155	1.481849

Y(N)-ПОТОЧНА КООРДИНАТА ТЕОРЕТИЧНОЇ ЛІНІЇ ЗАЧЕПЛЕННЯ
L1(N)-КОЕФ.ВІДНОСНОГО КОВЗАННЯ ШЕСТЕРНІ
L2(N)-КОЕФ.ВІДНОСНОГО КОВЗАННЯ КОЛЕСА
G2(N)-КОЕФ.ВІДНОСНОГО ТИСКУ

2.3 КОНТРОЛЬНІ ПАРАМЕТРИ

ТАБЛИЦЯ И4 - ВЕЛИЧИНА КОЕФ. ВІДНОСНОГО КОВЗАННЯ
ПРАКТИЧНОЇ ЛІНІЇ ЗАЧЕПЛЕННЯ

ШЕСТЕРНІ		КОЛЕСА	
LA1	LB1	LA2	LB2
НА ПОЧАТКУ	У КІНЦІ	НА ПОЧАТКУ	У КІНЦІ
-1.438236	0.6669161	0.5898674	-2.002247

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

ДОДАТОК К

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Виконавець Петров О.В. Група 2ІМ-06

Вихідні дані:

$U_{IH} = 8.5$ Схема 1

$Z1_{MIN} = 18$

$Z1_{MAX} = 50$

$Z2_{MIN} = 58$

$Z2_{MAX} = 60$

$M1 = 3$ $M2 = 3$ $K = 2$ $E = 3$ % $N = 0$

Результати синтезу

№ п/п	U_{IH}	E_X	$Z1$	$Z2$	$Z3$	$Z4$	N
<u>обертів</u>							
1	8.4444	-0.65	18	58	58	134	0
2	8.5556	0.65	18	59	59	136	0

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

ДОДАТОК Л

розрахунок зведеного моменту інерції

```
Program kyrsova;
uses crt;

const
    W3:array[1..12] of real =(0,2.5,4.2,4.5,5.7,5.5,7.3,3.0,0.7,2.6,5.8,11.2);
    W4:array[1..12] of real =(0,4.5,4.3,3,1.5,2.83,4.3,6.5,2.17,8,7,5.3);
    VS4:array[1..12] of real
    =(0,0.42,0.66,0.8,0.78,0.76,1.22,0.4,0.09,0.78,2.83,4.38);
    Vc:array[1..12] of real
    =(0,0.37,0.64,0.79,0.79,0.7,1.58,0.24,0.08,0.68,2.82,4.34);

var    Izv:array[1..12] of real;
        i:integer;
        as:string;
        q:text;

begin
clrscr;
    highVideo;
    TextBackground(9);
    textcolor(15);
    clrscr;
    writeln('r=====');
for i:=1 to 22 do
    writeln(' ');
    writeln('L=====');

    window(3,3,78,22);
    textbackground(9);
    textcolor(15);
    clrscr;

writeln(":25,'Розрахунок зведеного моменту інерції');
writeln('Автор програми ст. 2ТМ-00');
writeln('Лозінський Д.О.');
```



```
    i:=1;
    For i:=1 to 12 do
begin
```

```
Izv[i]:=0.3+0.55*sqr(W3[i]/14)+6*sqr(Vs4[i]/14)+0.02*sqr(W4[i]/14)+38*sqr(
Vc[i]/14);
```

```
writeln('Izv= ',Izv[i]:10:6);
  readln;
end;
readln;
clrscr;
writeln('':120);
writeln('':20,'Введіть ім' файла' );
writeln;
writeln('':20,'-----');
gotoxy(25,4);
readln(as);
assign(q,as);
rewrite(q);
writeln(q,'':25,'Розрахунок зведеного моменту інерції');
writeln(q,'Автор програми ст. 2ТМ-00');
writeln(q,'Лозінський Д.О.');
```

```
Writeln(q,'':20,'Вихідні дані: ');
Writeln(q,'-----');
Writeln(q,' N | 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 |');
Writeln(q,'-----');
Writeln(q,'W3 | 0 2.5 4.2 4.5 5.7 5.5 7.3 3.0 0.7 2.6 5.8 11.2|');
Writeln(q,'W4 | 0 4.5 4.3 3 1.5 2.83 4.3 6.5 2.17 8 7 5.3|');
Writeln(q,'VS4| 0 0.42 0.66 0.8 0.78 0.76 1.22 0.4 0.09 0.78 2.83
4.38|');
Writeln(q,'Vc | 0 0.37 0.64 0.79 0.79 0.7 1.58 0.24 0.08 0.68 2.82
4.34|');
Writeln(q,'-----');
Writeln;
Writeln(q,' M3=24 Is1=0.3 ');
Writeln(q,' M4=6 Is3=0.35');
Writeln(q,' M5=38 Is4=0.02');
Writeln;
Writeln;
```

```
writeln(q,'':20,' Результати розрахунку : ');
Writeln(q,'':19,' Зведений момент інерції: ');
writeln(q,' ':90);
```

```

Writeln(q,'-----');
Writeln(q,' N | 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 |');
Writeln(q,'-----');
Write(q,'Izv ');
For i:=1 to 12 do

begin
Write(q,Izv[i]:4:2,' ');
end;
Writeln(q);
Writeln(q,'-----');
writeln;
writeln;
writeln;
Writeln(q,'      Позначенн :');
Writeln(q,' Izv - зведений момент інерції');
Writeln(q,' W3 - кутова швидкість третьої ланки');
Writeln(q,' W4 - кутова швидкість четвертої ланки');
Writeln(q,' VS4 - швидкість центра ваги четвертої ланки');
Writeln(q,' Vc - швидкість точки C');
Writeln(q,' M5,M4,M3 - відповідні маси ланок ');
Writeln(q,' Is1 - момент інерції першої ланки');
Writeln(q,' Is3 - момент інерції третьої ланки');
Writeln(q,' Is4 - момент інерції четвертої ланки ');

Close(q);
end.

