

621.01(075)
к 93

Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько
В.М.Сенчішак, Ф.І.Стоцький,
П.В.Юрковський

**КУРСОВЕ
ПРОЕКТУВАННЯ
з теорії
механізмів
і машин**

3058-39

Є. І. Крижанівський, Б. Д. Малько, В. М. Сенчішак,
Ф. І. Стоцький, П. В. Юрковський

Курсове проектування з теорії механізмів і машин



3058-39

621.01(075) К 93 1996

Курсове проектування з теорії механізмів і машин

Рекомендовано Міністерством освіти України
як навчальний посібник
для студентів технічних спеціальностей вузів України



Івано-Франківськ 1996
Видавничо-поліграфічне товариство "Вік"

ISBN 5-7763-9358-2
УДК 621.01

Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник
Є. І. Крижанівський, Б. Д. Малько, В. М. Сенчішак та ін. — Івано-Франківськ: 1996. — 357 с.

В посібнику викладені основні теоретичні положення необхідні для виконання курсового проекту з ТММ.

Розглядаються графоаналітичні і аналітичні методи кінематичного і динамічного аналізу важільних механізмів, проектування зубчастих, важільних і кулачкових механізмів, синтез системи керування машин-автоматів. Дається методика складання алгоритмів і використання стандартних підпрограм обчислень на ЕОМ. Показано приклад виконання курсового проекту.

Рецензенти:

д-р техн. наук, професор О. М. Полюдов (Українська академія друкарства);
канд. техн. наук, доцент М. В. Кіяновський (Криворізький технічний університет).



Віддруковано в АТ «Коломийська друкарня ім. Шухевича».
м. Коломия, вул. І. Мазепи 235. Тел./факс (03433) 2-49-37.

ПЕРЕДМОВА

Ефективна робота народногосподарського комплексу нашої держави в ринкових умовах вимагає його оснащення високопродуктивними, енергетично малозатратними, надійними і довговічними машинами. Створення таких машин вимагає від інженерів-механіків глибоких і міцних знань, в першу чергу, в області теорії механізмів і машин, а також уміння грамотно проектувати і досліджувати різноманітні механізми (важільні, зубчасті, кулачкові та інші), що входять до складу машин.

Бурхливий розвиток електроннообчислювальної техніки дозволяє більш ефективно проектувати механізми і машини. Це зумовлено тим, що застосування ЕОМ дає можливість виконувати оптимізаційний синтез механізмів по різних критеріях (найменші габаритні розміри механізму, найменший знос в кінематичних парах, найбільший ккд і т.п.).

З метою розв'язання сформульованих вище задач при підготовці інженерів-механіків технічних спеціальностей вузів передбачається поряд з вивченням курсу теорії механізмів і машин і виконання курсового проекту по цій дисципліні. Мета виконання студентами курсового проекту полягає в придбанні ними умінь проектування і дослідження механізмів і машин при широкому використанні ЕОМ.

Даний навчальний посібник призначений допомогти студентові при практичному виконанні курсового проекту. У ньому викладені методики виконання різних його частин з використанням ЕОМ. При використанні ЕОМ перевага віддається такій методиці: студент спочатку певну частину проекту виконує з допомогою калькулятора, а далі застосовує ЕОМ, при цьому ЕОМ перевіряє його попередню роботу і виконує синтез механізму чи його дослідження на вищому рівні (для зубчастих механізмів ЕОМ виконує оптимізаційний синтез, при силовому аналізі ЕОМ дає результати силового аналізу для 12 положень механізму і т.п.). Передбачена можливість розробки студентами самостійно своїх програм для ЕОМ при виконанні курсового проекту.

В додатках посібника наведено готові програми, написані для персональних комп'ютерів, і дані їх описи з метою практичного використання при виконанні тої чи іншої частини проекту.

СТРУКТУРА І ОБ'ЄМ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект з теорії механізмів і машин є першим курсовим проектом із загальноінженерної дисципліни, який виконують студенти. Проект вміщує задачі проектування і дослідження машин, які складаються із різних в структурному відношенні механізмів (важільних, кулачкових, зубчастих). Курсове проектування сприяє закріпленню, поглибленню і узагальненню теоретичних знань, а також застосуванню цих знань до комплексного розв'язку конкретної інженерної задачі дослідження і розрахунку механізмів і машин. Проектування розвиває у студентів ініціативу і самостійність, надає деякі навички науково-дослідної роботи. Проект складається із розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини. Розрахунково-пояснювальна записка виконується на листах формату А4 і до неї входять: титульний лист; зміст; завдання на курсове проектування; опис роботи машини; задачі, які розв'язуються в курсовому проекті з текстовими поясненнями і розрахунками; список літератури.

Розв'язки рівнянь для одержання числових результатів виконуються графоаналітичними, аналітичними і числовими методами з використанням ЕОМ. Методика виконання обчислень приведена в наступних розділах цього посібника.

Графічна частина виконується на чотирьох-п'яти листах формату А1.

Затверджене кафедрою завдання на курсовий проект є офіційним документом у відповідності до якого виконується і контролюється об'єм і графік роботи над проектом. Розрахунково-пояснювальна записка і графічна частина проекту оформляються у відповідності до вимог стандартів ЄСКД з врахуванням специфіки курсового проектування з теорії механізмів і машин.

Об'єм і зміст курсового проекту затверджується з врахуванням спеціалізації студентів.

Нижче подається перелік задач, які розв'язуються в курсовому проектуванні.

Проектування важільного механізму машини і визначення закону її руху при усталеному режимі роботи

В цьому розділі виконується структурний аналіз схеми важільного механізму. Визначаються необхідні розміри ланок за деяких заданих умов, накладених вимогами технологічного процесу та співвідношенням швидкостей холостого і робочого ходів вихідної ланки, координатами вихідної ланки в крайніх положеннях механізму і т.д. Будується кінематична схема механізму в 12-ти положеннях і графіки зміни сил корисного опору або рушійних сил. Визначаються зведені моменти сил опору (для двигунів - рушійних сил) і зведені моменти інерції машини. За результатами розрахунків викреслюються відповідні діаграми. Методом інтегрування діаграми зведених моментів сил будуються діаграми робіт сил опору і рушійних сил, а з них - діаграма зміни кінетичної енергії машини. Виключенням координати вхідної ланки із діаграм зміни кінетичної енергії і зведеного моменту інерції машини одержується діаграма Ф.Віттенбауера. По ній визначається необхідний момент інерції маховика і дійсна кутова швидкість вхідної ланки.

Кінематичний і силовий аналіз важільного механізму

Для заданих положень механізму визначаються швидкості і прискорення ланок і їх центрів мас з врахуванням нерівномірності руху вхідної ланки. Виконується кінетостатичний розрахунок механізму без врахування сил тертя. Розрахунок ведеться для структурних груп в послідовності їх від'єднання від механізму. Визначаються реакції в кінематичних парах і зрівноважуючий момент (або зрівноважуюча сила) на вхідній ланці. При розрахунках перевагу необхідно віддавати аналітичним методам. Якщо розрахунок здійснюється з використанням ЕОМ, то аналітичним або графоаналітичним методом виконується розрахунок для одного положення. За результатами обчислень на ЕОМ будуються годографи реакцій в кінематичних парах і годограф незрівноваженої сили інерції машини.

Визначення коефіцієнта корисної дії важільних механізмів і зносу в їх кінематичних парах

З силового розрахунку механізму, виконаного для 12-ти положень, необхідно вибрати максимальні значення реакцій в кожній обертальній кінематичній парі і за ними визначити діаметри осей шарнірів з умови міцності на зріз. За заданим коефіцієнтом тертя обчислити сили тертя в поступальних парах. Використовуючи результати кінематичного аналізу, визначити відносні швидкості ланок. Порахувати потужність, яка затрачається на подолання сил тертя, потужність сил корисного опору, коефіцієнти корисної дії машини як миттєві, так і середній за цикл руху. Для декількох ланок побудувати картину розподілу реакцій по елементах кінематичних пар цих ланок. Визначити зноси в даних кінематичних парах.

Синтез зубчастої передачі та планетарного механізму

Для циліндричної евольвентної передачі зовнішнього зачеплення, складеної з коліс, нарізаних інструментальною рейкою із стандартними параметрами, необхідно виконати розрахунок основних геометричних параметрів, здійснити перевірку результатів проектування за якісними показниками і побудувати картину зубчастого зачеплення, де на кожному колесі показати по чотири зуби. Масштаб побудови вибрати таким, щоб висота зуба на кресленні була не меншою 40 мм.

Передаточне відношення планетарного механізму визначається з кінематичного розрахунку приводу. За заданою схемою планетарного механізму, його передаточним відношенням і числом сателітів необхідно підібрати числа зубів всіх коліс, забезпечивши виконання умов співвісності, сусідства, складання і правильного зачеплення. При підборі чисел зубів коліс допускається відхилення від необхідного значення передаточного відношення до 5%.

Синтез кулачкового механізму

Закон руху штовхача і фазові кути повороту кулачка вибираються відповідно до завдання. Студент виконує побудову діаграми аналога прискорення (другої передаточної функції) штовхача. Методом графічного інтегрування будуються діаграми аналога швидкості (першої передаточної функції) і віддалення штовхача. З умови обмеження кута тиску або умови випуклості кулачка (в залежності від типу механізму) визначається мінімальний радіус основного кола теоретичного профілю кулачка. Профіль кулачка, який забезпечує заданий закон руху штовхача, може бути визначений аналітичним або графічним методом. Для механізмів з роликівим штовхачем визначається радіус ролика, а для механізмів з тарільчастим штовхачем – діаметр тарілки.

Синтез системи керування механізмами машини-автомата

Необхідно спроектувати схему керування трьома механізмами, яка забезпечує задану послідовність їх дії. Схема може бути виконана в одному з трьох варіантів: – керування "за часом" від кулачкового розподільчого валу; – керування "за шляхом" за допомогою пневматичних логічних елементів або за допомогою електромагнітних логічних елементів.

Задачею синтезу системи керування "за часом" є побудова циклограми, розрахунок і побудова профілів кулачків механізмів з центральними роликівими штовхачами, визначення кутів установки кулачків і викреслювання схеми їх розміщення.

Для синтезу системи керування "за шляхом" необхідно побудувати тактограму машини-автомата, перевірити можливість її реалізації і, при необхідності, визначити кількість елементів пам'яті, вибрати такти для їх включення і виключення. Скласти таблицю включень, виділити тактуючі сигнали, робочі, заборонені та

індиферентні стани, записати достатні і спрощені формули включень. Побудувати схему системи керування на пневматичних або електромагнітних елементах і перевірити її дію.

В графічній частині проекту слід виконати побудови, описані нижче.

Лист 1. Проектування важільного механізму машини і визначення закону її руху при усталеному режимі роботи

1. Кінематична схема механізму в 12-ти положеннях.
2. Діаграма сил корисного опору для технологічних машин, або рушійних сил – для двигунів.
3. Діаграми зведених моментів сил корисного опору і рушійних сил.
4. Діаграми робіт сил опору і рушійних сил.
5. Діаграма зміни кінетичної енергії машини.
6. Діаграма зведеного моменту інерції.
7. Діаграма енергоінерції (Віттенбауера).
8. Графік зміни кутової швидкості вхідної ланки механізму.

Якщо розрахунок виконується без застосування ЕОМ, то перед пунктом 3 виконується побудова планів швидкостей для всіх положень механізму.

Лист 2. Кінематичний і силовий аналіз важільного механізму

1. Кінематична схема механізму в контрольному положенні.
2. Плани швидкостей і прискорень механізму з врахуванням дійсного закону руху вхідної ланки.
3. Структурні групи механізму з усіма силами і моментами (прикладені сили і моменти, реакції в зовнішніх кінематичних парах, сили інерції і моменти сил інерції ланок).
4. Вхідна ланка механізму з усіма силами і моментами (зрівноважуючий момент, реакції в кінематичних парах, сила інерції і момент сил інерції ланки).
5. Плани сил для структурних груп і вхідної ланки.
6. Годографи реакцій в кінематичних парах.
7. Годограф незрівноваженої сили інерції механізму.

Лист 3. Визначення коефіцієнта корисної дії важільного механізму і зносу в його кінематичних парах

1. Діаграми моментів і сил тертя в кінематичних парах.
2. Діаграма втрат потужностей на подолання сил тертя.
3. Діаграми миттєвого і циклового коефіцієнтів корисної дії.
4. Діаграма розподілу навантажень на елементи окремих кінематичних пар.
5. Діаграми зносу елементів окремих кінематичних пар.

Лист 4. Синтез зубчастої передачі та планетарного механізму

1. Схема евольвентного зачеплення.
2. Кінематична схема планетарного механізму у двох проекціях.
3. План швидкостей для планетарного механізму.

Лист 5. Синтез кулачкового механізму

1. Діаграми руху штовхача: аналог прискорення (друга передаточна функція); аналог швидкості (перша передаточна функція); віддалення.
2. Визначення мінімального радіуса основного кола теоретичного профілю кулачка графічним методом.
3. Побудова профілю кулачка.
4. Діаграма зміни кута тиску.

Лист 6. Синтез системи керування механізмами машини-автомата

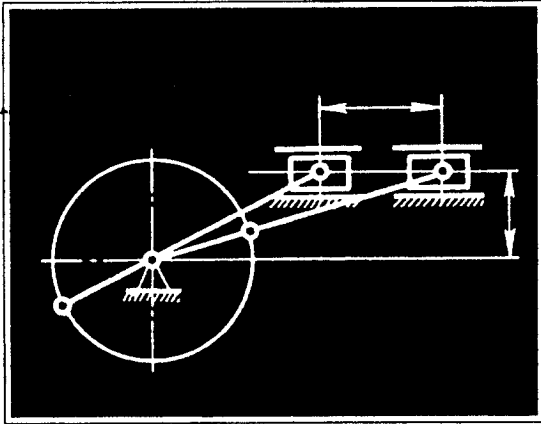
При синтезі системи керування "за часом":

1. Циклограма машини-автомата.
2. Профілі кулачків основного і допоміжних механізмів.
3. Схема розміщення кулачків на розподільчому валу.

При синтезі системи керування "за шляхом":

1. Тактограма та таблиця включень.
2. Схема системи керування на пневматичних або електромагнітних елементах.

Тип системи керування задається викладачем.



ПРОЕКТУВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Проектування (синтез) важільного механізму полягає в визначенні всіх геометричних параметрів механізму, які необхідні для побудови його кінематичної схеми. З синтезу важільного механізму, що входить до складу конкретної машини, починається виконання першої частини курсового проекту.

В багатьох випадках для синтезу важільних механізмів задаються або середня швидкість його вихідної ланки, або коефіцієнт зміни середньої швидкості цієї ланки, або параметри, що визначають крайні положення механізму. При цьому задаються (або вибираються) ряд інших параметрів і умов. Зустрічаються випадки, коли важільні механізми проектуються за переміщенням вихідної ланки і максимально допустимим значенням кута тиску і т.п.

Проектування кривошипно-повзунних механізмів

В багатьох машинах застосовуються кривошипно-повзунні механізми. Проектування цих механізмів здійснюється з урахуванням певних умов, які задаються.

Задача 1.

Задана середня швидкість $(V_B)_{cp}$ повзуна (рис. 2.1). Необхідно синтезувати цей механізм, тобто знайти довжину l_{OA} кривошипа і довжину l_{AB} шатуна. Додатково задається частота обертання n_1 або кутова швидкість ω_1 кривошипа^{*)}.

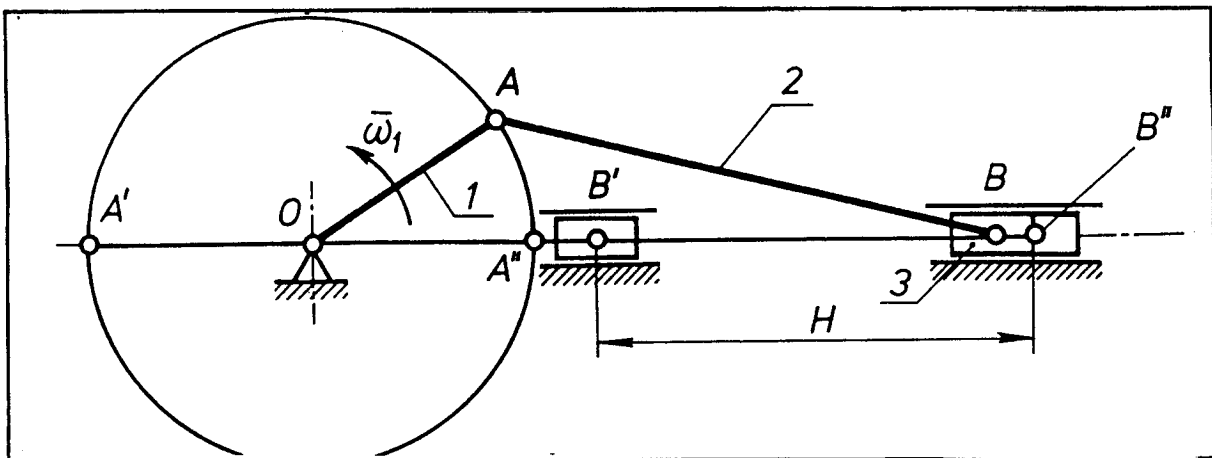


Рис. 2.1

^{*)} При проектуванні важільних механізмів кутова швидкість ω_1 кривошипа є постійною величиною.

До такої задачі синтезу часто зводиться проектування кривошипно-повзунних механізмів поршневих насосів, двигунів внутрішнього згорання і поршневих компресорів. Наприклад, якщо проектується однопоршневий насос одинарної дії, то при цьому задається його продуктивність (подача) Q ($\text{м}^3/\text{с}$), яка записується так

$$Q = \eta \frac{A H n_1}{60}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.1)$$

де A - площа поршня насоса; H - хід поршня; η - коефіцієнт гідравлічних втрат через нещільності насоса.

Враховуючи, що

$$(V_B)_{cp} = \frac{2Hn_1}{60}, \quad (2.2)$$

можемо записати

$$Q = \eta \frac{A (V_B)_{cp}}{2}. \quad (2.3)$$

Задавшись, виходячи з конструктивних міркувань, площею A поршня, задачу проектування механізму поршневого насоса зводять до задачі проектування кривошипно-повзунного механізму за відомою середньою швидкістю $(V_B)_{cp}$ повзуна, так як з (2.3) $(V_B)_{cp}$ може бути знайденою. Подібно, і при синтезі кривошипно-повзунних механізмів двигунів і компресорів, виникає задача проектування кривошипно-повзунного механізму за відомою середньою швидкістю повзуна.

Задача синтезу кривошипно-повзунного механізму за середньою швидкістю повзуна розв'язується так. Для центрального механізму (рис.2.1) $H = 2 l_{OA}$, тому

$$(V_B)_{cp} = \frac{n_1 l_{OA}}{15}. \quad (2.4)$$

З (2.4) одержуємо довжину кривошипа

$$l_{OA} = \frac{15 (V_B)_{cp}}{n_1}. \quad (2.5)$$

Довжину шатуна визначаємо з умови

$$l_{AB} = \frac{l_{OA}}{\lambda}, \quad (2.6)$$

де $\lambda = \frac{l_{OA}}{l_{AB}}$.

Коефіцієнт λ або задається при проектуванні, або його вибирають по табл. 2.1, яка складена на основі багаторічної практики конструювання різноманітних машин.

Таблиця 2.1

№	Тип машини	λ
1	Двигуни внутрішнього згорання	1/2,5 ... 1/4
2	Поршневі компресори	1/4 ... 1/5
3	Поршневі насоси	1/5 ... 1/8
4	Преси	1/5 ... 1/8

Задача 2.

Задано коефіцієнт зміни середньої швидкості K_v повзуна, максимально допустимий на робочому ході механізму ^{*}) кут тиску ν_θ і хід повзуна H (рис.2.2). Необхідно знайти l_{OA} , l_{AB} і e (зміщення механізму).

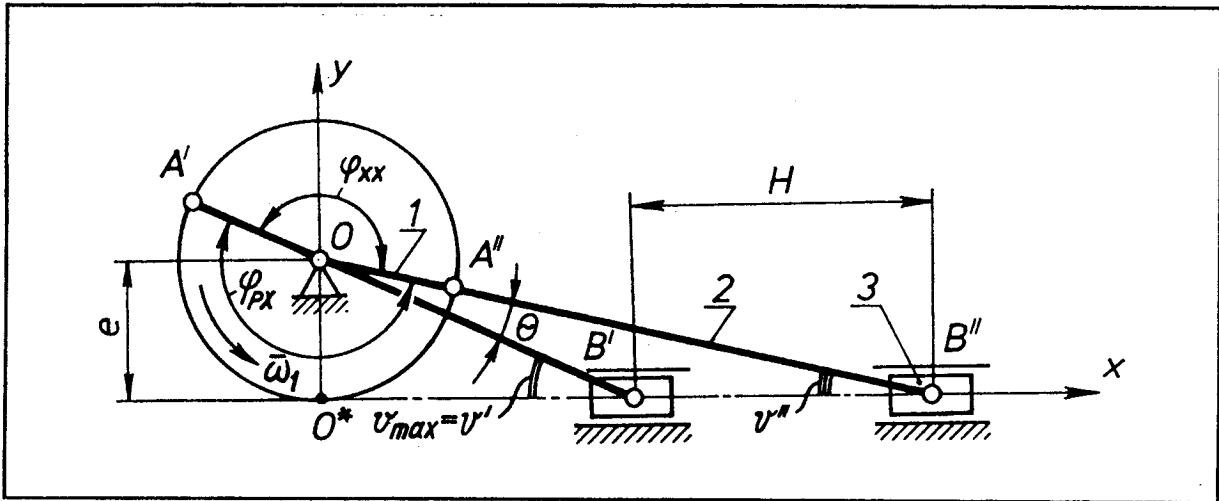


Рис. 2.2

Коефіцієнт K_v зміни середньої швидкості вихідної ланки механізму записують так

$$K_v = \frac{(V_B)_{xx}}{(V_B)_{px}}, \quad (2.7)$$

де $(V_B)_{xx}$, $(V_B)_{px}$ - середні швидкості вихідної ланки відповідно при холостому ^{**}) і робочому ходах механізму.

В технологічних машинах $K_v > 1$. Цей коефіцієнт можна подати і в такому вигляді

$$K_v = \frac{H/t_{xx}}{H/t_{px}} = \frac{\varphi_{px}/\omega_1}{\varphi_{xx}/\omega_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}, \quad (2.7')$$

тут t_{xx} , t_{px} - часи, за які здійснюються холостий і робочий ходи механізму; φ_{px} , φ_{xx} - кути повороту кривошипа, які відповідають робочому і холостому ходам механізму.

Розв'язавши рівняння (2.7') відносно кута θ , одержимо

$$\theta = 180^\circ \times \frac{K_v - 1}{K_v + 1}. \quad (2.8)$$

Очевидно, що максимальне значення ν_{\max} кута тиску при робочому ході в даному механізмі може мати місце або в крайньому лівому положенні механізму (рис.2.2) ($\nu_{\max} = \nu'$), або при вертикальному нижньому положенні кривошипа (рис.2.3).

^{*}) Робочий хід механізму відповідає такому переміщенню вихідної ланки, при якому виконується корисна робота. На рис. 2.2 - це переміщення повзуна зліва направо.

^{**}) При холостому ході механізму корисна робота не виконується.

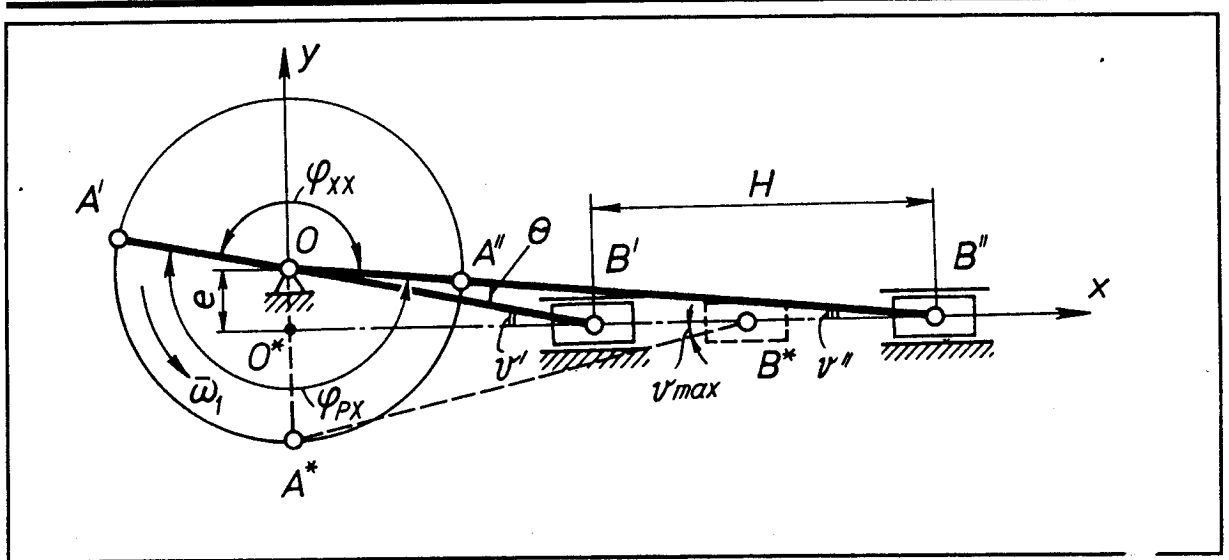


Рис. 2.3

При синтезі механізму приймають, що $v_{\max} = v_{\partial}$. Позначимо $l_1 = l_{AB} - l_{OA}$, $l_2 = l_{AB} + l_{OA}$. Тоді для випадку, що зображений на рис.2.2, матимемо систему рівнянь

$$\begin{cases} e/l_1 = \sin v_{\partial}, \\ l_2 \cos(v_{\partial} - \theta) - l_1 \cos v_{\partial} = H, \\ l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos \theta = H^2. \end{cases} \quad (2.9)$$

Розв'язок цієї системи рівнянь має вигляд

$$l_2 = \frac{b(a - \cos \theta)}{a^2 + 1 - 2a \cos \theta}, \quad l_1 = a l_2 - b, \quad e = l_1 \sin v_{\partial}, \quad (2.10)$$

де $a = \cos \theta + \operatorname{tg} v_{\partial} \sin \theta$, $b = \frac{H}{\cos v_{\partial}}$.

Звідси знаходимо довжину кривошипа і шатуна механізму:

$$l_{OA} = \frac{l_2 - l_1}{2}, \quad l_{AB} = \frac{l_1 + l_2}{2}. \quad (2.11)$$

Слід зауважити, що в цьому випадку обов'язково $v_{\partial} > \theta$.

Якщо ж максимальний кут тиску має місце при вертикальному нижньому положенні кривошипа, то при цьому рішення задачі синтезу механізму приводить до такої системи рівнянь

$$\begin{cases} c = \frac{l_2 - e}{l_1 + e}, \\ \sqrt{l_2^2 - e^2} - \sqrt{l_1^2 - e^2} = H, \\ l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos \theta = H^2, \end{cases} \quad (2.12)$$

тут $c = \frac{1 + \sin v_{\partial}}{1 - \sin v_{\partial}}$.

Кут θ , як і раніше, знаходиться за формулою (2.8). Позначимо $e/l_1 = z$, $l_2/l_1 = x$, $H/l_1 = y$, тоді рівняння (2.12) набудуть вигляду

$$\begin{cases} c = \frac{x - z}{1 + z}, \\ \sqrt{x^2 - z^2} - \sqrt{1 - z^2} = y, \\ 1 + x^2 - 2x \cos \theta = y^2. \end{cases}$$

Розв'язування цієї системи трьох рівнянь приводить до алгебраїчного рівняння четвертої степені відносно x

$$a_1 x^4 + b_1 x^3 + c_1 x^2 + d_1 x + e_1 = 0, \quad (2.13)$$

де $a_1 = 1$; $b_1 = -2(c + \cos\theta)$;
 $c_1 = -2c + 4c \cos\theta + (1 + c)^2 \cos^2\theta$;
 $d_1 = -2(c + c^2 \cos\theta)$; $e_1 = c^2$.

Рівняння (2.13), як відомо [4], розв'язується в радикалах. Крім того, це рівняння можна розв'язати і одним із наближених способів за допомогою ЕОМ.

Після знаходження x далі визначаються невідомі y і z , а через них l_1 , e і l_2 . Знаючи l_1 і l_2 , довжину кривошипа l_{OA} і довжину шатуна l_{AB} розраховуємо за формулами (2.11).

Різниця між першим і другим випадком задачі 2 полягає в тому, що в першому випадку одержуємо кривошипно-повзунний механізм з малим коефіцієнтом λ . А це означає, що розміри механізму будуть значні. В другому випадку λ буде більшим і розміри механізму при тому ж H будуть меншими.

Такого типу задача може мати місце при проектуванні технологічних машин, що працюють в усталеному режимі. Наприклад, при проектуванні пресових машин.

Задача 3.

Задано переміщення повзуна H_B при повороті кривошипа від $\varphi = \varphi_1$ до $\varphi = \varphi_2$ (φ_1 і φ_2 - відомі величини) і коефіцієнт λ (рис.2.4). Знайти l_{OA} і l_{AB} .

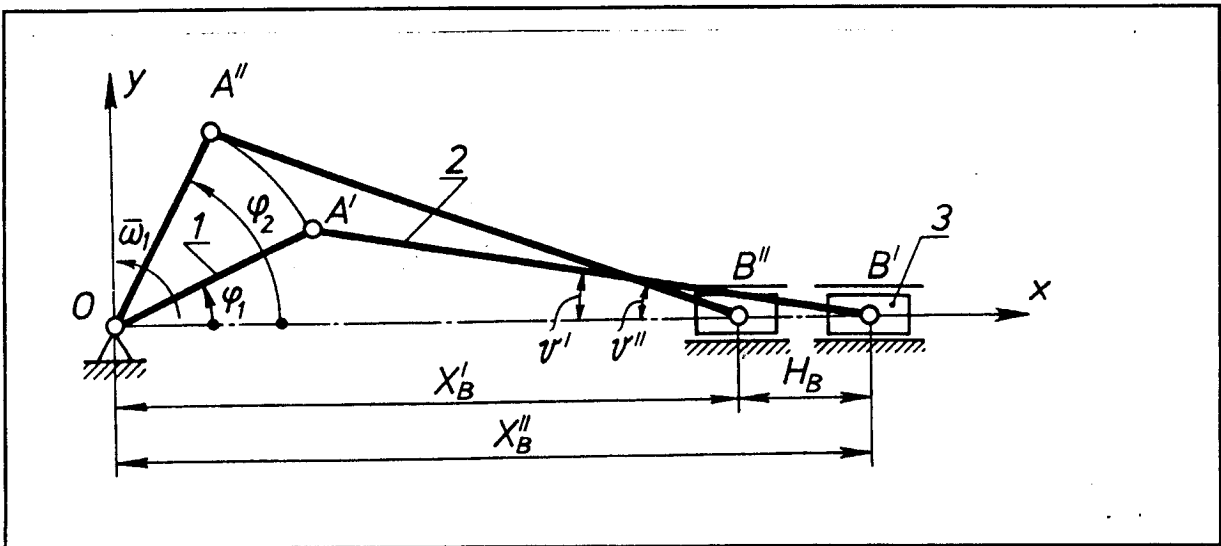


Рис. 2.4

Як видно з рис.2.4, задане переміщення можна виразити так

$$H_B = x_{B'} - x_{B''} = l_{OA} \cos\varphi_1 + l_{AB} \cos\varphi' - l_{OA} \cos\varphi_2 - l_{AB} \cos\varphi'' = l_{OA} (\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) + l_{AB} (\cos\varphi' - \cos\varphi'').$$

Так як $l_{AB} = l_{OA}/\lambda$, то останнє рівняння буде

$$H_B = l_{OA} (\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) + \frac{l_{OA}}{\lambda} (\cos\varphi' - \cos\varphi''). \quad (2.14)$$

В рівнянні (2.14) крім l_{OA} є ще дві невідомі величини: кути ν' і ν'' , які легко знаходяться

$$\sin \nu' = \lambda \sin \varphi_1, \quad \sin \nu'' = \lambda \sin \varphi_2,$$

а тому

$$l_{OA} = \frac{H_B}{\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2 + \frac{1}{\lambda} \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_2} \right)},$$

$$l_{AB} = \frac{l_{OA}}{\lambda}.$$
(2.15)

Така задача виникає при синтезі механізмів-пресів для штампування різноманітних деталей.

Проектування кривошипно-коромислових механізмів. Кривошипно-коромислові механізми належать до досить поширених механізмів, які входять в склад багатьох машин. При синтезі цих механізмів також можуть виникати різноманітні задачі. Тут розглядаються найбільш характерні з них.

Задача 1.

Задано довжину коромисла l_{BC} , два його крайніх положення визначені кутами γ_1 і γ_2 , а також відстань l_{OC} між нерухомими точками механізму (рис.2.5). Необхідно знайти довжини кривошипа і шатуна.

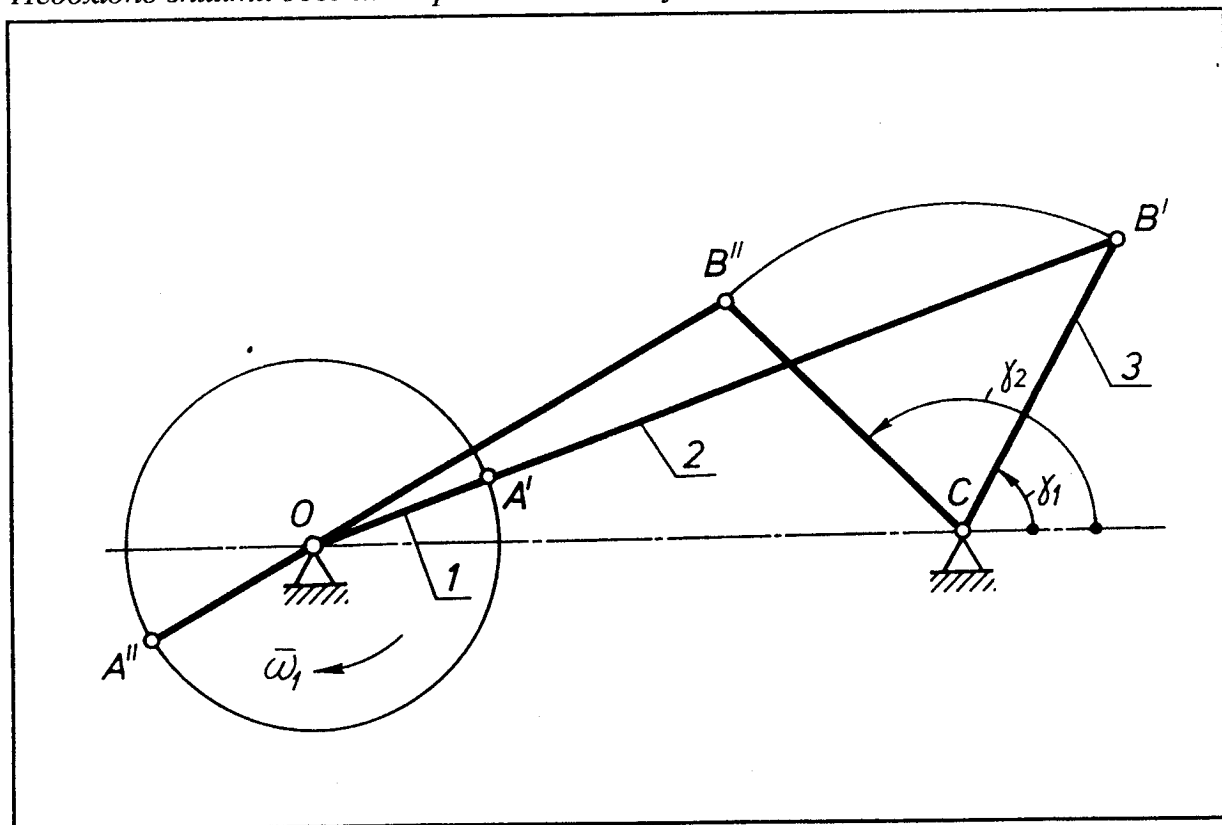


Рис. 2.5

З $\triangle OB'C$ і $\triangle OB''C$ знаходимо відстані

$$l_{OB'} = \sqrt{l_{BC}^2 + l_{OC}^2 + 2 l_{BC} l_{OC} \cos \gamma_1},$$

$$l_{OB''} = \sqrt{l_{BC}^2 + l_{OC}^2 + 2 l_{BC} l_{OC} \cos \gamma_2}. \quad (2.16)$$

Так як $l_{OB'} = l_{OA} + l_{AB}$, $l_{OB''} = l_{AB} - l_{OA}$, то

$$l_{OA} = \frac{l_{OB'} - l_{OB''}}{2}, \quad l_{AB} = \frac{l_{OB'} + l_{OB''}}{2}. \quad (2.17)$$

Ця задача синтезу важільного механізму зустрічається при проектуванні багатьох машин, в тому числі і при виконанні курсових проектів.

Задача 2.

Задано довжину коромисла l_{BC} , два його крайніх положення за допомогою кутів γ_1, γ_2 ($\beta = \gamma_2 - \gamma_1$), а також коефіцієнт зміни середньої швидкості (кутової) K_ω коромисла. Потрібно знайти l_{OA}, l_{AB}, l_{OC} (рис.2.6).

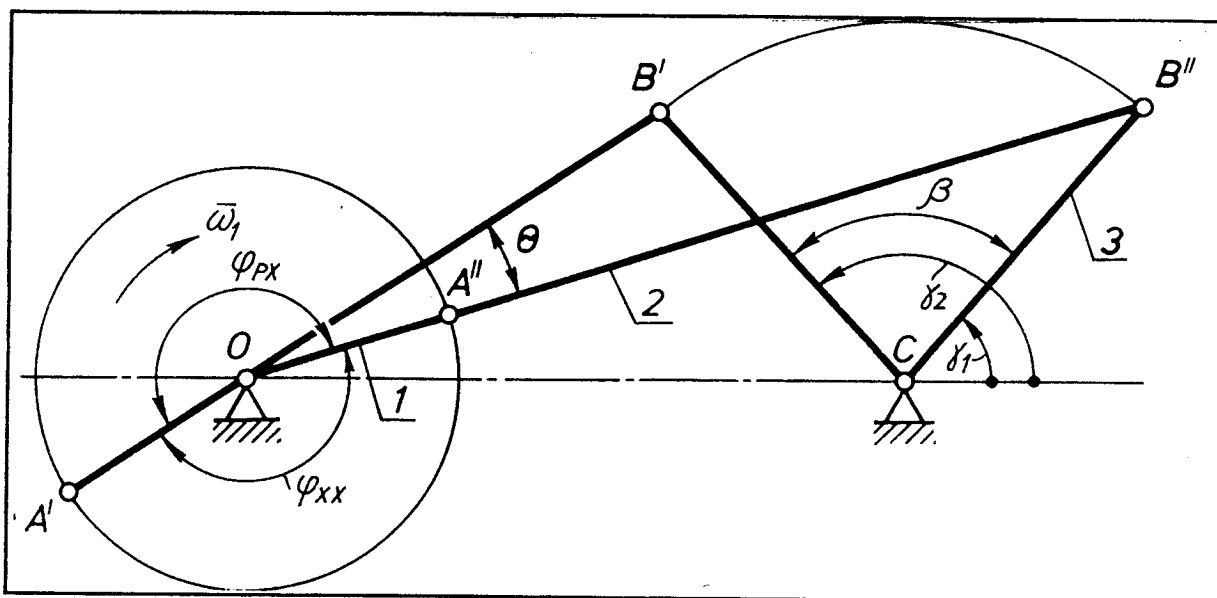


Рис. 2.6

Коефіцієнт K_ω є величиною аналогічною коефіцієнту K_v . Різниця полягає тільки в тому, що K_ω - це відношення не лінійних середніх швидкостей вихідної ланки при холостому і робочому ходах механізму, а кутових швидкостей цієї ланки, тобто в нашому випадку

$$K_\omega = \frac{(\omega_{зсп})_{xx}}{(\omega_{зсп})_{px}} = \frac{\beta/t_{xx}}{\beta/t_{px}} = \frac{t_{px}}{t_{xx}} = \frac{\varphi_{px}/\omega_1}{\varphi_{xx}/\omega_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}. \quad (2.18)$$

Величина $K_\omega > 1$. Це зв'язано з тим, що при робочому ході механізму виконується певна корисна робота і швидкість вихідної ланки при цьому ході обмежується технологічним процесом, для здійснення якого використовується машина. При холостому ході сили опору, які прикладені до машини, є набагато меншими і тому швидкість руху вихідної ланки механізму може бути вибрана більшою. Цим забезпечується збільшення продуктивності машини.