```

ДОДАТОК Л1

Розрахунок зведеного моменту інерції

Виконавець Петров О.В. ст. 2ІМ-06

Вихідні дані:

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
W3	0	2.5	4.2	4.5	5.7	5.5	7.3	3.0	0.7	2.6	5.8	11.2
W4	0	4.5	4.3	3	1.5	2.83	4.3	6.5	2.17	8	7	5.3
VS4	0	0.42	0.66	0.8	0.78	0.76	1.22	0.4	0.09	0.78	2.83	4.38
Vc	0	0.37	0.64	0.79	0.79	0.7	1.58	0.24	0.08	0.68	2.82	4.34

M3=24 Is1=0.3

M4=6 Is3=0.35

M5=38 Is4=0.02

Результати розрахунку :

Зведений момент інерції:

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Izv	0.30	0.41	0.53	0.60	0.61	0.59	0.63	0.43	0.31	0.69	1.27	3.05

Позначенн :

Izv - зведений момент інерції

W3 - кутова швидкість третьої ланки

W4 - кутова швидкість четвертої ланки

VS4 - швидкість центра ваги четвертої ланки

Vc - швидкість точки C

M5,M4,M3 - відповідні маси ланок

Is1 - момент інерції першої ланки

Is3 - момент інерції третьої ланки

Is4 - момент інерції четвертої ланки

ДОДАТОК М

СИНТЕЗ КОРОМИСЛОВОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Виконав ст. гр. 2ІМ-06 Петров О.В.

Початкові дані:

F1=69,6; F2=14,5; F3=60,9; B=30; D1=45; D3=45; P=0,1; E=1

Номер закону руху штовхача N=5; U=0,5;

Параметри механізму координати осі оброблювальної фрези

F	R.мм	A.град	B	B1	B2	UD.град	Rk	X.мм	Y.мм
0	180,00	0,00	0,00	0,00	0,00	18,4	180,0	182,51	-1,89
7	180,69	7,01	0,16	0,07	1,14	23,4	-453,4	181,92	20,28
14	185,54	14,33	1,28	0,28	2,27	35,1	-199,6	182,26	44,02
21	198,71	22,05	4,28	0,59	2,27	45,3	-796,7	186,73	72,76
28	220,54	29,76	9,16	0,79	1,14	46,6	690,8	194,34	108,20
35	246,98	37,01	15,00	0,86	0,00	42,5	315,2	200,34	148,35
42	273,44	43,80	20,84	0,79	-1,14	33,7	179,6	200,50	189,52
49	295,40	50,34	25,72	0,59	-2,27	19,6	107,9	191,46	228,55
56	308,78	56,95	28,72	0,28	-2,27	1,4	102,1	170,70	260,96
63	313,74	63,76	29,84	0,07	-1,14	-9,7	160,8	140,28	284,13
70	314,45	70,69	30,00	0,00	0,00	-13,0	314,4	105,00	299,73

84	314,45	85,19	30,00	0,00	0,00	-13,0	314,4	27,96	316,04
90	313,74	91,31	29,84	-0,08	-1,48	-16,5	135,2	-5,67	316,43
96	308,78	97,55	28,72	-0,32	-2,97	-25,8	81,7	-38,96	308,82
102	295,40	103,99	25,72	-0,67	-2,97	-37,4	66,3	-69,71	289,28
108	273,44	110,50	20,84	-0,91	-1,48	-43,7	-446,0	-94,26	258,90
115	246,98	116,76	15,00	-0,99	0,00	-45,8	9,7	-110,16	223,48
121	220,54	122,56	9,16	-0,91	1,48	-43,8	-6,7	-117,71	188,87
127	198,71	127,90	4,28	-0,67	2,97	-34,0	-28,7	-121,59	159,91
133	185,54	133,23	1,28	-0,32	2,97	-9,2	-50,6	-128,02	138,18
139	180,69	138,96	0,16	-0,08	1,48	11,8	-132,7	-138,42	120,94
145	180,00	145,00	0,00	0,00	0,00	18,4	180,0	-150,02	105,05

ОТРИМАНІ В РЕЗУЛЬТАТІ РОЗРАХУНКОВІ ЗНАЧЕННЯ

Розрахунковий міні радіус початкової шайби

R1=180,451мм.