З (2.18) одержуємо

$$\theta = 180^\circ \frac{(K_\omega - 1)}{(K_\omega + 1)}. \quad (2.19)$$

Зрозуміло (рис.2.6), що задача зводиться до відшукування центра обертання O кривошипа. Крім того, це повинна бути така точка площини, з якої видно точки B' і B'' під кутом θ . Неважко собі уявити, що точка O повинна лежати на колі, яке проходить через точки B' і B'' , такого радіуса, щоб з його центра було видно точки B' і B'' під кутом 2θ (рис.2.7).

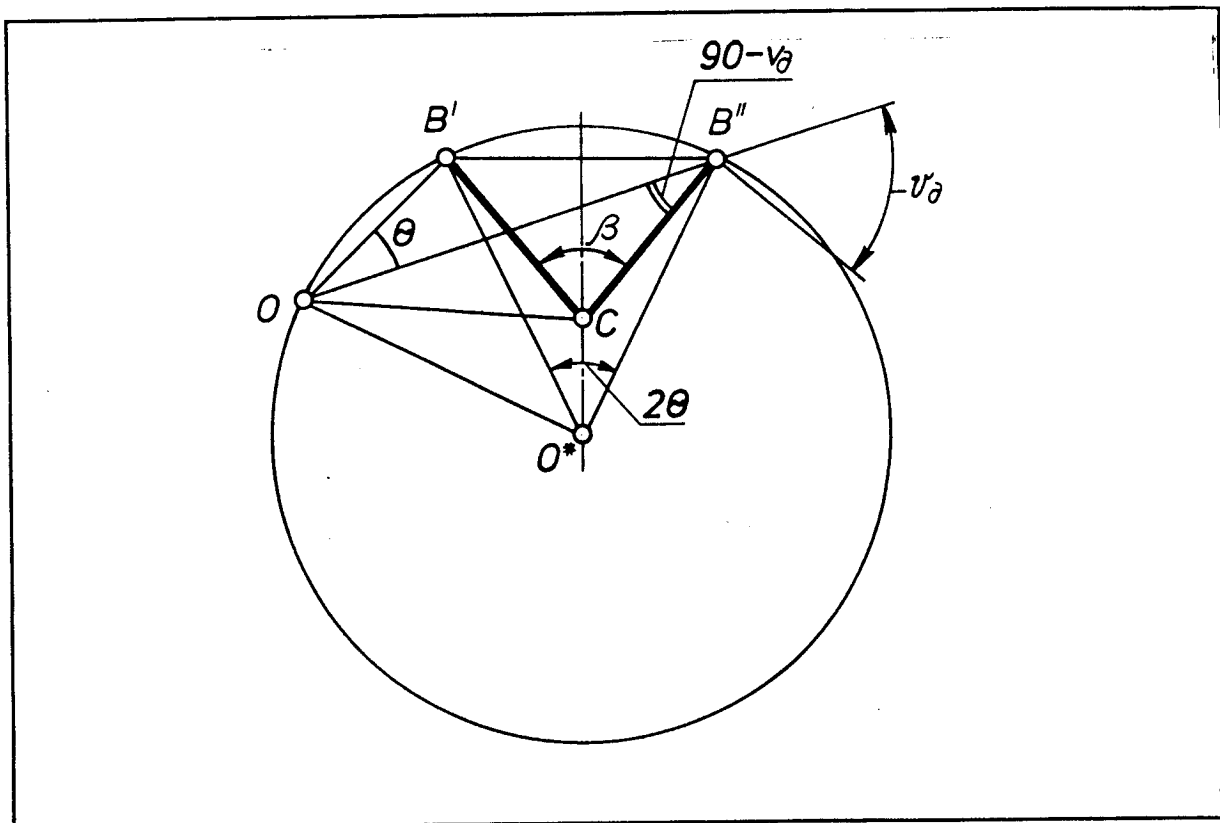


Рис. 2.7

Радіус цього кола визначається так

$$l_{O^*B'} = \rho = \frac{l_{BC} \sin \beta / 2}{\sin \theta} \quad (2.20)$$

Але задача ще не має однозначного розв'язку, т.я. з будь-якої точки проведеного кола (рис.2.7) видно точки B' і B'' під одним і тим же кутом θ . Для одержання однозначного розв'язку необхідно врахувати ще якусь додаткову умову. Такою умовою може бути максимально допустимий кут ν_d тиску при робочому ході. Прийmemo, що $\beta > 2\theta$. Тоді з точки B'' під кутом $90^\circ - \nu_d$ до відрізка CB'' проводимо лінію до перетину з колом і отримуємо точку O .

З рис. 2.7 видно, що кут $OB'C$ більший кута $OB''C$ і в будь-якому іншому проміжному положенні, яке відповідає робочому ходу. Тобто кут тиску в положенні коромисла CB'' найбільший і дорівнює ν_d . При холостому ході кут тиску ν_d буде дещо більшим ν_d , але це допускається, т.я. навантаження при холостому ході незначні.

Легко переконатися, що

$$\angle CB''O^* = \beta/2 - \theta, \angle B''O^*O = 2\nu_d - \beta + 2\theta, \angle B'O^*O = 2\nu_d - \beta.$$

З $\triangle OB''O^*$ і $\triangle OB'O^*$ маємо

$$l_{OB''} = 2\rho \sin\left(\nu_d - \frac{\beta}{2} + \theta\right), \quad (2.21)$$

$$l_{OB'} = 2\rho \sin\left(\nu_d - \frac{\beta}{2}\right).$$

Для знаходження l_{OC} розглянемо ΔOCO^* , але попередньо визначаємо l_{O^*C} :

$$l_{O^*C} = \rho \cos \theta - l_{CB} \cos \frac{\beta}{2}. \quad (2.22)$$

Тоді l_{OC} знаходиться за теоремою косинусів

$$l_{OC} = \sqrt{l_{O^*C}^2 + \rho^2 - 2l_{O^*C}\rho \cos(2\nu_d - \beta + \theta)}. \quad (2.23)$$

І, накінець, довжина кривошипа l_{OA} і шатуна l_{AB} знаходяться за формулами (2.17).

В випадку, коли $\beta < 2\theta$ задача розв'язується аналогічно.

Проектування кулісних механізмів. В ряді машин зустрічаються кулісні механізми (зубодовбальні верстати, строгальні верстати, машини-автомати і інші). Розглянемо проектування цих механізмів на прикладі шестиланкового механізму (рис.2.8) зубодовбального верстата. Для цього механізму відомо: коефіцієнт зміни середньої швидкості K_v довбняка, віддаль l_{BO} між шарнірами, хід H довбняка і максимально допустимий кут ν_d тиску. Необхідно знайти розміри l_{OA} , l_{BC} , l_{CD} і l .

Як і в попередніх задачах, де зустрічався коефіцієнт K_v або K_ω , знаходимо кут θ :

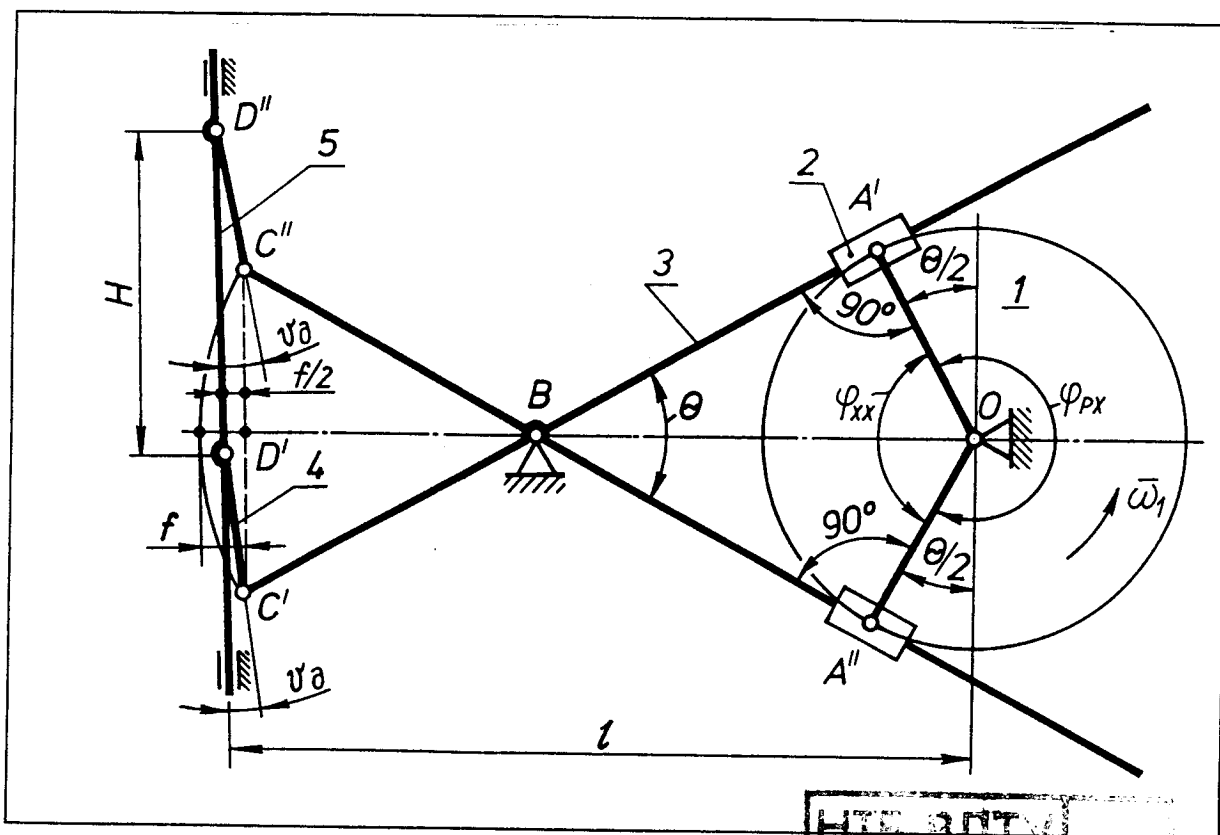
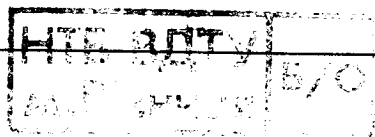


Рис. 2.8



$$\theta = 180^\circ \frac{(K_v - 1)}{(K_v + 1)}. \quad (2.24)$$

Тепер довжина кривошипа буде дорівнювати

$$l_{OA} = l_{BO} \sin \frac{\theta}{2}. \quad (2.25)$$

З чотирикутника $D'D''C''C'$, який є паралелограмом, знаходимо $l_{C'C''} = H$ і

$$l_{BC} = \frac{H}{2 \sin \frac{\theta}{2}}. \quad (2.26)$$

З метою зменшення кута тиску ν напрямну п'ятої ланки необхідно розмістити так, щоби вона ділила стрілку f пополам, тоді

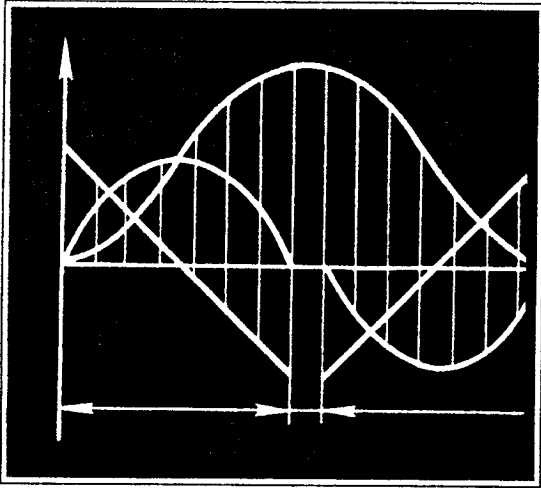
$$l = l_{OB} + l_{BC} \cos \frac{\theta}{2} + \frac{f}{2}, \quad (2.27)$$

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

Довжина шатуна 4 виражається через заданий максимально допустимий кут тиску

$$l_{DC} = \frac{f}{2 \sin \nu_d}. \quad (2.28)$$

Для інших кулісних механізмів синтез виконується подібним способом.



ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

3.1. Основні задачі кінематичного аналізу механізмів

Основна задача кінематичного дослідження механізму – визначення для будь-якого моменту часу положень (координат) всіх його точок і ланок та їх швидкостей і прискорень. Координати, швидкості і прискорення точок ланок вираховуються, як правило, в межах одного циклу роботи механізму для певного числа положень, що дає можливість побудувати траєкторії руху точок механізму і годографи швидкостей і прискорень. Знання кожного з перерахованих кінематичних параметрів необхідне для практичного використання при конструюванні машин. Наприклад, траєкторії окремих точок механізму потрібні для визначення ходу ланок, окреслення габаритів картерів і корпусів машин, а також для з'ясування можливого їх зіткнення з іншими ланками.

3.2. Визначення геометричних і кінематичних характеристик механізму

Число незалежних між собою кінематичних параметрів конкретного механізму дорівнює числу ступенів свободи або числу узагальнених координат механізму. Якщо механізм має одну ступінь свободи, то положення будь-якої ланки механізму однозначно визначається в залежності від координати вхідної ланки. Для знаходження залежностей між координатами ланок механізму, які змінюються в процесі руху, використовуються функції положення. Функцією положення будь-якої ланки механізму називають аналітичний вираз залежності координати, що відображає положення даної ланки, від координати, що визначає положення вхідної ланки і геометричних параметрів механізму. Функція положення вихідної ланки є функцією положення механізму. Припустимо, що ланка n здійснює обертальний або поступальний рух, який описується координатою q_n .

Тоді

$$q_n = \Pi_n(q_1), \quad (3.1)$$

де q_n, q_1 - координати n -ої і вхідної ланок, які можуть бути як кутовими так і лінійними;

$\Pi_n(q_1)$ - функція положення n -ої ланки.

Диференціюючи функцію положення по координаті вхідної ланки q_1 (по узагальненій координаті), отримуємо такі вирази:

$$\frac{dq_n}{dq_1} = \frac{d\Pi_n(q_1)}{dq_1} = \Pi_n'(q_1); \quad (3.2)$$

$$\frac{d^2q_n}{dq_1^2} = \frac{d^2\Pi_n(q_1)}{dq_1^2} = \Pi_n''(q_1); \quad (3.3)$$

Одержані функції Π_n', Π_n'' є геометричними характеристиками n -ої ланки механізму і називаються відповідно першою і другою передаточними функціями n -ої ланки. Першу передаточну функцію часто називають аналогом швидкості, а другу - аналогом прискорення. Аналоги кутових швидкостей і прискорень безрозмірні величини, аналоги лінійних швидкостей і прискорень мають розмірність довжини. Вони не залежать від часу, а тільки від геометричних параметрів механізму. Щоб встановити зв'язок між геометричними Π_n', Π_n'' і кінематичними $\dot{q}_n = dq_n/dt, \ddot{q}_n = d^2q_n/dt^2$ характеристиками, продиференціюємо функцію положення по часу:

$$\dot{q}_n = \frac{d\Pi_n(q_1)}{dq_1} \frac{dq_1}{dt} = \Pi_n'(q_1) \dot{q}_1; \quad (3.4)$$

$$\ddot{q}_n = \Pi_n''(q_1) \dot{q}_1^2 + \Pi_n'(q_1) \ddot{q}_1. \quad (3.5)$$

Якщо вхідна ланка здійснює обертальний рух, то

$$\dot{q}_n = \Pi_n'(q_1) \omega_1; \quad (3.6)$$

$$\ddot{q}_n = \Pi_n''(q_1) \omega_1^2 + \Pi_n'(q_1) \varepsilon_1. \quad (3.7)$$

Тут ω_1, ε_1 відповідно кутова швидкість і кутове прискорення вхідної ланки. Якщо $\omega_1 = const$, то $\varepsilon_1 = 0$. Тоді

$$\dot{q}_n = \Pi_n'(q_1) \omega_1; \quad \ddot{q}_n = \Pi_n''(q_1) \omega_1^2. \quad (3.8)$$

Залежності (3.8) дають можливість визначити аналог швидкості і прискорення

$$\Pi_n'(q_1) = \frac{\dot{q}_n}{\omega_1}; \quad \Pi_n''(q_1) = \frac{\ddot{q}_n}{\omega_1^2}.$$

3.3. Методика визначення геометричних характеристик важільних механізмів 2-го класу

Аналітичні дослідження механізмів зручно виконувати з використанням аналогів швидкостей і прискорень, так як для даної кінематичної схеми механізму останні залежать тільки від узагальненої координати і не залежать від закону руху вхідної ланки. Це означає, що кінематичні дослідження можна виконувати чисто геометричними методами.

Для запису математичних залежностей функцій положень, аналогів швидкостей і прискорень можна користуватись будь-яким аналітичним методом кінематики механізмів [6,11,12]. При складанні алгоритмів кінематичного аналізу механізмів будемо використовувати метод векторних замкнутих контурів. Як відомо [2], будь-який механізм можна отримати послідовним приєднанням структурних груп до вхідної ланки і стояка. При утворенні механізму з однією ступінню свободи перша група приєднується своїми вільними кінематичними парами до вхідної ланки і стояка. Наступні групи можуть приєднуватись до будь-яких ланок створюваного механізму.

З метою спрощення методики кінематичного дослідження механізмів 2-го класу доцільно розглядати рух ланок для кожної групи окремо з врахуванням геометричних характеристик точок зовнішніх кінематичних пар, якими вона приєднується до механізму.

Під геометричними характеристиками j -ої точки (T_{ij}) i -ої структурної групи будемо розуміти положення даної точки $(X_{T_{ij}}, Y_{T_{ij}})$ в плоскій системі координат $хоу$, її аналоги швидкостей і прискорень в проекціях на осі координат $(X_{T_{ij}}', Y_{T_{ij}}', X_{T_{ij}}'', Y_{T_{ij}}'')$

та модулі аналогів швидкостей і прискорень $(\Pi_{T_{ij}}', \Pi_{T_{ij}}'')$. Якщо зовнішні кінематичні пари структурної групи поступальні, то кінематичний аналіз ведеться з врахуванням геометричних характеристик ланок, до яких приєднується дана група. До геометричних характеристик ланки відносяться: положення ланки, що фіксується кутом φ_{ij} і відраховується проти годинникової стрілки від осі абсцис, аналог кутової швидкості (φ_{ij}') та аналог кутового прискорення (φ_{ij}'') . Залежності для визначення геометричних характеристик точок місця приєднання структурної групи до основного механізму не складно отримати, якщо розглянути рух вхідних ланок окремо.