Номінальні розміри:

Міжосьова відстань L0=360мм.

Довжина коромисла L3=260мм.

Радіус початкової шайби R1=180мм.

Найменший кут між стоком і коромислом

B0=28,3мм.

Радіус роліка Rr=60мм.

Радіус фрези Rf=30мм.

ПОЗНАЧЕННЯ В ТАБЛИЦІ:

F-кут повороту кулачка

R-радіус вектор теоретичного профілю кулачка

A-кутова координата

B-переміщення коромисла

B1-аналог швидкості коромисла

B2-аналог прискорення коромисла

UD-кут тиску

Rk-радіус кривизни теоретичного профілю

X,Y-координати положення осі обертання Фрези

ДОДАТОК Н

ПРИКЛАДИ ОФОРМЛЕННЯ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЕКТУ

Додаток Н1

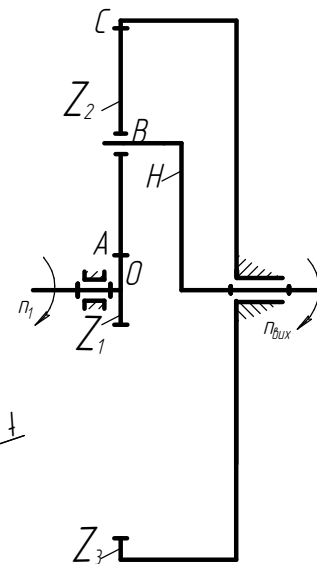
Зовнішнє нерівнозміщене евольвентне зачеплення

M 5 : 1

Кінематична схема редуктора

$$\mu_l = 0,002 \frac{M}{MM}$$

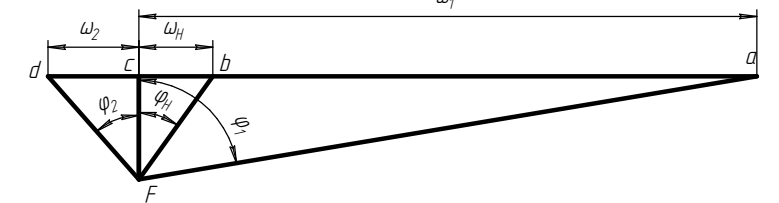
Картина швидкостей

$$\mu_v = 0,07 \frac{M/c}{MM}$$


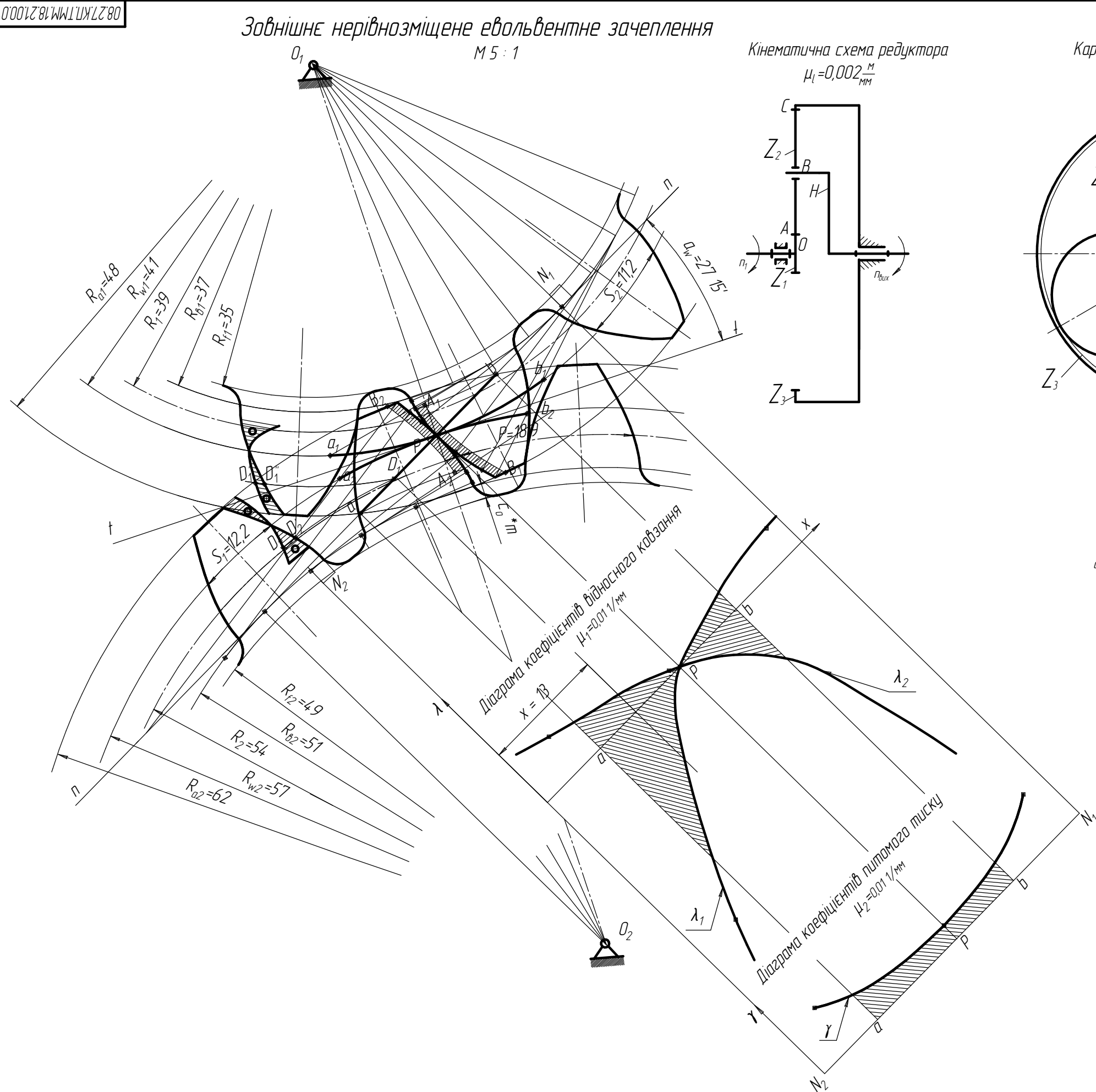
The diagram illustrates a mechanism with three links: Z_1 , Z_2 , and Z_3 . Link Z_1 is a vertical rod pivoted at point O . Link Z_2 is a curved link pivoted at point A on Z_1 and point B on Z_3 . Link Z_3 is a curved link pivoted at point C and point B . The diagram shows the mechanism in a specific configuration with angles φ_1 , φ_H , and φ_2 indicated.