3.3.1. Вхідна ланка

Вхідна ланка і стояк утворюють механізм 1-го класу. В залежності від того, яку кінематичну пару утворюють ланки механізму обертальну чи поступальну, вхідна ланка здійснює відносно стояка відповідно обертальний або поступальний рух (рис.3.1).

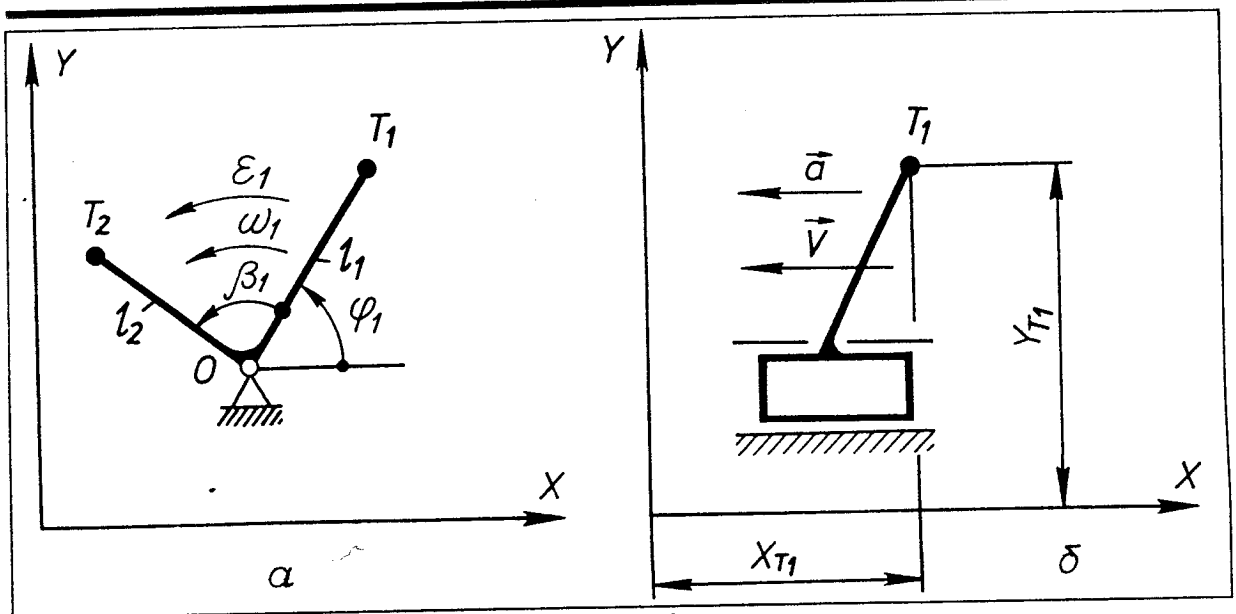


Рис. 3.1

В першому випадку закон руху вхідної ланки l задається кутовою швидкістю ω_1 і кутовим прискоренням ε_1 , а в другому - лінійною швидкістю \bar{V} і прискоренням \bar{a} .

Запишемо функції положення, що визначають координати точок T_1 і T_2 (рис.3.1,а):

$$X_{T_1} = X_0 + l_1 \cos \varphi_1; \quad Y_{T_1} = Y_0 + l_1 \sin \varphi_1;$$

$$X_{T_2} = X_0 + l_2 \cos(\varphi_1 + \beta_1); \quad Y_{T_2} = Y_0 + l_2 \sin(\varphi_1 + \beta_1); \quad (3.9)$$

Тут і надалі кути, що визначають положення ланок, вимірюються від позитивного напрямку осі абсцис проти годинникової стрілки. Початок відліку кутів позначається крапкою. Кути, які вимірюються проти годинникової стрілки, будемо рахувати додатними, а за годинниковою стрілкою - від'ємними.

Продиференціюємо вирази (3.9) по узагальненій координаті φ_1 , отримаємо залежності для аналогів швидкостей в проекціях на осі координат:

$$X_{T_1}' = -l_1 \sin \varphi_1; \quad Y_{T_1}' = l_1 \cos \varphi_1;$$

$$X_{T_2}' = -l_2 \sin(\varphi_1 + \beta_1); \quad Y_{T_2}' = l_2 \cos(\varphi_1 + \beta_1), \quad (3.10)$$

де $X_i' = dX_i/d\varphi_1$; $Y_i' = dY_i/d\varphi_1$.

Якщо продиференціювати функції положення другий раз, то отримаємо аналітичні вирази для аналогів прискорень в проекціях на осі координат:

$$X_{T_1}'' = -l_1 \cos \varphi_1; \quad Y_{T_1}'' = -l_1 \sin \varphi_1;$$

$$X_{T_2}'' = -l_2 \cos(\varphi_1 + \beta_1); \quad Y_{T_2}'' = -l_2 \sin(\varphi_1 + \beta_1), \quad (3.11)$$

де $X_i'' = d^2 X_i / d\varphi_1^2$; $Y_i'' = d^2 Y_i / d\varphi_1^2$.

Модуль аналога швидкості і прискорення

$$\Pi_{T_1}' = \sqrt{(X_{T_1}')^2 + (Y_{T_1}')^2};$$

$$\Pi_{T_1}'' = \sqrt{(X_{T_1}'')^2 + (Y_{T_1}'')^2}.$$

Визначивши аналоги швидкостей і прискорень за формулами (3.6), (3.7), можна обчислити кінематичні характеристики точок T_1 і T_2 .

На основі створеного вище алгоритму кінематичного аналізу механізму 1-го класу складена підпрограма під іменем **VXODK** на алгоритмічній мові **ФОРТ-РАН**. Звертання до підпрограми здійснюється за допомогою оператора **CALL**

CALL VXODK (L1,L2,XO,YO,B1,FI1,T1,T2)

В круглих дужках вказані формальні параметри підпрограми. Перші п'ять параметрів є постійними геометричними параметрами механізму і відносяться до вхідних даних:

l_1 [**L1**] - довжина елемента OT_1 вхідної ланки, м;

l_2 [**L2**] - довжина елемента OT_2 вхідної ланки, м;

X_0 [**XO**] - абсциса точки O , м;

Y_0 [**YO**] - ордината точки O , м;

β_1 [**B1**] - конструктивний параметр, град.

В квадратних дужках вказані ідентифікатори підпрограми перелічених параметрів.

Наступний параметр - узагальнена координата φ_1 [**FI1**] - визначає в градусах положення вхідної ланки і обчислюється в головній програмі. Результати виконання підпрограми **VXODK** формуються в двох масивах $T_1(8)$, $T_2(8)$. В цих масивах розміщено по вісім геометричних характеристик точок T_1 і T_2 . Послідовність розміщення геометричних характеристик в масиві така:

X_{T_1} [**T1(1)**] - абсциса точки T_1 , м;

Y_{T_1} [**T1(2)**] - ордината точки T_1 , м;

X_{T_1}' [**T1(3)**] - проекція аналога швидкості точки T_1 на вісь x , м;

Y_{T_1}' [**T1(4)**] - проекція аналога швидкості точки T_1 на вісь y , м;

X_{T_1}'' [**T1(5)**] - проекція аналога прискорення точки T_1 на вісь x , м;

Y_{T_1}'' [**T1(6)**] - проекція аналога прискорення точки T_1 на вісь y , м;

Π_{T_1}' [**T1(7)**] - аналог швидкості точки T_1 , м;

Π_{T_1}'' [**T1(8)**] - аналог прискорення точки T_1 , м.

Аналогічний зміст масиву $T_2(8)$. Нижче поданий текст головної програми з використанням підпрограми **VXODK**

REAL L1, L2

DIMENSION T1(8), T2(8)

WRITE (*,*) ' ВВОДИТЬ ВХІДНІ ДАНІ '

WRITE (*,*) ' L1 ,L2, XO, YO, FI0, B1, DFI

READ(*,*) L1, L2, XO, YO, FI0,B1, DFI


```

DO 1 I=1,N
FI1=DFI*(I-1)+FIO
CALL BXODK (L1,L2,XO,YO,B1,FI1,T1,T2)
WRITE (9,2) FI1, (T1(J), J =1,8)
2  FORMAT (2X,F5.1,6(2X,E2.5))
1  CONTINUE
STOP
END

```

Програма складена для роботи в діалоговому режимі на персональних комп'ютерах сумісних з IBM. Ввід вхідних даних безформатний і здійснюється за допомогою оператора READ. Оператор WRITE висвітлює на терміналі будь-яку інформацію і вказує, які вхідні дані необхідно ввести.

Неописаний вище параметр φ_0 [FIO] фіксує в градусах вихідне (нульове) положення вхідної ланки, а з допомогою параметра $\Delta\varphi$ [DFI] задається крок зміни узагальненої координати φ_1 . Якщо вхідна ланка обертається за годинниковою стрілкою, то $\Delta\varphi$ береться з знаком мінус. Параметр N вказує кількість положень вхідної ланки.

3.3.2. Структурна група 1-го виду

Ланки даної структурної групи, приєднуючись до кінематичного ланцюга механізму, утворюють дві обертальні кінематичні пари (рис.3.2). Точки структурної групи позначимо буквою T_{ij} з двома індексами, а центри мас ланок - S_{ij} . Перший індекс вказує на номер виду групи, другий - на порядковий номер точки в групі. Таке позначення створює зручності при програмуванні.

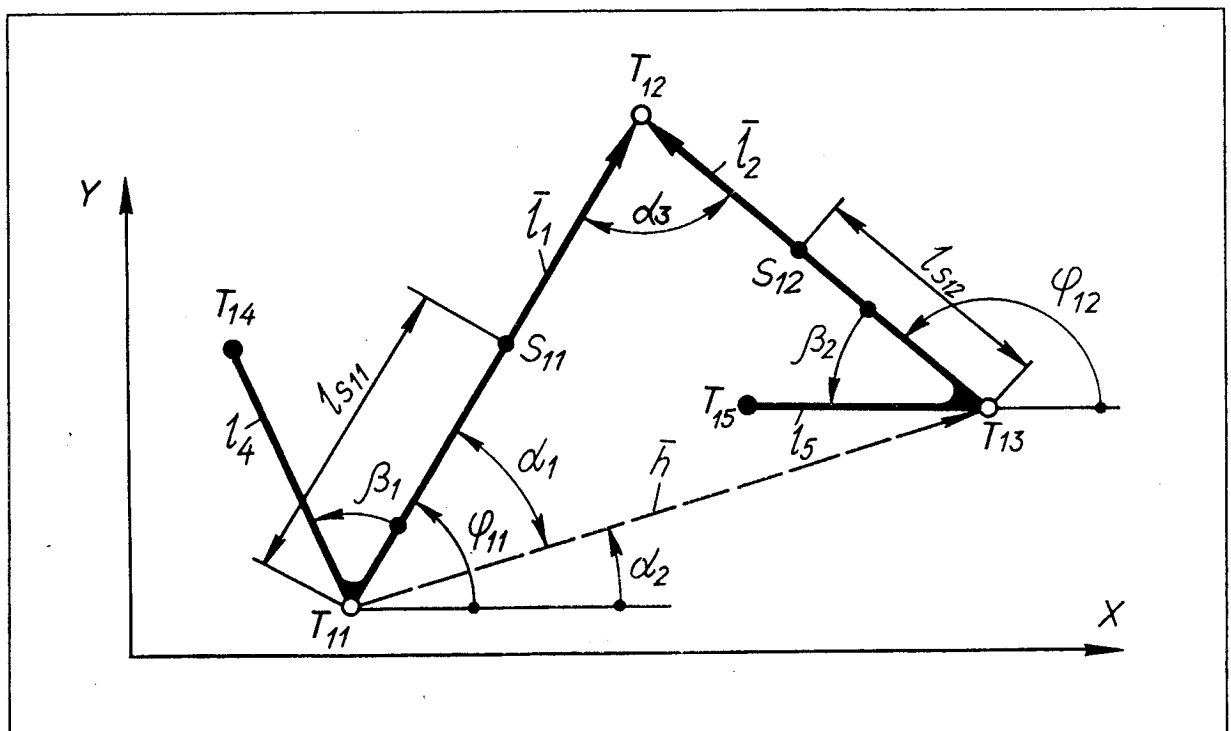


Рис. 3.2.

Для кінематичного дослідження структурної групи повинні бути задані такі вихідні дані: постійні геометричні параметри групи $l_1, l_2, l_4, l_5, l_{S11}, l_{S12}, \beta_1, \beta_2$; геометричні характеристики точок зовнішніх кінематичних пар $T_{11} (X_{T11}, Y_{T11}, X_{T11}', Y_{T11}', X_{T11}'', Y_{T11}'', \Pi_{T11}', \Pi_{T11}'')$ і $T_{13} (X_{T13}, Y_{T13}, X_{T13}', Y_{T13}', X_{T13}'', Y_{T13}'', \Pi_{T13}', \Pi_{T13}'')$.

Приєднаємо певним чином до ланок групи вектори, які утворюють замкнутий контур. Запишемо умову замкнутості контура:

$$\bar{T}_1 = \bar{h} + \bar{T}_2 \quad (3.12)$$

Модуль вектора h і його положення відповідно рівні:

$$h = \sqrt{(X_{T13} - X_{T11})^2 + (Y_{T13} - Y_{T11})^2}; \quad (3.13)$$

$$\alpha_2 = \begin{cases} \arctg(Y_h / X_h), & \text{якщо } X_h \geq 0, Y_h \geq 0; \\ \pi + \arctg(Y_h / X_h), & \text{якщо } X_h < 0, Y_h \geq 0; \\ \pi + \arctg(Y_h / X_h), & \text{якщо } X_h < 0, Y_h < 0; \\ 2\pi + \arctg(Y_h / X_h), & \text{якщо } X_h > 0, Y_h < 0, \end{cases} \quad (3.14)$$

де $X_h = X_{T13} - X_{T11}$; $Y_h = Y_{T13} - Y_{T11}$.

Розглянувши $\Delta T_{11}, T_{12}, T_{13}$, визначаємо:

$$\alpha_1 = \arccos((l_1^2 + h^2 - l_2^2) / (2l_1h)); \quad (3.15)$$

$$\alpha_3 = \arccos((l_1^2 + l_2^2 - h^2) / (2l_1l_2)). \quad (3.16)$$

Тоді

$$\varphi_{11} = \alpha_1 + \alpha_2; \quad (3.17)$$

$$\varphi_{12} = \varphi_{11} + \alpha_3. \quad (3.18)$$

Коли відомі кути $\varphi_{11}, \varphi_{12}$, то не складно записати функції положення в проєкціях на осі координат для будь-якої точки структурної групи. Наприклад, для точки T_{14} :

$$\begin{aligned} X_{T14} &= X_{T11} + l_4 \cos(\varphi_{11} + \beta_1); \\ Y_{T14} &= Y_{T11} + l_4 \sin(\varphi_{11} + \beta_1). \end{aligned} \quad (3.19)$$

Для визначення аналогів кутових швидкостей ланок групи спроекуємо рівняння (3.12) на осі координат:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_{11} &= h \cos \alpha_2 + l_2 \cos \varphi_{12}; \\ l_1 \sin \varphi_{11} &= h \sin \alpha_2 + l_2 \sin \varphi_{12}. \end{aligned}$$

Або

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_{11} - l_2 \cos \varphi_{12} &= X_{T13} - X_{T11}; \\ l_1 \sin \varphi_{11} - l_2 \sin \varphi_{12} &= Y_{T13} - Y_{T11}. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Продиференціюємо систему (3.20) по узагальненій координаті φ_1 . Отримаємо:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin(\varphi_{11}) \varphi_{11}' + l_2 \sin(\varphi_{12}) \varphi_{12}' &= X_{T_{13}}' - X_{T_{11}}'; \\ l_1 \cos(\varphi_{11}) \varphi_{11}' - l_2 \cos(\varphi_{12}) \varphi_{12}' &= Y_{T_{13}}' - Y_{T_{11}}', \end{aligned} \quad (3.21)$$

де $\varphi_{11}' = \frac{d\varphi_{11}}{d\varphi_1}$, $\varphi_{12}' = \frac{d\varphi_{12}}{d\varphi_1}$.

Ми отримали систему лінійних рівнянь (3.21) відносно невідомих аналогів кутових швидкостей φ_{11}' , φ_{12}' . Розв'язуючи їх, знаходимо:

$$\varphi_{11}' = \frac{(X_{T_{11}}' - X_{T_{13}}') \cos \varphi_{12} + (Y_{T_{11}}' - Y_{T_{13}}') \sin \varphi_{12}}{l_1 \sin(\varphi_{11} - \varphi_{12})}; \quad (3.22)$$

$$\varphi_{12}' = \frac{(X_{T_{11}}' - X_{T_{13}}') \cos \varphi_{11} + (Y_{T_{11}}' - Y_{T_{13}}') \sin \varphi_{11}}{l_2 \sin(\varphi_{11} - \varphi_{12})}. \quad (3.23)$$

Для визначення аналогів прискорень φ_{11}'' , φ_{12}'' необхідно продиференціювати рівняння (3.21):

$$\begin{aligned} \varphi_{11}'' &= \frac{(X_{T_{13}}'' - X_{T_{11}}'') \cos \varphi_{12} + (Y_{T_{13}}'' - Y_{T_{11}}'') \sin \varphi_{12}}{l_1 \sin(\varphi_{12} - \varphi_{11})} + \\ &+ \frac{l_1 \cos(\varphi_{11} - \varphi_{12}) (\varphi_{11}')^2 - l_2 (\varphi_{12}')^2}{l_1 \sin(\varphi_{12} - \varphi_{11})}; \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\begin{aligned} \varphi_{12}'' &= \frac{(X_{T_{13}}'' - X_{T_{11}}'') \cos \varphi_{11} + (Y_{T_{13}}'' - Y_{T_{11}}'') \sin \varphi_{11}}{l_2 \sin(\varphi_{12} - \varphi_{11})} - \\ &- \frac{l_2 \cos(\varphi_{11} - \varphi_{12}) (\varphi_{12}')^2 - l_1 (\varphi_{11}')^2}{l_2 \sin(\varphi_{12} - \varphi_{11})}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Аналоги швидкостей і прискорень точки T_{14} в проекціях на осі координат отримаємо диференціюванням по узагальненій координаті φ_1 рівняння (3.19):

$$\begin{aligned} X_{T_{14}}' &= X_{T_{11}}' - l_4 \sin(\varphi_{11} + \beta_1) \varphi_{11}'; \\ Y_{T_{14}}' &= Y_{T_{11}}' + l_4 \cos(\varphi_{11} + \beta_1) \varphi_{11}'; \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} X_{T_{14}}'' &= X_{T_{11}}'' - l_4 \cos(\varphi_{11} + \beta_1) (\varphi_{11}')^2 - l_4 \sin(\varphi_{11} + \beta_1) \varphi_{11}''; \\ Y_{T_{14}}'' &= Y_{T_{11}}'' - l_4 \sin(\varphi_{11} + \beta_1) (\varphi_{11}')^2 + l_4 \cos(\varphi_{11} + \beta_1) \varphi_{11}''. \end{aligned} \quad (3.27)$$

Якщо точки T_{11} або T_{13} нерухомі, то залежності (3.22)...(3.27) дещо спрощуються, так як, наприклад, при нерухомій точці T_{13} всі похідні від $X_{T_{13}}$ і $Y_{T_{13}}$ рівні нулю. Описаний вище алгоритм кінематичного аналізу структурної групи виконується за допомогою підпрограми з іменем DIADA1.

Звертання до підпрограми здійснюється в головній програмі оператором CALL:

CALL DIADA1(LDI1,T11,T12,T13,T14,T15,S11,S12,ZV11,ZV12)

Вхідні дані формуються в три масиви LDI1(8),T11(8),T13(8). Кожний масив складається з восьми елементів. Масив LDI1(8) містить в собі всі постійні геометричні параметри структурної групи, а саме:

- l_1 [LDI1(1)] - довжина ланки 1, м;
- l_2 [LDI1(2)] - довжина ланки 2, м;
- l_4 [LDI1(3)] - довжина елемента $T_{11}T_{14}$, м;
- l_5 [LDI1(4)] - довжина елемента $T_{13}T_{15}$, м;
- l_{s11} [LDI1(5)] - положення центра мас ланки 1, м;
- l_{s12} [LDI1(6)] - положення центра мас ланки 2, м;
- β_1 [LDI1(7)] - конструктивний параметр ланки 1, град.;
- β_2 [LDI1(8)] - конструктивний параметр ланки 2, град.

В масивах T11(8),T13(8) містяться геометричні характеристики точок T_{11} і T_{13} . Назва і послідовність елементів цих масивів аналогічна описаному в розділі 3.3.1 масиву T1(8).

Решта із перелічених формальних параметрів в заголовку підпрограми є результатом обчислень геометричних характеристик точок структурної групи: T12(8),T14(8),T15(8) - масиви геометричних характеристик відповідно точок T_{12} , T_{14} , T_{15} ; S11(8),S12(8) - масиви геометричних характеристик центрів мас ланок 1 і 2; ZV11(3) - масив геометричних характеристик ланки 1. Цей масив має три елементи, які розміщені в ньому в такій послідовності:

- φ_{11} [ZV11(1)] - кут, що визначає положення ланки, град.;
- φ_{11}' [ZV11(2)] - аналог кутової швидкості ланки;
- φ_{11}'' [ZV11(3)] - аналог кутового прискорення ланки.

Аналогічний зміст має масив геометричних характеристик ZV12(3) ланки 2.

Для прикладу нижче дається текст головної програми з викликом підпрограми DIADA1.

```

REAL LDI1(8)
DIMENSION T11(8),T12(8),T13(8),T14(8),T15(8)
DIMENSION S11(8),S12(8),ZV11(3),ZV12(3)
WRITE (*,*) 'ВВОДИТЬ ВХІДНІ ДАНІ'
WRITE (*,*) 'LDI1(1...8) '
READ (*,*) LDI1
WRITE (*,*) 'T11(1...8) '
READ (*,*) T11
WRITE (*,*) 'T13(1...8) '
READ (*,*) T13
CALL DIADA1(T11,T12,T13,T14,T15,S11,S12,ZV11,ZV12)
WRITE (9,1) (T12(N), N=1,8)
WRITE (9,1) (T14(N), N=1,8)
WRITE (9,1) (T15(N), N=1,8)
WRITE (9,1) (S11(N), N=1,8)
WRITE (9,1) (S12(N), N=1,8)
    
```

```

WRITE (9,2) (ZV11(J), J=1,3)
WRITE (9,2) (ZV12(J), J=1,3)
1  FORMAT (2X,8 (1X,F8.4))
2  FORMAT (2X,3 (1X,F8.4))
STOP
END

```

У випадку, коли точка T_{11} або T_{13} приєднана у механізмі до рухомої ланки, то геометричні характеристики даної точки передаються у визвану підпрограму з інших підпрограм через формальні параметри.

3.3.3. Структурна група 2-го виду

Ланки даної структурної групи при з'єднанні з кінематичним ланцюгом механізму утворюють одну поступальну і одну обертальну кінематичні пари (рис.3.3). Напрямна повзуна може бути як рухомою (загальний випадок), так і не рухомою (частковий випадок). Тут розглядається частковий випадок.

Функції положення ланок групи зручно записати в допоміжній системі координат $x_1o_1y_1$, з наступним перерахунком їх в основній системі, при цьому вісь x_1 напрямити паралельно напрямній повзуна в бік позитивної проекції ланки I на цю вісь.

Для кінематичного дослідження даної групи повинні бути задані такі дані: постійні геометричні параметри структурної групи $l_1, l_2, l_{s21}, h, \alpha_1, \beta_1, a, b$; геометричні характеристики точки T_{21} ($X_{T21}, Y_{T21}, X_{T21}', Y_{T21}', X_{T21}'', Y_{T21}'', \Pi_{T21}', \Pi_{T21}''$).

Використовуючи формули перетворення координат для плоскої системи, запишемо координати точки T_{21} в системі $x_1o_1y_1$:

$$\begin{aligned} X_{1T21} &= X_{T21} \cos \alpha_1 + Y_{T21} \sin \alpha_1; \\ Y_{1T21} &= -X_{T21} \sin \alpha_1 + Y_{T21} \cos \alpha_1. \end{aligned}$$

Тоді кут α_2 , що визначає положення шатуна в допоміжній системі координат, рівний

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\frac{Y_{1T22} - Y_{1T21}}{l_1} \right), \quad (3.28)$$

а положення шатуна в основній системі координат визначається кутом:

$$\varphi_{21} = \alpha_1 + \alpha_2. \quad (3.29)$$

Якщо відомий кут φ_{21} , то легко визначити координати будь-яких інших точок, наприклад:

$$\begin{aligned} X_{T22} &= X_{T21} + l_1 \cos \varphi_{21}; \\ Y_{T22} &= Y_{T21} + l_1 \sin \varphi_{21}. \end{aligned} \quad (3.30)$$

Запишемо умову замкнутості векторного контура:

$$\bar{X}_{1T21} + \bar{Y}_{1T21} + \bar{l}_1 = \bar{X}_{1T22} + \bar{Y}_{1T22} \quad (3.31)$$

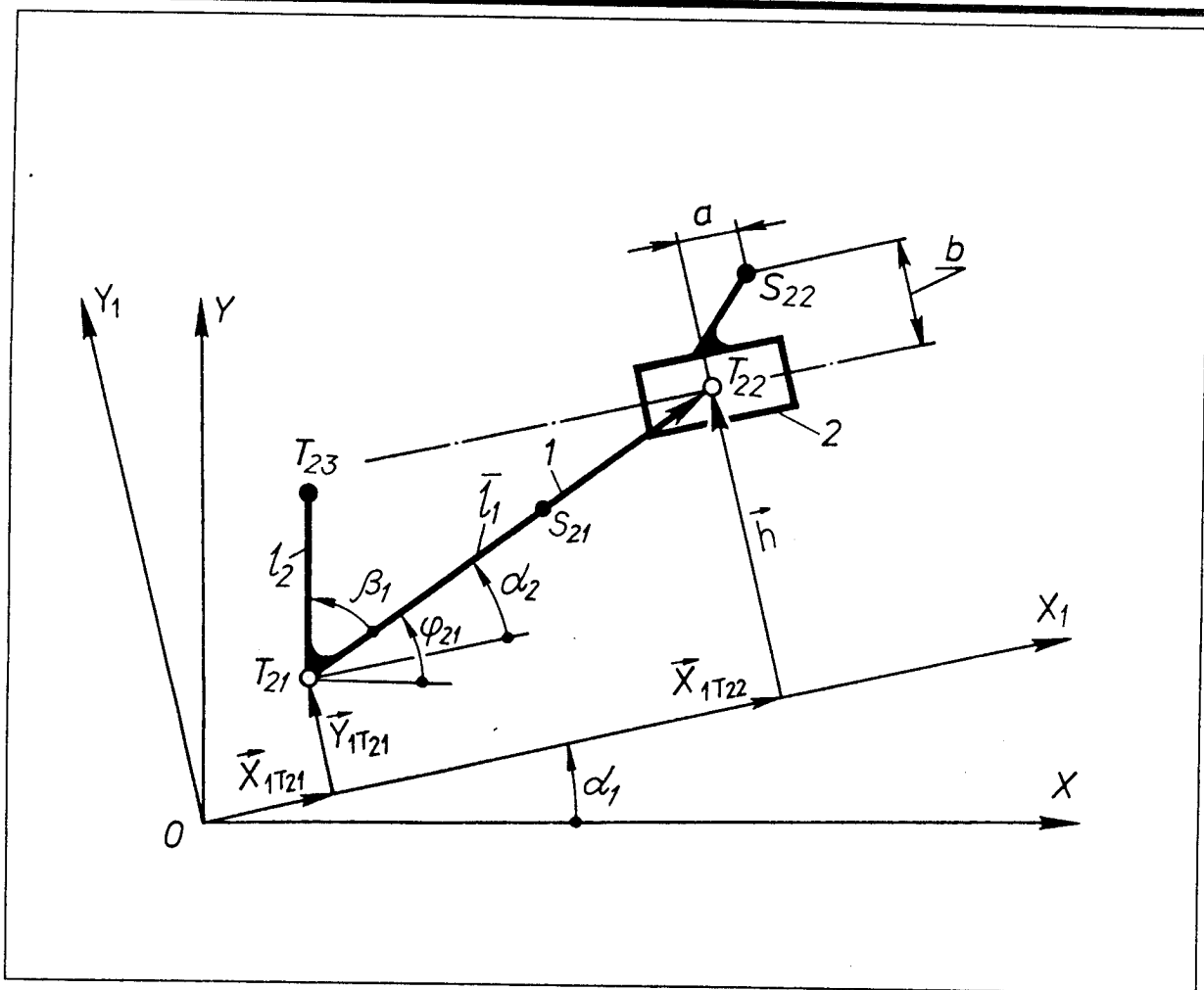


Рис.3.3

Спроектуємо його на вісь u_1 . При цьому отримаємо:

$$Y_{1T_{21}} + l_1 \sin \alpha_2 = Y_{1T_{22}} \quad (3.32)$$

Диференціюванням рівняння (3.32) по координаті φ_1 визначимо аналог кутової швидкості шатуна:

$$\alpha_2' = \frac{-Y_{T_{21}}'}{l_1 \cos \alpha_2}$$

При умові, що $\alpha_1 = \text{const}$ і враховуючи залежність (3.30) та формули перетворення координат, матимемо:

$$\varphi_{21}' = \frac{X_{T_{21}}' \sin \alpha_1 - Y_{T_{21}}' \cos \alpha_1}{l_1 \cos \alpha_2} \quad (3.33)$$

Тоді аналоги швидкостей точки T_{22} в проекціях на осі координат $хоу$ визначатимуться так:

$$\begin{aligned} X_{T_{22}}' &= X_{T_{21}}' - l_1 \sin(\varphi_{21}) \varphi_{21}'; \\ Y_{T_{22}}' &= Y_{T_{21}}' + l_1 \cos(\varphi_{21}) \varphi_{21}'. \end{aligned} \quad (3.34)$$

І відповідно аналоги прискорень цих ланок:

$$\varphi_{21}'' = \frac{l_1 \sin \alpha_2 (\alpha_2')^2 + X_{T_{21}}'' \sin \alpha_1 - Y_{T_{21}}'' \cos \alpha_1}{l_1 \cos \alpha_2}; \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} X_{T_{22}}'' &= X_{T_{21}}'' - l_1 \cos \varphi_{21} (\varphi_{21}')^2 - l_1 \sin(\varphi_{21}) \varphi_{21}''; \\ Y_{T_{22}}'' &= Y_{T_{21}}'' - l_1 \sin \varphi_{21} (\varphi_{21}')^2 + l_1 \cos(\varphi_{21}) \varphi_{21}'' \end{aligned} \quad (3.36)$$

Визначення геометричних характеристик ланок структурної групи по складеному алгоритму виконується за допомогою підпрограми DIADA2. Звертання до підпрограми здійснюється в головній програмі з допомогою оператора CALL :

CALL DIADA2(LDI2,T21,T22,T23,S21,S22,ZV21)

Вхідні дані формуються в двох масивах LDI2(8), T21(8). Кожний масив складається з восьми елементів. В масиві LDI2(8) містяться постійні геометричні параметри структурної групи:

- l_1 [LDI2(1)] - довжина шатуна, м;
- l_2 [LDI2(2)] - відстань між точками T_{21} і T_{23} , м;
- $l_{S_{21}}$ [LDI2(3)] - положення центра мас шатуна, м;
- h [LDI2(4)] - ордината точки T_{22} в системі $x_1 o y_1$, м;
- α_1 [LDI2(5)] - кут між осями x_1 і x , град;
- β_1 [LDI2(6)] - кутова координата точки T_{23} , град;
- a [LDI2(7)] - координата центра мас повзуна, м;
- β_2 [LDI2(8)] - координата центра мас повзуна, м.

В масиві T21(8) розміщені геометричні характеристики точки T_{21} . Результати виконання підпрограми DIADA2 розміщуються в масивах T22(8), T23(8), S21(8), S22(8), ZV21(3). Зміст і послідовність розміщених параметрів в цих масивах аналогічна описаним масивам в попередніх розділах. T22(8), T23(8), S21(8), S22(8) - масиви геометричних характеристик точок T_{22} , T_{23} , S_{21} , S_{22} . ZV21(3) - масив геометричних характеристик ланки 1. Взірець написання головної програми з використанням підпрограми DIADA2:

```

REAL LDI2(8)
DIMENSION T21(8),T22(8),T23(8),S21(8),S22(8),ZV21(3)
WRITE(*,*) 'ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ'
WRITE(*,*) 'LDI2(1...8)'
READ(*,*) LDI2
CALL DIADA2 (LDI2,T21,T22,T23,S21,S22,ZV21)
WRITE(9,1) (T22(J), J=1,8)
1  FORMAT(2X,8F8.4)
STOP
END
    
```

У випадку, коли точка T_{21} приєднується до рухомих ланок механізму, то її геометричні характеристики вираховуються в інших підпрограмах і передаються через формальні параметри підпрограми.

3.3.4. Структурна група 3-го виду

Ланки цієї структурної групи утворюють між собою поступальну кінематичну пару, а приєднуючись до кінематичного ланцюга механізму, - дві обертальні кінематичні пари (рис.3.4).

Щоб визначити положення ланок і окремих точок, а також їх аналоги швидкостей і прискорень, повинні бути задані: постійні геометричні параметри структурної групи $(l_1, l_2, l_{S_{31}}, \beta_1, \beta_2)$; координати точок зовнішніх кінематичних пар $(X_{T_{31}}, Y_{T_{31}}, X_{T_{32}}, Y_{T_{32}})$ та їх аналоги швидкостей і прискорень $(X_{T_{31}'}, Y_{T_{31}'}, \Pi_{T_{31}'}, X_{T_{32}'}, Y_{T_{32}'}, \Pi_{T_{32}'}, X_{T_{31}''}, Y_{T_{31}''}, \Pi_{T_{31}''}, X_{T_{32}''}, Y_{T_{32}''}, \Pi_{T_{32}''})$. Довжину відрізка h вважати додатньою, якщо послідовність букв T_{31}, T_{32}, S_{32} читається при обході контура трикутника, утвореного векторами $\bar{b}, \bar{h}, \bar{s}$, проти годинникової стрілки, і від'ємною, якщо навпаки.

Визначимо довжину і положення допоміжного вектора \bar{b} :

$$b = \sqrt{(X_{T_{32}} - X_{T_{31}})^2 + (Y_{T_{32}} - Y_{T_{31}})^2}; \quad (3.37)$$

$$\alpha_1 = \begin{cases} \arctg(Y_b / X_b), & \text{якщо } X_b > 0, Y_b \geq 0; \\ \pi + \arctg(Y_b / X_b), & \text{якщо } X_b < 0, 0 \leq Y_b < 0; \\ 2\pi + \arctg(Y_b / X_b), & \text{якщо } X_b > 0, Y_b < 0, \end{cases} \quad (3.38)$$

де $X_b = X_{T_{32}} - X_{T_{31}}, Y_b = Y_{T_{32}} - Y_{T_{31}}$.

Положення ланки l фіксується кутом

$$\varphi_{31} = \alpha_1 + \alpha_2, \quad (3.39)$$

де $\alpha_2 = \arcsin(h/b)$.

Запишемо рівняння замкнутості контура, утвореного ланками групи, з врахуванням розміщення початку системи координат:

$$\bar{X}_{T_{31}} + \bar{Y}_{T_{31}} + \bar{S} = \bar{X}_{T_{32}} + \bar{Y}_{T_{32}} + \bar{h}, \quad (3.40)$$

або в проєкціях на осі координат:

$$\begin{aligned} X_{T_{31}} + S \cos \varphi_{31} &= X_{T_{32}} + h \sin \varphi_{31}; \\ Y_{T_{31}} + S \sin \varphi_{31} &= Y_{T_{32}} + h \cos \varphi_{31}. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Продиференціюємо двічі рівняння (3.41) по узагальненій координаті φ_1 . Отримаємо аналоги лінійних і кутових швидкостей і прискорень ланок групи:

$$\varphi_{31}' = \frac{\cos \varphi_{31}(Y_{T_{32}}' - Y_{T_{31}}') - \sin \varphi_{31}(X_{T_{32}}' - X_{T_{31}}')}{S}; \quad (3.42)$$

$$S' = \frac{(Y_{T_{32}}' - Y_{T_{31}}')(S \cos \varphi_{31} + h \sin \varphi_{31}) - (X_{T_{32}}' - X_{T_{31}}')(h \cos \varphi_{31} - S \sin \varphi_{31})}{S}, \quad (3.43)$$

$$\varphi_{31}'' = \frac{\cos \varphi_{31}(Y_{T_{32}}'' - Y_{T_{31}}'') - \sin \varphi_{31}(X_{T_{32}}'' - X_{T_{31}}'') - 2S' \varphi_{31}' - h(\varphi_{31}')^2}{S}, \quad (3.44)$$

- l_{S31} [LDI3(3)] - положення центра мас куліси, м;
 h [LDI3(4)] - зміщення точки T_{32} від осі куліси, м;
 β_1 [LDI3(5)] - кутова координата точки T_{34} , град;
 β_2 [LDI3(6)] - кутова координата центра мас, град.

Результати виконання підпрограми формуються в масивах T33(8), T34(8), S31(8), S32(8), ZV31(3). Зміст і послідовність розміщених в цих масивах елементів аналогічні подібним масивам, описаним вище.

Нижче наведений текст головної програми, яка забезпечує ввід вхідних даних, виконання підпрограми DIADA3 і друкування результатів обчислень.

```

REAL LDI3(6)
DIMENSION T31(8),T32(8),T33(8),T34(8),S31(8),S32(8),ZV31(3)
WRITE(*,*) 'ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ'
WRITE(*,*) 'LDI1(1...6)'
READ(*,*) LDI3
WRITE(*,*) 'T31(1...8)'
READ(*,*) T31
WRITE(*,*) 'T32(1...8)'
READ(*,*) T32
CALL DIADA3(LDI3,T31,T32,T33,T34,S31,S32,ZV31)
WRITE(9,1) (ZV31(J), J=1,3)
1  FORMAT(2X, 3(F8.Y))
STOP
END
    
```

Якщо точка T_{31} або T_{32} приєднана до рухомої ланки кінематичного ланцюга механізму, то геометричні характеристики даної точки передаються у визвану підпрограму з інших підпрограм через формальні параметри програми.

3.3.5. Структурна група 4-го виду

Ланки структурної групи цього виду утворюють між собою обертальну кінематичну пару, а приєднуючись до кінематичного ланцюга механізму, - дві поступальні кінематичні пари (рис.3.5).

Для рішення задачі кінематичного аналізу структурної групи повинні бути задані: геометричні параметри групи ($l_1, l_2, \beta_1, \beta_2$); координати точок K_1, K_2 , що лежать на напрямних поступальних кінематичних пар, та їх аналоги швидкостей і прискорень ($X_{K_1}', Y_{K_1}', X_{K_1}'', Y_{K_1}''$, Π_{K_1}', Π_{K_1}'' , $X_{K_2}', Y_{K_2}', X_{K_2}'', Y_{K_2}''$; Π_{K_2}', Π_{K_2}''); положення напрямних відносно осі абсцис ($\varphi_{41}, \varphi_{42}$) та аналоги швидкостей і прискорень ($\varphi_{41}', \varphi_{42}', \varphi_{41}'', \varphi_{42}''$).