Модуль, мм	m	6
Кількість зубців коліс	z_1	13
	z_2	18
Коефіцієнти зміщення	x_1	0,636
	x_2	0,405
Коефіцієнт сприймального зміщення	y	0,881
Коефіцієнт зрівнювального зміщення	Δy	0,160
Коефіцієнт перекриття	ε	1,16
Коеф. висоти гол. зуба	h_a^*	1
Коеф. радіального зазору	c_0^*	0,25

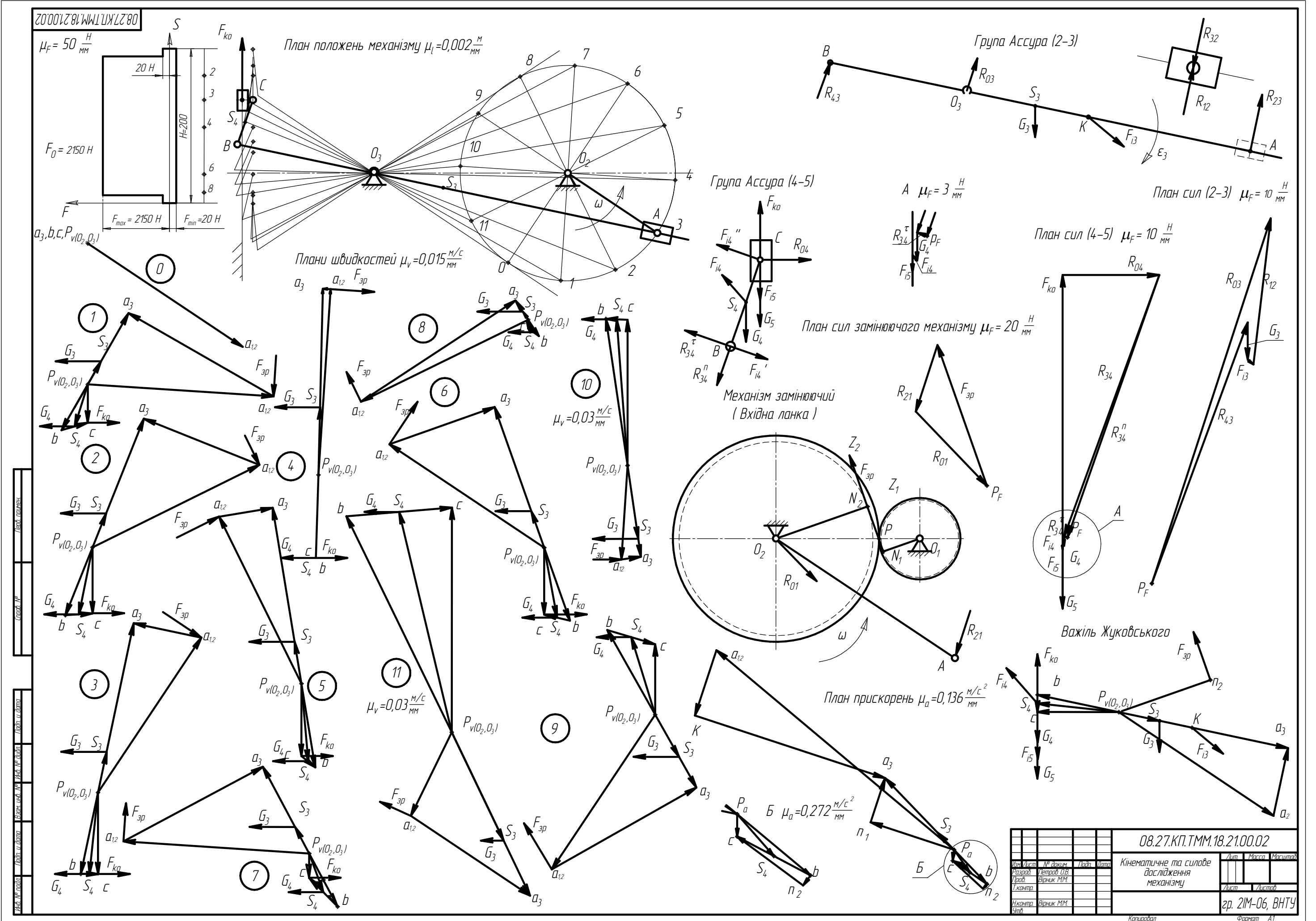
План кутових швидкостей

$$\mu_{\omega} = 0,84 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$$


	1	2	4	H
Z	18	58	134	-
m, MM	3			-
ω , $^{\circ}$	157	-24,6	-	18,5

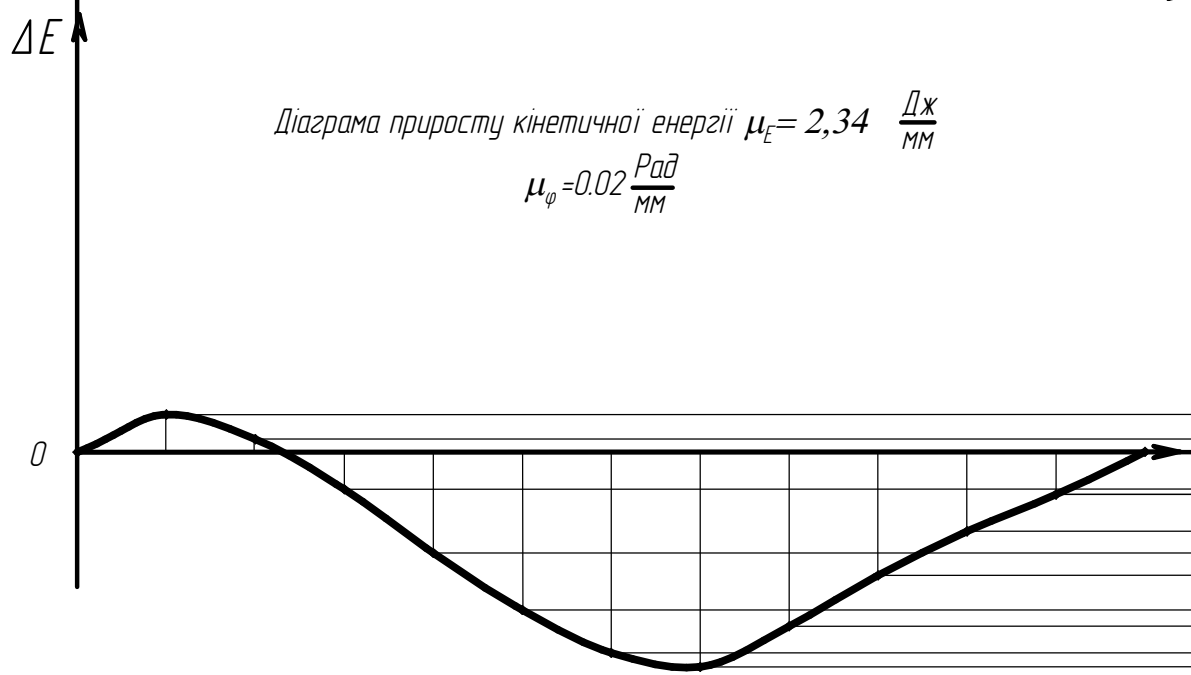
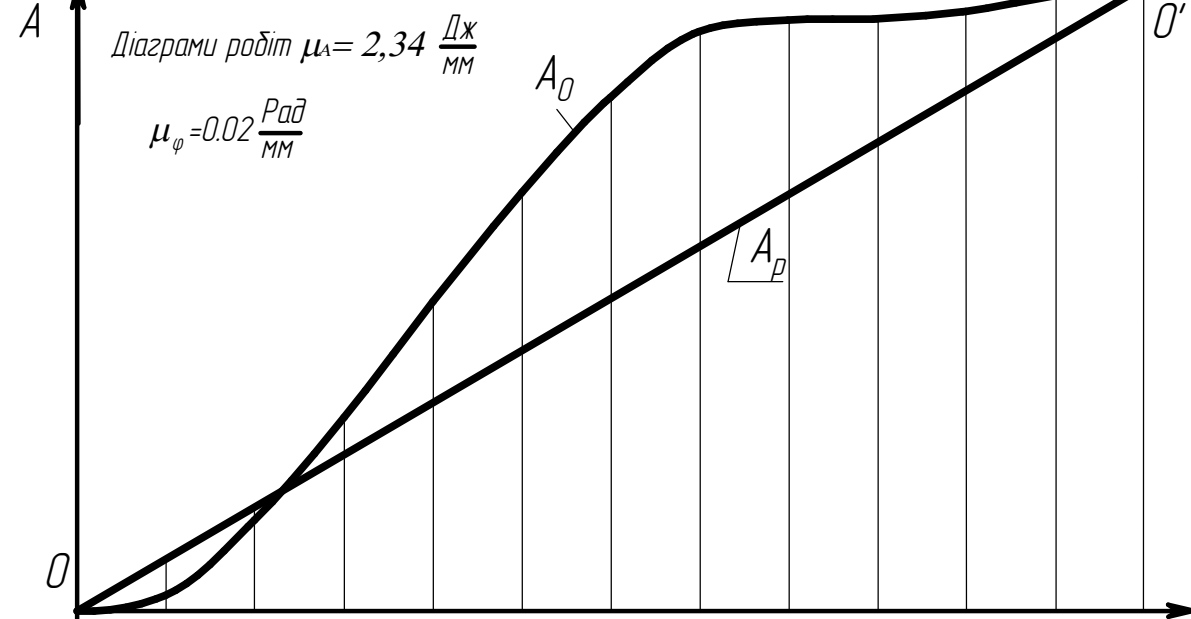
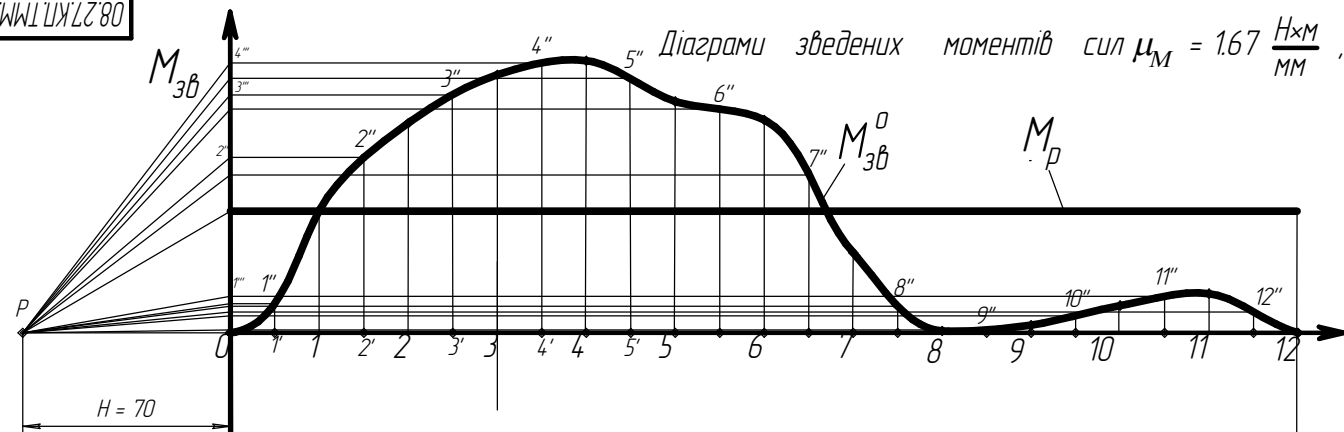
[illegible]