Запишемо умову замкнутості векторного контура :

$$\bar{X}_{K_1} + \bar{Y}_{K_1} + \bar{S}_1 + \bar{l}_1 = \bar{X}_{K_2} + \bar{Y}_{K_2} + \bar{S}_2 + \bar{l}_2, \quad (3.48)$$

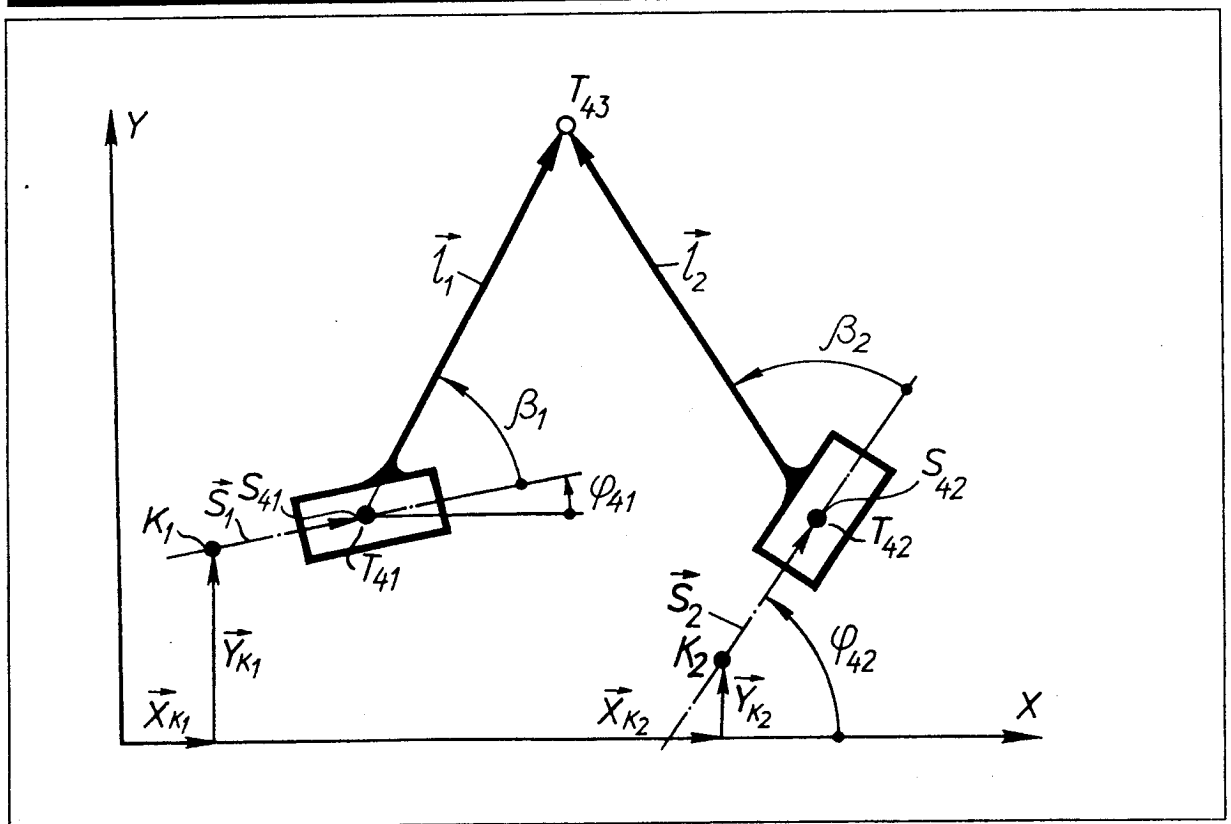


Рис. 3.5

або в проекціях на осі координат :

$$\begin{aligned} X_{K1} + S_1 \cos \varphi_{41} + l_1 \cos(\varphi_{41} + \beta_1) &= X_{K2} + S_2 \cos \varphi_{42} + l_2 \cos(\varphi_{42} + \beta_2) \\ Y_{K1} + S_1 \sin \varphi_{41} + l_1 \sin(\varphi_{41} + \beta_1) &= Y_{K2} + S_2 \sin \varphi_{42} + l_2 \sin(\varphi_{42} + \beta_2) \end{aligned} \quad (3.49)$$

$$S_1 = \frac{(Y_{K2} - Y_{K1}) \cos \varphi_{42} - (X_{K2} - X_{K1}) \sin \varphi_{42} + l_2 \cos \beta_2 + l_1 \cos(\varphi_{41} - \varphi_{42} + \beta_1)}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{42})} \quad (3.50)$$

$$S_2 = \frac{(Y_{K2} - Y_{K1}) \cos \varphi_{41} - (X_{K2} - X_{K1}) \sin \varphi_{41} + l_1 \cos \beta_1 + l_2 \cos(\varphi_{41} - \varphi_{42} + \beta_2)}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{42})} \quad (3.51)$$

Диференціюючи двічі систему рівнянь (3.49), визначаємо аналоги швидкості і прискорення ланок 1 і 2 по відповідних напрямках:

$$S_1' = \frac{(Y_{K2}' - Y_{K1}') \cos \varphi_{42} - (X_{K2}' - X_{K1}') \sin \varphi_{42} - S_1 \cos(\varphi_{41} - \varphi_{42}) \varphi_{41}' + S_2 \varphi_{42}' + C_1}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{42})} \quad (3.52)$$

$$S_2' = \frac{(Y_{K2}' - Y_{K1}') \cos \varphi_{41} - (X_{K2}' - X_{K1}') \sin \varphi_{41} - S_1 \varphi_{41}' + S_2 \cos(\varphi_{41} - \varphi_{42}) \varphi_{42}' + C_2}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{42})}, \quad (3.53)$$

де $C_1 = l_2 \cos(\beta_2) \varphi_{42}' - l_1 \cos(\varphi_{41} - \varphi_{42} + \beta_1) \varphi_{41}'$;
 $C_2 = l_2 \cos(\varphi_{41} - \varphi_{42} + \beta_2) \varphi_{42}' - l_1 \cos(\beta_1) \varphi_{41}'$.

Аналоги прискорень:

$$S_1'' = \frac{(Y_{K_2}'' - Y_{K_1}'') \cos \varphi_{42} - (X_{K_2}'' - X_{K_1}'') \sin \varphi_{42} + (b_2 + d_2) \cos \varphi_{42} - (b_1 + d_1) \sin \varphi_{42}}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{42})}, \quad (3.54)$$

$$S_2'' = \frac{(Y_{K_2}'' - Y_{K_1}'' + b_2 + d_2) \cos \varphi_{41} - (X_{K_2}'' - X_{K_1}'' + b_1 + d_1) \sin \varphi_{41}}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{42})}, \quad (3.55)$$

де

$$\begin{aligned} b_1 &= -l_2(\cos(\varphi_{42} + \beta_2)(\varphi_{42}')^2 + \sin(\varphi_{42} + \beta_2) \varphi_{42}'') + \\ &\quad + l_1(\cos(\varphi_{41} + \beta_1)(\varphi_{41}')^2 + \sin(\varphi_{41} + \beta_1) \varphi_{41}''); \\ b_2 &= -l_2(\cos(\varphi_{42} + \beta_2)(\varphi_{42}')^2 - \cos(\varphi_{42} + \beta_2) \varphi_{42}'') + \\ &\quad + l_1(\sin(\varphi_{41} + \beta_1)(\varphi_{41}')^2 - \cos(\varphi_{41} + \beta_1) \varphi_{41}''); \\ d_1 &= 2S_1' \sin \varphi_{41}(\varphi_{41}') + S_1 \cos \varphi_{41}(\varphi_{41}')^2 + S_1 \sin \varphi_{41}(\varphi_{41}'') - \\ &\quad - 2S_2' \sin \varphi_{42}(\varphi_{42}') - S_2 \cos \varphi_{42}(\varphi_{42}')^2 - S_2 \sin \varphi_{42}(\varphi_{42}''); \\ d_2 &= -2S_1' \cos \varphi_{41}(\varphi_{41}') + S_1 \sin \varphi_{41}(\varphi_{41}')^2 - S_1 \cos \varphi_{41}(\varphi_{41}'') + \\ &\quad + 2S_2' \cos \varphi_{42}(\varphi_{42}') - S_2 \sin \varphi_{42}(\varphi_{42}')^2 + S_2 \cos \varphi_{42}(\varphi_{42}''). \end{aligned}$$

На основі створеного алгоритму кінематичного аналізу структурної групи складена підпрограма DIADA4. Правильне звертання до підпрограми в головній програмі:

CALL DIADA4(LDI4,T41,T42,T43,S41,S42,ZV41,ZV42,TK1,TK2)

Вхідні дані передаються в підпрограму чотирма масивами LDI4(4),TK1(8),TK2(8),ZV41(3), ZV42(3). В масиві LDI4(4) розміщені геометричні параметри структурної групи в такій послідовності:

- l_1 [LDI4(1)] - довжина ланки 1, м;
- l_2 [LDI4(2)] - довжина ланки 2, м;
- β_1 [LDI4(3)] - конструктивний параметр, град;
- β_2 [LDI4(4)] - конструктивний параметр, град.

В масивах TK1(8), TK2(8) містяться геометричні характеристики точок K_1, K_2 . Елементи цих масивів аналогічні елементам масиву T1(8) і йому подібним. Положення, аналоги швидкостей і прискорень напрямних розміщені в масивах ZV41(3), ZV42(3).

Результати кінематичного аналізу формуються в процесі виконання підпрограми в масивах T41(8), T42(8), T43(8), S41(8), S42(8). Елементи цих масивів є геометричні характеристики відповідно точок $T_{41}, T_{42}, T_{43}, S_{41}, S_{42}$.

Текст головної програми з використанням підпрограми DIADA4 має такий зміст:

```

REAL LDI4(4)
DIMENSION TK1(8), TK2(8), T43(8), S41(8), S42(8)
DIMENSION ZV41(3), ZV42(3)
WRITE(*,*) 'ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ'
WRITE(*,*) LDI4(1...4)
READ(*,*) LDI4
WRITE(*,*) 'ZV41(1...3)'
READ(*,*) ZV41
    
```

```

WRITE(*,*) 'ZV42(1...3)'
READ(*,*) ZV42
WRITE(*,*) 'TK1(1...8)'
READ(*,*) TK1
WRITE(*,*) 'TK2(1...8)'
READ(*,*) TK2
CALL DIADA4(LDI4, T41, T42, T43, S41,S42,ZV41,ZV42,TK1,TK2)
WRITE(9,1) S41(7), S41(8), S42(7), S42(8)
1 FORMAT (2X, 4(1X,F8.4))
STOP
END

```

Якщо ланки структурної групи приєднуються до рухомих ланок кінематичного ланцюга механізму, то геометричні характеристики останніх стають геометричними характеристиками напрямних і передаються в підпрограму автоматично через формальні параметри підпрограми.

3.3.6. Структурна група 5-го виду

Ланки даної структурної групи утворюють між собою поступальну кінематичну пару, а приєднуючись до кінематичного ланцюга механізму, - одну по-

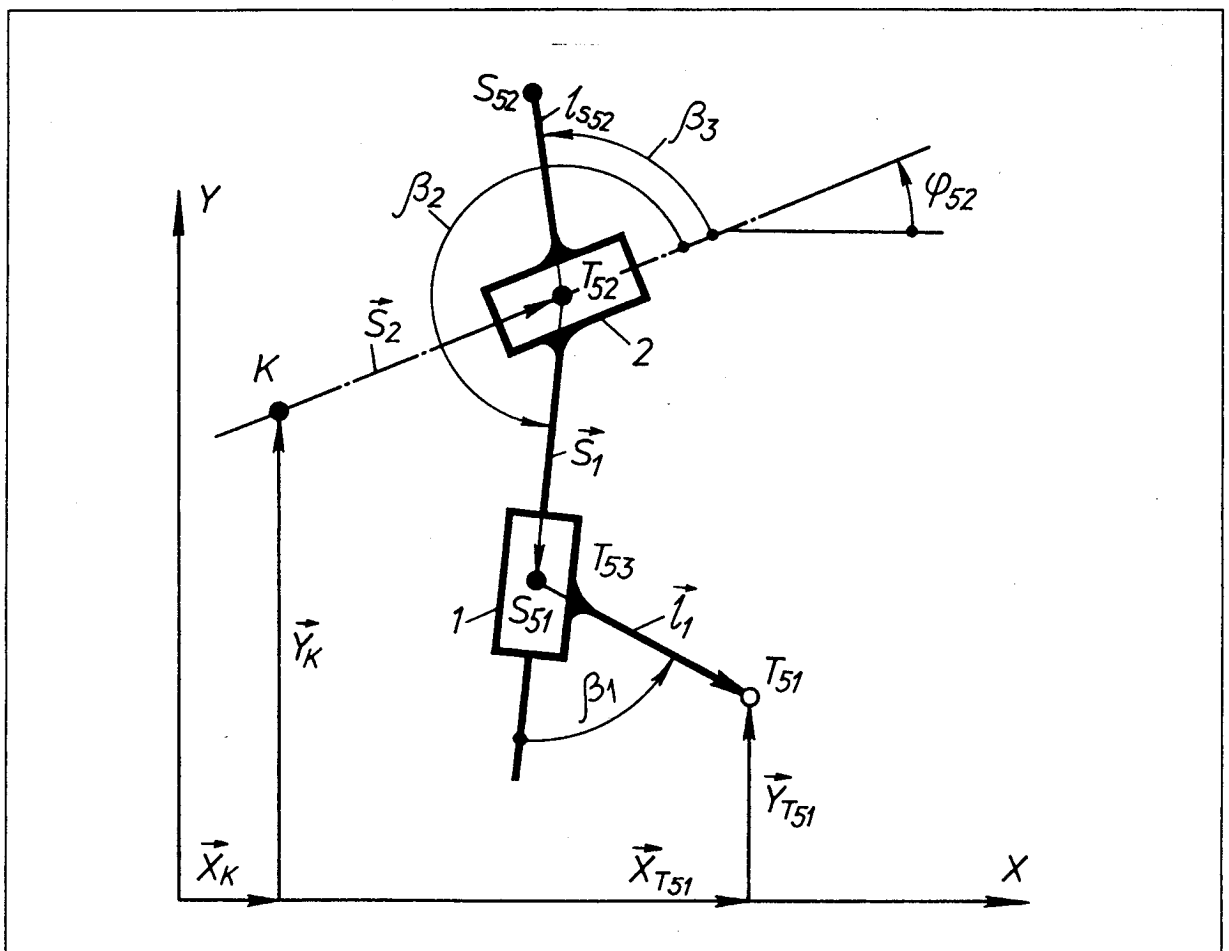


Рис. 3.6

ступальну і одну обертальну кінематичну пари (рис.3.6.). Напрямна повзуна 2 може бути як рухомою так і нерухомою. Тут розглядається другий випадок.

Для кінематичного дослідження структурної групи повинні бути задані такі дані: геометричні параметри групи ($l_1, l_{S_{52}}, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \varphi_{52}$); координати точки K , яка лежить на напрямній повзуна 2 (X_K, Y_K); геометричні характеристики точки T_{51} ($X_{T_{51}}, Y_{T_{51}}, X_{T_{51}'}, Y_{T_{51}'}, X_{T_{51}''}, Y_{T_{51}''}, \Pi_{T_{51}'}, \Pi_{T_{51}''}$).

Запишемо умову замкнутості векторного контура:

$$\bar{X}_K + \bar{Y}_K + \bar{S}_2 + \bar{S}_1 + \bar{l}_1 = \bar{X}_{T_{51}} + \bar{Y}_{T_{51}}, \quad (3.56)$$

а в проєкціях на осі координат отримуємо систему:

$$\begin{aligned} S_1 \cos(\varphi_{52} + \beta_2) + S_2 \cos \varphi_{52} &= X_{T_{51}} - X_K - l_1 \cos(\varphi_{52} + \beta_1 + \beta_2); \\ S_1 \sin(\varphi_{52} + \beta_2) + S_2 \sin \varphi_{52} &= Y_{T_{51}} - Y_K - l_1 \sin(\varphi_{52} + \beta_1 + \beta_2). \end{aligned} \quad (3.57)$$

Систему (3.57) рішаємо відносно невідомих S_1 і S_2 .

$$S_1 = \frac{-(X_{T_{52}} - X_K) \sin \varphi_{52} + (Y_{T_{52}} - Y_K) \cos \varphi_{52} - l_1 \sin(\beta_1 + \beta_2)}{\sin \beta_2}; \quad (3.58)$$

$$S_2 = \frac{(X_{T_{52}} - X_K) \sin(\varphi_{52} + \beta_2) - (Y_{T_{52}} - Y_K) \cos(\varphi_{52} + \beta_2) + l_1 \sin \beta_1}{\sin \beta_2}. \quad (3.59)$$

Продиференціюємо двічі систему (3.57) по узагальненій координаті φ_1 .

Тоді

$$S_1' = \frac{-X_{T_{51}'} \sin \varphi_{52} + Y_{T_{51}'} \cos \varphi_{52}}{\sin \beta_2}; \quad (3.60)$$

$$S_2' = \frac{X_{T_{51}'} \sin(\varphi_{52} + \beta_2) - Y_{T_{51}'} \cos(\varphi_{52} + \beta_2)}{\sin \beta_2}; \quad (3.61)$$

$$S_1'' = \frac{Y_{T_{51}''} \cos \varphi_{52} - X_{T_{51}''} \sin \varphi_{52}}{\sin \beta_2}; \quad (3.62)$$

$$S_2'' = \frac{X_{T_{51}''} \sin(\varphi_{52} + \beta_2) - Y_{T_{51}''} \cos(\varphi_{52} + \beta_2)}{\sin \beta_2}. \quad (3.63)$$

Тепер легко визначити положення будь-якої точки структурної групи, наприклад, точки S_{52} :

$$\begin{aligned} X_{S_{52}} &= X_K + S_2 \cos \varphi_{52} + l_{S_{52}} \cos(\varphi_{52} + \beta_3); \\ Y_{S_{52}} &= Y_K + S_2 \sin \varphi_{52} + l_{S_{52}} \sin(\varphi_{52} + \beta_3). \end{aligned} \quad (3.64)$$

Диференціюванням рівняння (3.64) по координаті φ_1 отримуємо залежності для визначення аналога швидкості і прискорення точки S_{52} :

$$\begin{aligned} X_{S_{52}'} &= X_K' + S_2' \cos \varphi_{52}; \\ Y_{S_{52}'} &= Y_K' + S_2' \sin \varphi_{52}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_{S_{52}''} &= X_K'' + S_2'' \cos \varphi_{52}; \\ Y_{S_{52}''} &= Y_K'' + S_2'' \sin \varphi_{52}. \end{aligned}$$

Обчислення геометричних характеристик ланок структурної групи за складеним вище алгоритмом виконується з допомогою підпрограми DIADA5. Виконання підпрограми здійснюється по команді з головної програми оператором CALL. Правильне звертання до підпрограми:

CALL DIADA5 (LDI5, T51, T52, S51, S52)

Вхідні дані формуються в двох масивах LDI5(8) і T51(8), які передаються в підпрограму через її формальні параметри. В масиві LDI5(8) розміщені геометричні параметри структурної групи в наступній послідовності:

- l_1 [LDI5(1)] - довжина елемента ланки 1, м;
- l_{S52} [LDI5(2)] - положення центра мас ланки 2, м;
- X_K [LDI5(3)] - координата точки K, м;
- Y_K [LDI5(4)] - координата точки K, м;
- φ_{52} [LDI5(5)] - кут нахилу напрямної, град;
- β_1 [LDI5(6)] - конструктивний параметр, град;
- β_2 [LDI5(7)] - конструктивний параметр, град;
- β_3 [LDI5(8)] - кутова координата центра мас, град.