Додаток Н2



Додаток НЗ

08.27.КП.ТММ.18.04.00.03



Діаграми зведених моментів сил $\mu_M = 1.67 \frac{H \times M}{MM}$, $\mu_\varphi = 0.02 \frac{Rad}{MM}$

Діаграма зведених моментів інерції $\mu_{I_{3\theta}} = 0.023 \frac{K2 \times M^2}{MM}$

Діаграми родіт $\mu_A = 2,34 \frac{Дж}{MM}$

$\mu_\varphi = 0.02 \frac{Rad}{MM}$

Діаграма приросту кінетичної енергії $\mu_E = 2,34 \frac{Дж}{MM}$

$\mu_\varphi = 0.02 \frac{Rad}{MM}$

Діаграма (петля) Віттендауера

$\mu_{I_{3\theta}} = 0.023 \frac{K2 \times M^2}{MM}$

max = 4,925

min = 4,752

08.27.КП.ТММ.18.04.00.03				Розрахунок маховика по методу енергомас (метод Віттендауера)				Лист 3	Листов 4
Мет. лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масштаб	Масштаб	Масштаб	Лист	Листов
Розроб.	Віттендауер О.В.								
Проб.	Віттендауер М.М.								
Т.контр.									
Н.контр.	Віттендауер М.М.								
Члб.									