Елементи масиву T51(8) розміщені в такій же послідовності, як і в масивах для будь-яких точок раніше описаних структурних груп. В результаті виконання підпрограми DIADA5 визначаються геометричні характеристики точок T_{52} , S_{51} , S_{52} , які заносяться у відповідні масиви T52(8), S51(8), S52(8) і передаються через формальні параметри в головну програму. Текст головної програми має вид:

```

REAL LDI5(8)
DIMENSION T51(8),T52(8),S51(8),S52(8)
WRITE(*,*) 'ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ'
WRITE(*,*) 'LDI5(1...8)'
READ(*,*) LDI5
CALL DIADA5 (LDI5,T51,T52,S51,S52)
WRITE(9,1) (T52(J), J=1,8)
1 FORMAT(2X, 8(1X,E12.5))
STOP
END
    
```

Так як точка T_{51} завжди приєднується з рухомою ланкою кінематичного ланцюга, то її геометричні характеристики визначаються в інших підпрограмах і передаються в підпрограму DIADA5 автоматично через її формальні параметри.

3.4. Визначення геометричних характеристик шестиланкового механізму з використанням стандартних підпрограм

Виконаємо кінематичний аналіз шестиланкового механізму, кінематична схема якого зображена на рис.3.7. Задані геометричні розміри ланок: $l_{OA} = 0,102\text{м}$, $l_{OB} = 0,72\text{м}$, $l_{BC} = 1,25\text{м}$, $l_{CD} = 0,3$, $L = 1,12\text{м}$, $l_{BC3} = 0,56\text{м}$, $l_{CS4} = 0,15\text{м}$. Кутова швидкість

кривошипа постійна і рівна $\omega_1 = 12 \text{ c}^{-1}$. Необхідно визначити аналоги швидкостей і прискорень повзуна 5 і центрів мас ланок 3 і 4.

Для рішення поставленої задачі вибираємо систему координат $хоу$ з центром, наприклад, в точці B . Розкладаємо механізм на структурні групи. До складу механізму входять: вхідна ланка (рис.3.8), структурна група 3-го виду (рис.3.9) і структурна група 2-го виду (рис.3.10). Якщо співставити рисунки 3.1, 3.3, 3.4 відповідно з рисунками 3.8, 3.9, 3.10, то легко встановити, що точки A, B, C, D, S_3, S_4 і відповідно точки T_1 і T_{32}, T_{31}, T_{33} і $T_{21}, T_{22}, S_{31}, S_{21}$ одні і ті ж точки. Це необхідно мати на увазі при написанні головної програми.

Користуючись описаною вище методикою кінематичного дослідження механізмів з використанням стандартних підпрограм, складаємо блок-схему алгоритму обчислень кінематичних параметрів механізму, а на її основі - головну програму. Блок-схема побудована з чотирьох основних груп операторів: 1 - резервування масивів і опис типу даних; 2 - ввід вхідних даних; 3 - оператори звертання до підпрограм, які включені в цикл повторних обчислень при кроковій зміні узагальненої координати. Послідовність звертань до підпрограм відповідає струк-

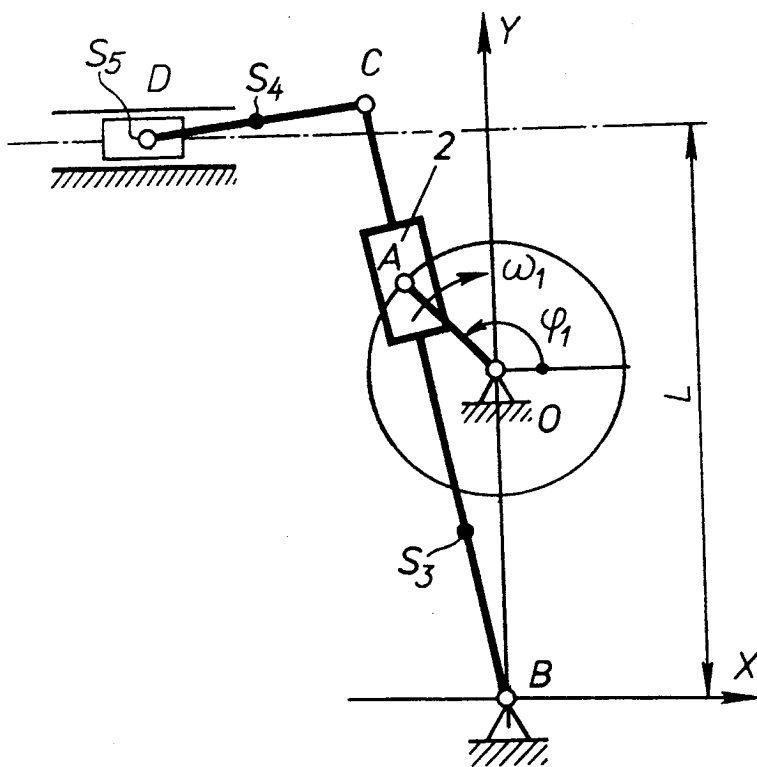


Рис. 3.7

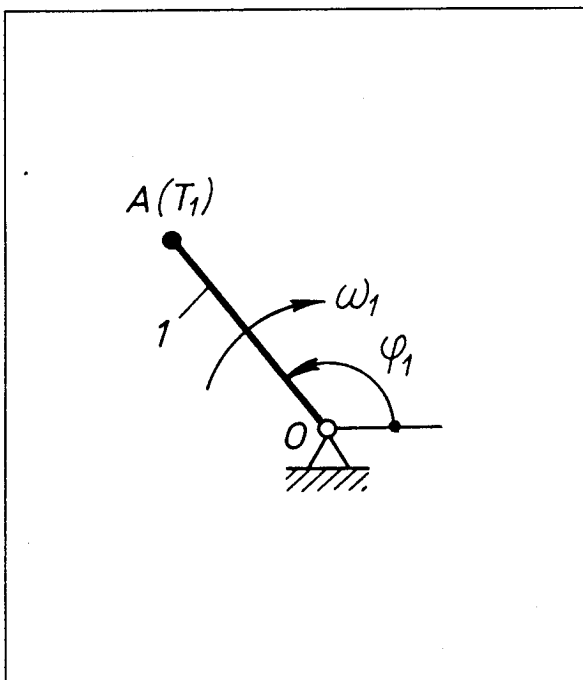


Рис. 3.8

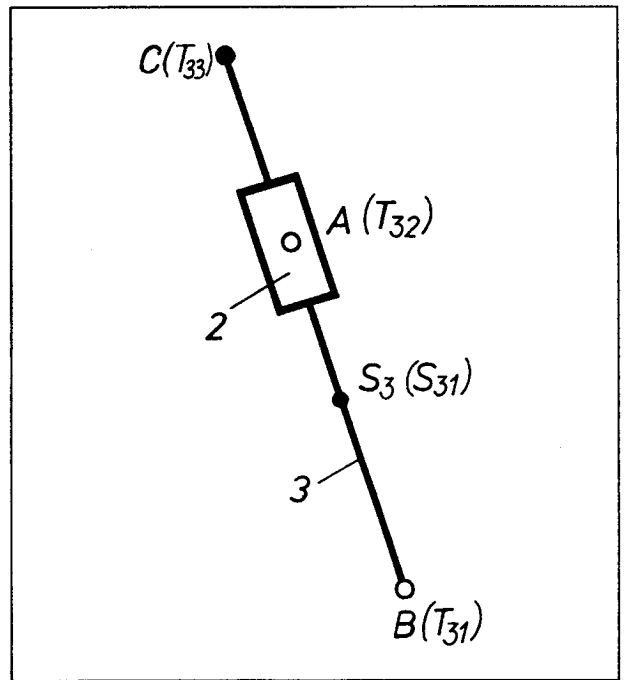


Рис. 3.9

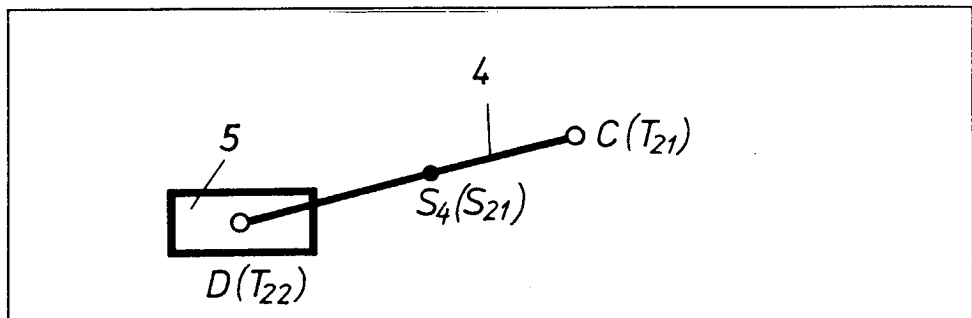


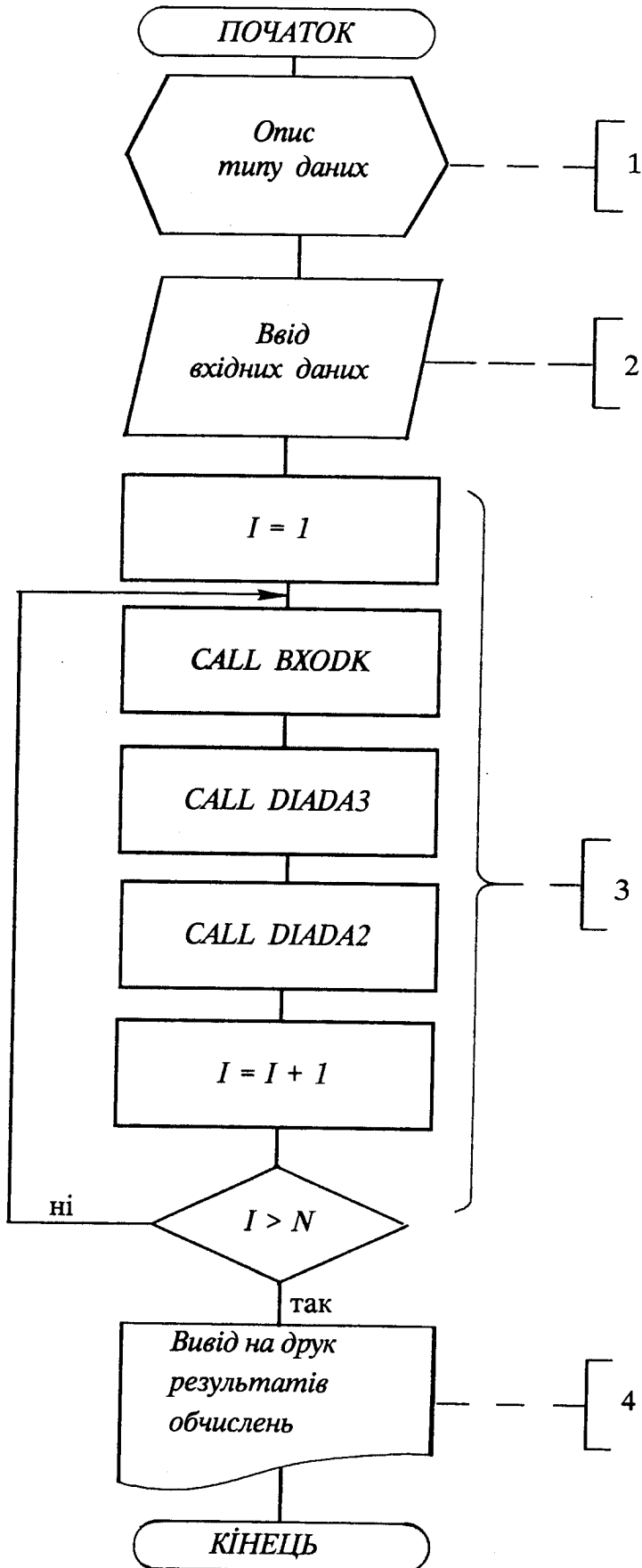
Рис. 3.10

структурній будові механізму, а саме, першою виконується підпрограма ВХОДК, за нею DIADA3 і на кінець підпрограма DIADA2.

Описаний алгоритм реалізується за допомогою програми КАМЕХ.

В таблиці 3.1 наведені результати обчислень: N - номери положень вхідної ланки; $FI1, FI3, FI4$ - кути, які визначають положення ланок 1, 3, 4; $AW3, AW4$ - аналоги кутових швидкостей ланок 3, 4; $AE3, AE4$ - аналоги кутових прискорень ланок 3, 4; $AS3X, AS3Y, AS4X, AS4Y$ - аналоги прискорень центрів мас ланок 3, 4 в проєкціях на осі координат; AVD, AAD - аналог швидкості і прискорення вихідної ланки механізму (точки D).

Блок-схема основної програми обчислення
кінематичних параметрів важільного механізму



*****KAMEX*****KAMEX*****KAMEX*****

* Визначення геометричних характеристик шестиланкового
* важільного механізму

* PROGRAM KAMEX

REAL L1,L2,LDI3(6),LDI2(8)
DIMENSION T31(8),T32(8),T33(8),T34(8),S31(8),S32(8)
DIMENSION T21(8),T22(8),T23(8),S21(8),S22(8),T1(8),T2(8)
DIMENSION ZV31(3),ZV21(3),ZZV21(13,3),ZZV31(13,3)
DIMENSION SS31(13,8),SS32(13,8),SS21(13,8),TT22(13,8)

*----- Ввід вхідних даних -----

WRITE(*,*)' Введіть вхідні дані'

WRITE(*,*)'

WRITE(*,*)' L1,L2,XO,YO,FI0,B1,DFI'

READ(*,*) L1,L2,XO,YO,FI0,B1,DFI

WRITE(*,*)'LDI3(1...5)'

READ(*,*) LDI3

WRITE(*,*)'T31(1...8)'

READ(*,*) T31

WRITE(*,*)'LDI2(1...8)'

READ(*,*) LDI2

OPEN(UNIT = 10,FILE = 'REZKAMEX',STATUS = 'NEW')

WRITE(10,10)

10 FORMAT(27X,'ВХІДНІ ДАНІ' /)

WRITE(10,11) L1,L2,XO,YO,FI0,B1,DFI

WRITE(10,12) LDI3

WRITE(10,13) T31

WRITE(10,14) LDI2

11 FORMAT(2X,'BXODK(',4F7.3,3F7.1,')')

12 FORMAT(2X,' LDI3(',4F7.3,2F7.1,')')

13 FORMAT(2X,' T31(',8F7.3,')')

14 FORMAT(2X,' LDI2(',4F7.3,2F7.1,F7.3,F7.1,')')

G = 9.81

PI = 3.14159

GR = 0.017453

DO 6 I = 1,13

FI1 = DFI*(I-1)

N = I-1

CALL BXODK(L1,L2,XO,YO,FI0,B1,FI1,T1,T2)

CALL DIADA3(LDI3,T31,T1,T33,T34,S31,S32,ZV31)

CALL DIADA2(LDI2,T34,T22,T23,S21,S22,ZV21)

DO 20 K = 1,3

ZZV31(I,K) = ZV31(K)

ZZV21(I,K) = ZV21(K)

20 CONTINUE

DO 21 K = 1,8

SS31(I,K) = S31(K)

SS32(I,K) = S32(K)

SS21(I,K) = S21(K)

```

TT22(I,K)=T22(K)
21 CONTINUE
6 CONTINUE
WRITE(10,27)
27 FORMAT(/2X,'РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ГЕОМЕТРИЧНИХ'
*' ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ'/)
WRITE(10,18)
18 FORMAT(3X,'N',3X,'FI1',4X,'FI3',4X,'FI4',5X,
*'AW3',5X,'AW4',5X,'AE3',5X,'AE4'/)
DO 65 J=1,13
N=J-1
F1=FI0+N*DFI
IF(F1.LT.0.) F1=360.+F1
ZZV31(J,1)=ZZV31(J,1)/GR
ZZV21(J,1)=ZZV21(J,1)/GR
WRITE(10,17) N,F1,ZZV31(J,1),ZZV21(J,1),ZZV31(J,2),ZZV21(J,2),
*'ZZV31(J,3),ZZV21(J,3)
65 CONTINUE
WRITE(10,24)
24 FORMAT(/3X,'N',5X,'AS3X',5X,
*'AS3Y',5X,'AS4X',5X,'AS4Y',5X,'AVD',6X,'AAD'/)
DO 66 J=1,13
N=J-1
WRITE(10,19) N,SS31(J,5),SS31(J,6),SS21(J,5),
*'SS21(J,6),TT22(J,7),TT22(J,8)
66 CONTINUE
17 FORMAT(2X,I2,3F7.1,4F8.3)
19 FORMAT(2X,I2,6F9.4)
CLOSE(UNIT=10,STATUS='KEEP')
40 STOP
END

```

Таблиця 3.1

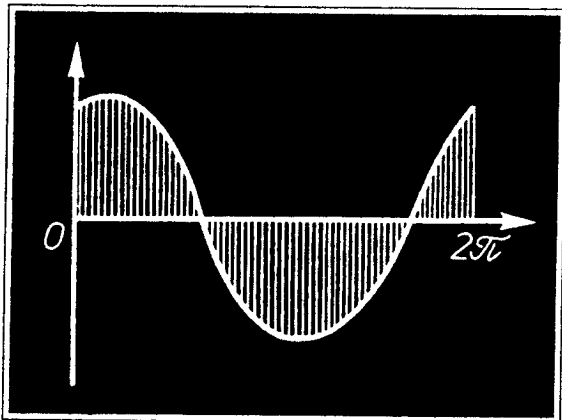
ВХІДНІ ДАНІ

ВХОDK(.102	.000	.000	.720	181.0	.0	-30.0)
LDI3(1.250	1.250	.560	.000	.0	.0)	
T31(.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000
LDI2(.300	.000	.150	-1.120	180.0	.0	.000	.0

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ

N	FI1	FI3	FI4	AW3	AW4	AE3	AE4
0	181.0	98.1	203.1	-.000	.000	-.140	.089
1	151.0	96.6	203.9	.063	-.033	-.099	.034
2	121.0	93.7	205.1	.108	-.032	-.035	-.043
3	91.0	90.1	205.7	.124	-.001	.029	-.071
4	61.0	86.5	205.2	.110	.031	.078	-.033
5	31.0	83.5	204.0	.067	.034	.113	.038
6	1.0	82.0	203.1	.002	.002	.138	.088
7	331.0	82.4	203.4	-.072	-.043	.151	.067
8	301.0	85.3	204.8	-.137	-.052	.132	-.036
9	271.0	89.8	205.7	-.165	-.002	.058	-.125
10	241.0	94.5	204.9	-.141	.050	-.049	-.073
11	211.0	97.5	203.5	-.077	.046	-.127	.048
12	181.0	98.1	203.1	-.002	.002	-.140	.089

N	AS3X	AS3Y	AS4X	AS4Y	AVD	AAD
0	.0774	.0110	.1779	.0123	.0001	.1831
1	.0553	.0041	.1257	.0047	-.0828	.1279
2	.0197	-.0052	.0414	-.0058	-.1386	.0388
3	-.0162	-.0087	-.0407	-.0097	-.1553	-.0454
4	-.0442	-.0041	-.1006	-.0045	-.1331	-.1026
5	-.0633	.0046	-.1387	.0052	-.0792	-.1363
6	-.0766	.0108	-.1659	.0121	-.0028	-.1607
7	-.0841	.0082	-.1836	.0093	.0846	-.1794
8	-.0743	-.0044	-.1678	-.0048	.1644	-.1697
9	-.0324	-.0152	-.0805	-.0169	.2060	-.0886
10	.0285	-.0089	.0593	-.0097	.1815	.0550
11	.0709	.0059	.1614	.0067	.1014	.1646
12	.0774	.0110	.1779	.0123	.0032	.1831



4

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНУ РУХУ МАШИНИ ПРИ УСТАЛЕНОМУ РЕЖИМІ ЇЇ РОБОТИ

4.1. Побудова кінематичної схеми важільного механізму

Визначення закону руху машини полягає в визначенні закону руху її вхідної ланки. Вхідною ланкою в більшості машин є кривошип важільного механізму, який входить до складу машини.