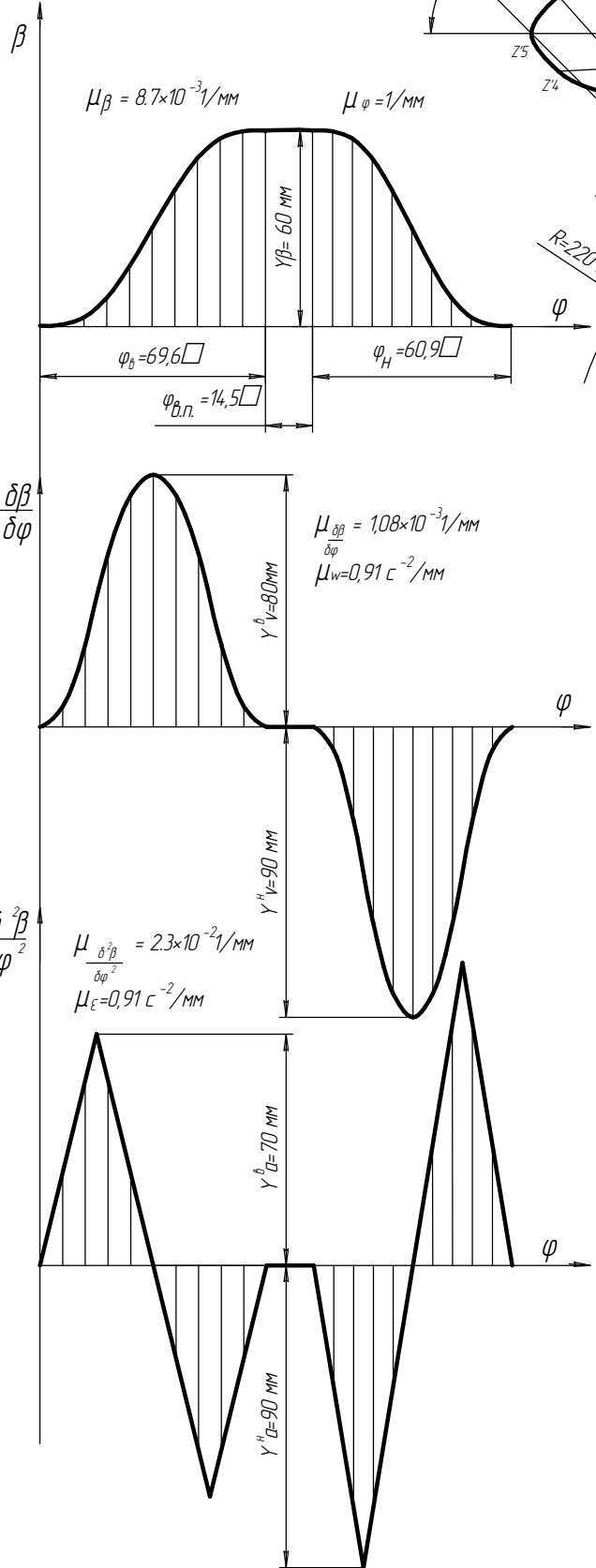
Копіював

Формат А1

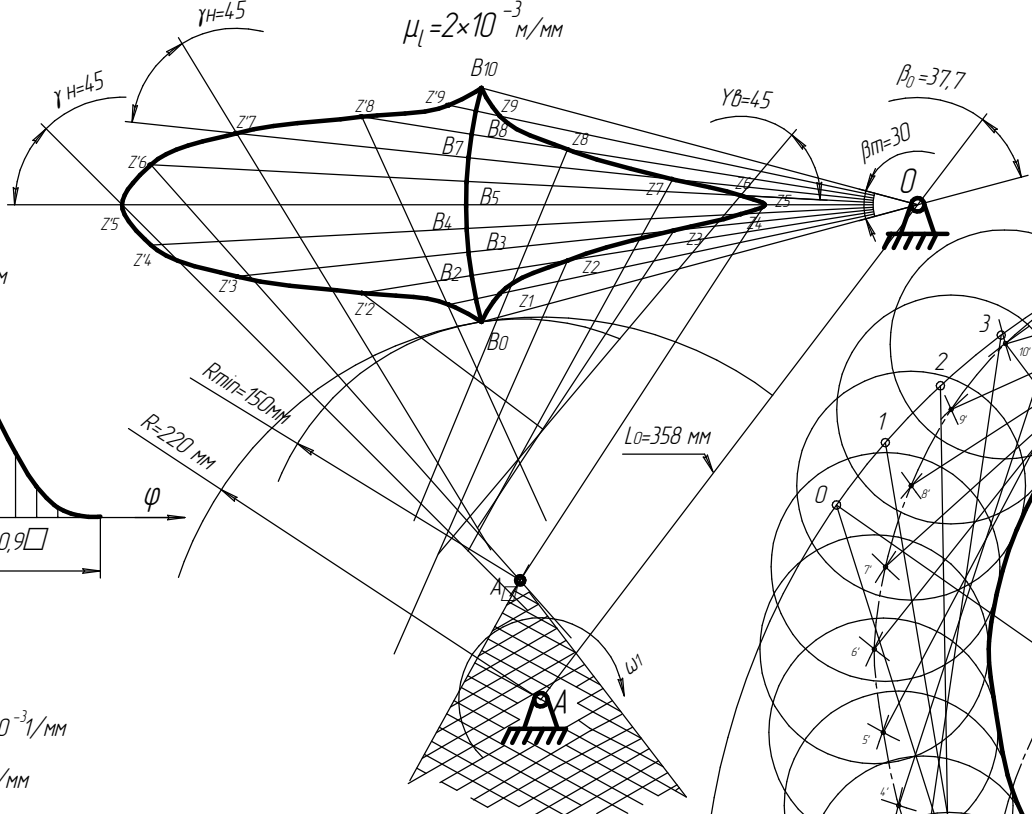
Додаток Н4

08.27.КП.ТММ.18.21.000.04

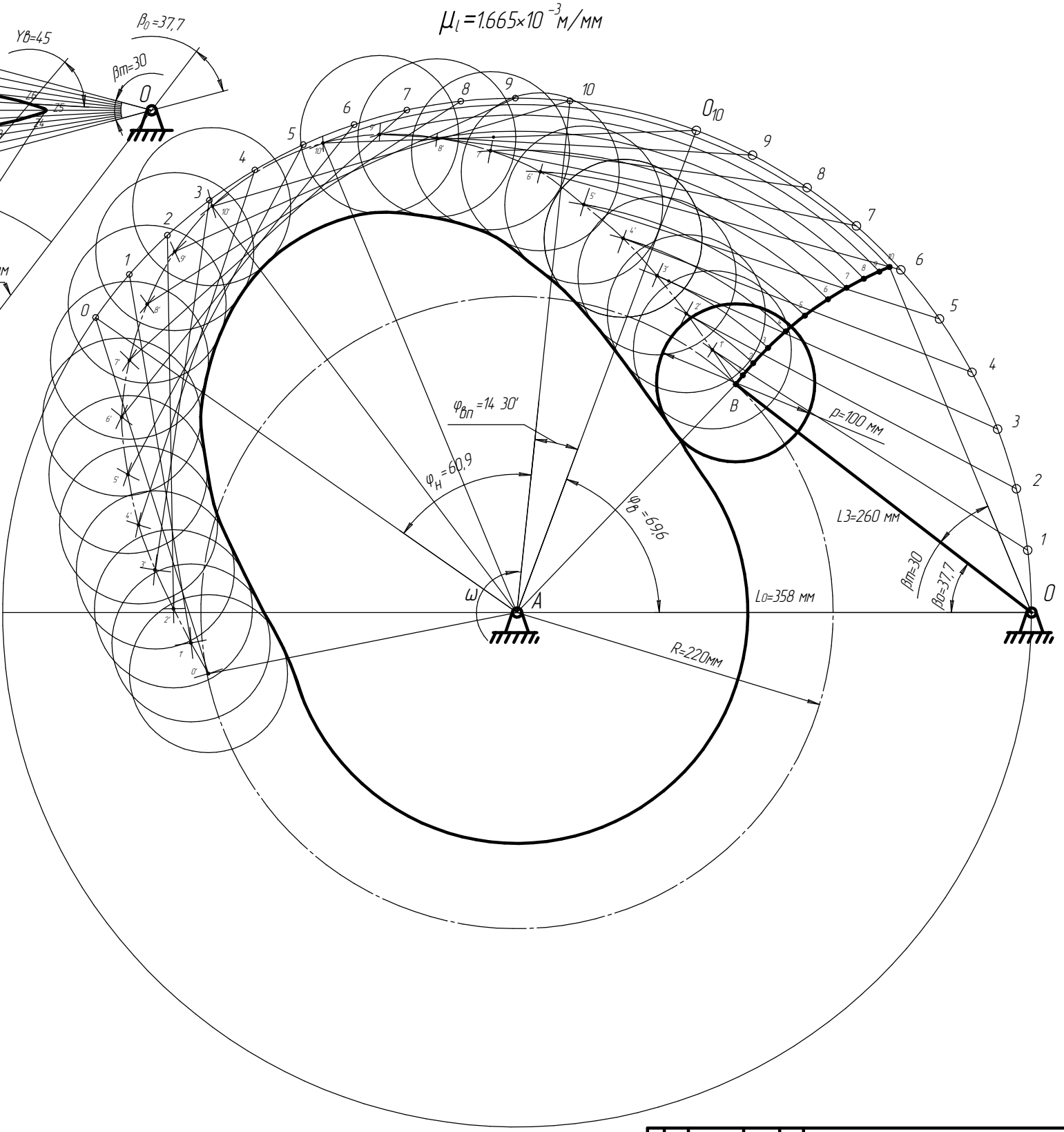
Графіки руху коромисла



Графічне визначення мінімального радіуса кулачка



Побудова профілю кулачка



08.27.КП.ТММ.18.21.000.04				Синтез кулачкового механізму		
Имя	Лист	№ докум.	Дата	Место	Лист	Масштаб
Разработ.	Петров О.В.					
Провер.	Вороник М.М.					
Т.контр.						
Н.контр.	Вороник М.М.					
Чит.						

Копировал

Формат А1

Навчальне видання

Микола Миколайович Вірник
Юрій Володимирович Булига

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено авторами

Редактор В.О.Дружиніна
Коректор З.В.Поліщук

ВДТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку	Гарнітура Times New Roman
Формат 29,7x42 $\frac{1}{4}$	Папір офсетний
Друк різнографічний	Ум. друк. арк.
Тираж прим.	
Зам. №	

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001 р
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95