Розв'язання цієї задачі після синтезу важільного механізму машини починається з побудови його кінематичної схеми. Кінематичною схемою механізму називають таку його структурну схему, яка зображена в одному із стандартних масштабів (M1:1, 2:1, 2,5:1 і т.д., 1:2, 1:2,5, 1:4 і т.д.). Стандартний масштаб в теорії механізмів і машин записується з допомогою масштабного коефіцієнта довжини. *Масштабний коефіцієнт довжини* - це відношення натурального розміру в метрах до відрізка в мм, який зображає цей розмір. Таким чином, масштабу M1:1 відповідає масштабний коефіцієнт $\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$, масштабу M1:2 відповідає $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$ і т.д.

Кінематична схема механізму при виконанні курсових проєктів, як правило, будується для дванадцяти його положень. При цьому за нульове положення приймається таке положення механізму, в якому ланка, до якої прикладена сила корисного опору або рушійна сила, знаходиться в одному з її крайніх положень, при цьому траєкторія руху кривошипа розбивається на 12 рівних частин, побудова положень всіх інших ланок механізму виконується методом геометричних місць (методом засічок) в одному із стандартних масштабів.

Розглянемо більш детально побудову кінематичної схеми, наприклад, важільного механізму зубодовбального верстата (рис.4.1). Послідовність побудови кінематичної схеми така: вибираємо масштабний коефіцієнт, що відповідає одному із стандартних масштабів; знаходимо відрізки, якими на кресленні зображати-

*Усталеним режимом роботи машини називають такий режим, при якому закон руху її вхідної ланки має періодичний характер.

муться лінійні розміри механізму, що впливають на його кінематику ($OA = l_{OA}/\mu$, $OB = l_{OB}/\mu$, $BC = l_{BC}/\mu$, $DC = l_{DC}/\mu$, $X_1 = l/\mu$, l - відстань від точки O до напрямної п'ятої ланки); наносимо нерухомі точки механізму O і B (рис.4.1), викреслюємо траєкторію точки A (проводимо коло радіусом OA з центром в точці O); з точки B проводимо дотичні до побудованого кола, одержуємо точки A' і A'' і з'єднуємо їх з точкою O ; продовжуємо відрізки BA' і BA'' за точку B і від B відкладаємо на них відрізок BC , отримуємо точки C' і C'' ; від точки O вліво по горизонталі відкладаємо відрізок X_1 , через одержану точку проводимо вертикальну лінію, яка є напрямною для п'ятої ланки (довб'яка); з точок C' і C'' проводимо засічки радіусом CD до перетину з напрямною, одержуємо відповідно точки D' і D'' і з'єднуємо їх з C' і C'' . Маємо два крайніх положення механізму ($OA'BC'D'$ і $OA''BC''D''$)*); положення механізму $OA'BC'D'$ приймаємо за нульове, його точки позначаємо додатково індексом "0"; траєкторію точки A від A_0 розбиваємо на 12 рівних частин і номеруємо їх від A_0 в напрямі обертання кривошипа (A_1, A_2, A_3 і т.д.); користуючись точками A_1, A_2, A_3 і т.д., аналогічно будуємо всі інші положення механізму.

Подібно будуються кінематична схема інших важільних механізмів другого класу.

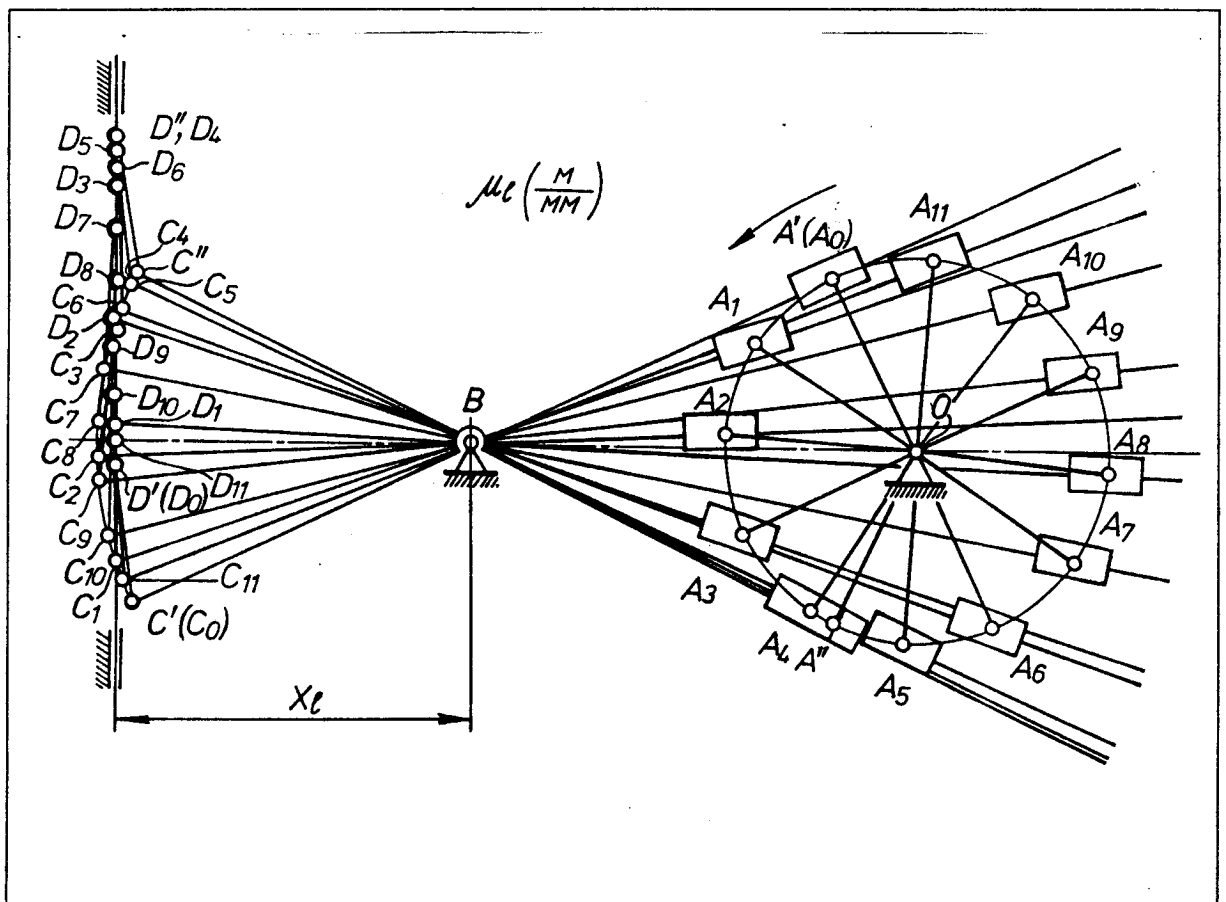


Рис. 4.1

*) Крайнім називають таке положення механізму, в якому швидкість всіх точок однієї або декількох ланок дорівнює нулю.

4.2. Визначення сил, прикладених до ланок механізму

Сили, які прикладені до ланок механізму машини, можуть бути постійними, наприклад, сили ваги, але частіше вони бувають змінними. Сили залежать від положення ланок, або їх швидкостей, іноді навіть від часу. При визначенні закону руху машини необхідно знайти сили для багатьох її положень. Для цього будують графічні залежності сили від переміщення ланок, якщо сили залежать від їх положень, або від їх швидкостей, якщо сили змінюються при зміні швидкостей ланок.

Найчастіше в машинах зустрічаються сили, які змінюються при зміні положень ланок. Тому розглянемо побудову графіків сил в залежності від переміщення ланок, до яких прикладені ці сили. Для прикладу побудуємо графіки сил корисного опору, які прикладені до поршнів 3 і 5 двоступінчастого двоциліндрового компресора (див. завдання 5, розділ 12).

Для побудови таких графіків необхідно знайти або аналітичну залежність сили від переміщення або мати цю залежність в вигляді таблиці. В більшості завдань, що входять в розділ 12, наведено табличну залежність сили від переміщення.

В завданні 5 для побудови графіків сил задано вигляд індикаторних діаграм^{*)} для першої і другої ступеней компресора, максимальні тиски p_{1m}, p_{2m} в циліндрах відповідно першої і другої ступеней, а також табличні залежності $p/p_{1m} (S_B/H)$, $p'/\Delta p (S_D/H)$, діаметри d_3, d_5 циліндрів першої і другої ступеней, d_6 - діаметр штока, де p - тиск в циліндрах компресора, Па; S_B, S_D - переміщення поршнів (повзунів) 3 і 5 від крайніх положень, м; H - хід повзунів, м; $p' = p - p_{1m}$; $\Delta p = p_{2m} - p_{1m}$.

В першу чергу визначаємо максимальні сили опору, які прикладені до поршнів 3 і 5,

$$P_{3\max} = p_{1m} \frac{\pi d_3^2}{4}, \quad P_{5\max} = p_{2m} \frac{\pi}{4} (d_5^2 - d_6^2).$$

Вибираємо осі координат $P_3 - S_B$, тобто починаємо побудову графіка сили опору, прикладеної до ланки 3. По осі абсцис відкладаємо відрізок OM , а по осі ординат відрізок Y_{\max} (рис.4.2). Масштабні коефіцієнти осей абсцис і ординат будуть дорівнювати $\mu_s = H/OM$, м/мм; $\mu_p = P_{3\max}/Y_{\max}$, Н/мм. Так як хід поршнів в таблиці завдання розбито на 10 рівних частин, то аналогічно і відрізок OM розбиваємо на 10 рівних частин і позначаємо їх: 0,1; 0,2; 0,3 і т.д. Ординати графіка при всмоктуванні і стиску повітря обчислюємо так: $Y_{0.1i}^6 = Y_{\max} k_i^6$, $Y_{0.1i}^c = Y_{\max} k_i^c$. Коефіцієнти k_i^6, k_i^c беруться по таблиці завдання і дорівнюють відношенню p/p_{1m} для всіх $S_B/H = 0,1i$ ($i = 0,1,2,3,\dots,10$) як для всмоктування, так і для стиску повітря. Наприклад, для всмоктування при $S_B/H = 0,1$ матимемо $Y_{0.1}^6 = 0,3Y_{\max}$, а для стиску при $S_B/H = 0,4$ - $Y_{0.4}^c = 0,38 Y_{\max}$. Відклавши всі знайдені ординати і з'єднавши всі одержані точки плавною кривою, одержуємо

*) Індикаторна діаграма - це графічна залежність тиску газу або рідини в циліндрі поршневої машини (двигунів внутрішнього згорання, компресорів, насосів) від переміщення поршнів.

графічну залежність $P_3(S_B)$ як для всмоктування, так і для стиску повітря. Сила P_3 завжди напрямлена вправо. При русі поршня 3 вправо (розширення і всмоктування повітря) робота цієї сили додатня, тому ординати графіка додатні, при русі поршня 3 вліво відбувається стиск повітря, робота сили при цьому від'ємна і ординати графіка від'ємні (рис.4.2).

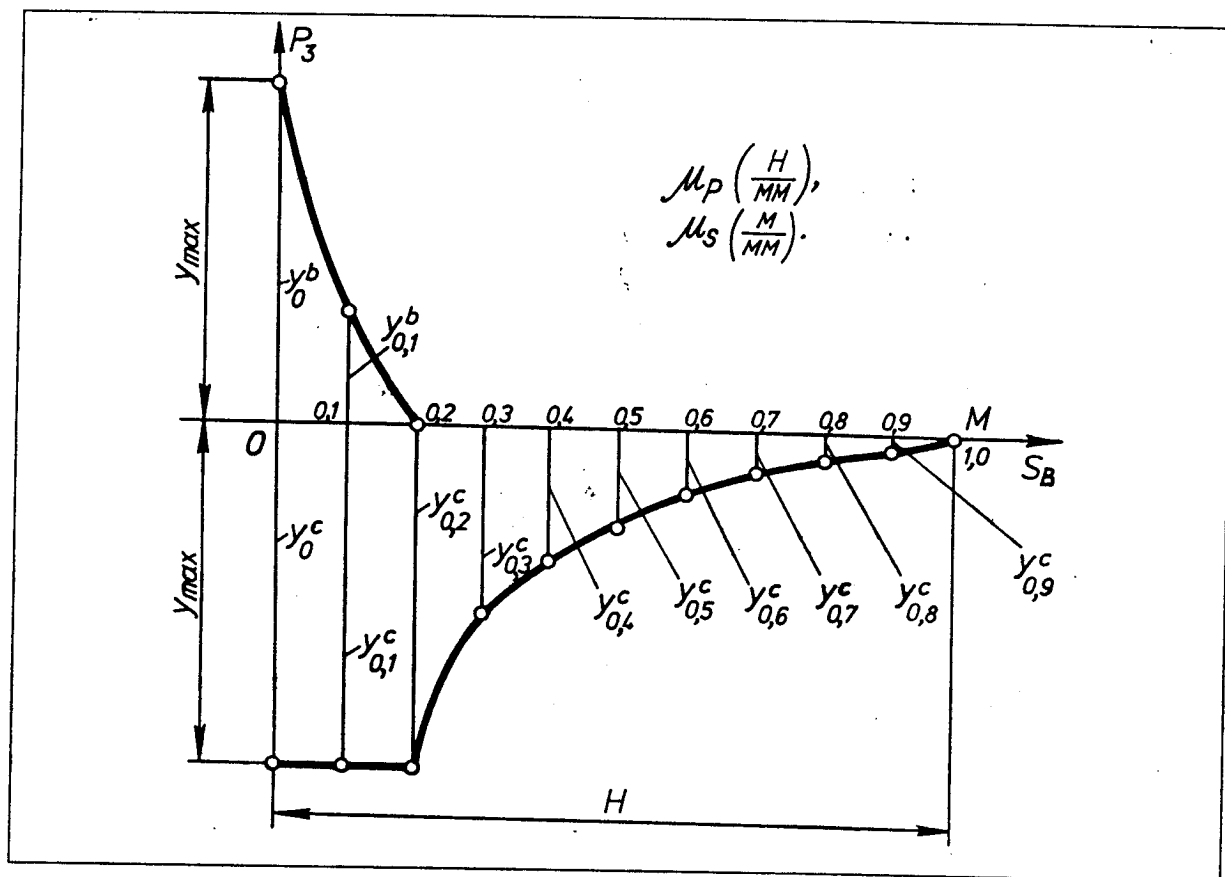


Рис. 4.2.

Побудова графіка $P_5(S_D)$ сили корисного опору, прикладеної до поршня 5 другої ступені, ведеться аналогічно. Масштабні коефіцієнти осей координат $\mu_p = P_{5max}/Y_{max}, H/мм$; $\mu_s = H/OM, м/мм$. Ординати $Y_{0,1i}^e = (Y_{max} - Y_I) k_i^e$, $Y_{0,1i}^c = (Y_{max} - Y_I) k_i^c$. Коефіцієнти k_i^e, k_i^c беруться по тій же таблиці завдання і дорівнюють відношенню p'/μ_p відповідно для всмоктування і стиску повітря при $S_D/H = 0,1i$ ($i=0,1,2,\dots,10$); $Y_I = p_{1m} \pi (d_5^2 - d_6^2) / (4\mu_p), мм$. Різниця з попереднім графіком $P_3(S_B)$ полягає в тому, що ординати $Y_{0,1i}^e, Y_{0,1i}^c$ відкладаються не від осі абсцис, а від ліній, проведених на відстані Y_I від осі абсцис. Це пояснюється тим, що на другій ступені компресора тиск міняється не від атмосферного тиску, а від тиску p_{1m} .

Графіки сил корисного опору побудовано. Але мета побудови цих графіків полягає в тому, щоб з їх допомогою одержати значення вказаних сил в будь-якому положенні механізму. Т.я. при виконанні курсових проектів, як правило, розглядають 12 положень важільних механізмів машин, то це означає, що необхідно знайти сили опору в кожному з 12-ти положень механізму.

Для цього на побудованих графіках витираємо всі ординати і надписи, залишаючи тільки осі координат і побудовані криві. По осях абсцис S_B і S_D знаходимо точки, які відповідають положенням точок B і D поршнів, з допомогою відповідно відрізків $oi = B_o B_i \mu_l / \mu_s$, мм; $oi = D_o D_i \mu_l / \mu_s$, мм ($i = 0, 1, 2, \dots, 12$), де $B_o B_i, D_o D_i$ - відрізки, взяті по кінематичній схемі механізму (рис.4.4); μ_l - масштабний коефіцієнт кінематичної схеми.

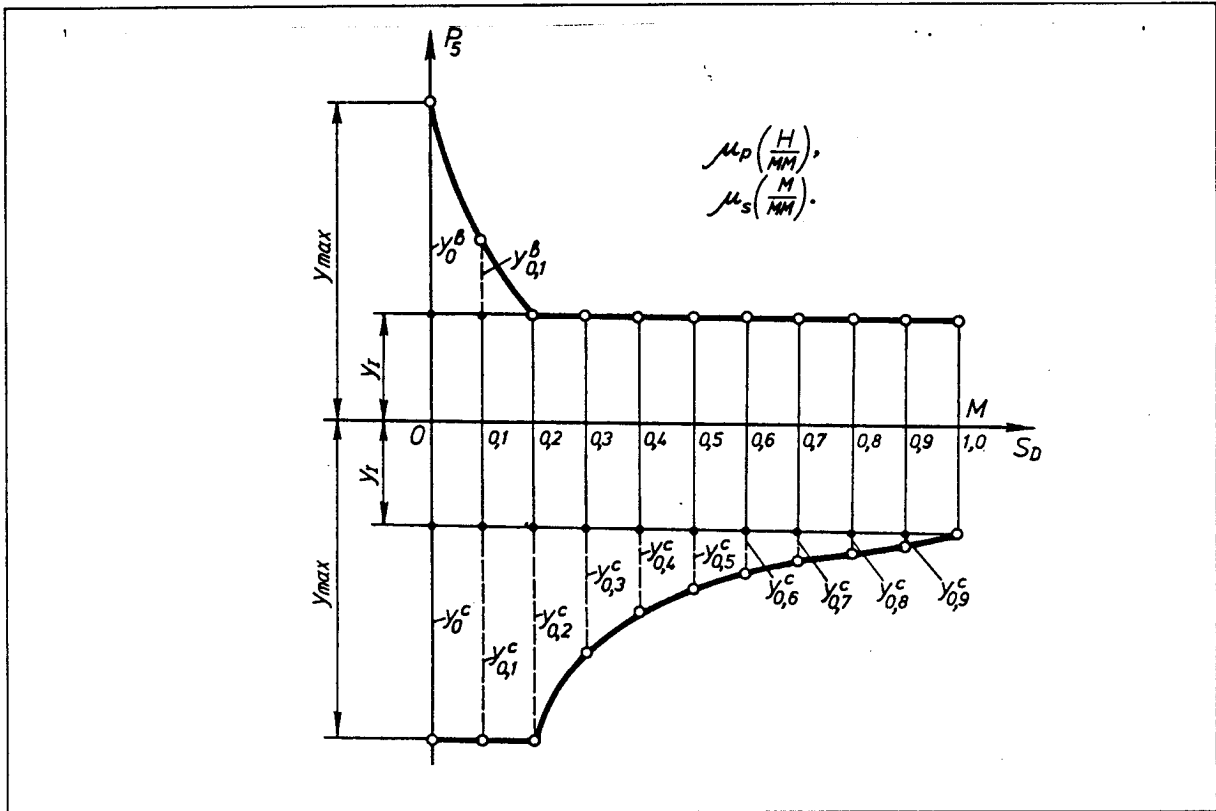


Рис. 4.3

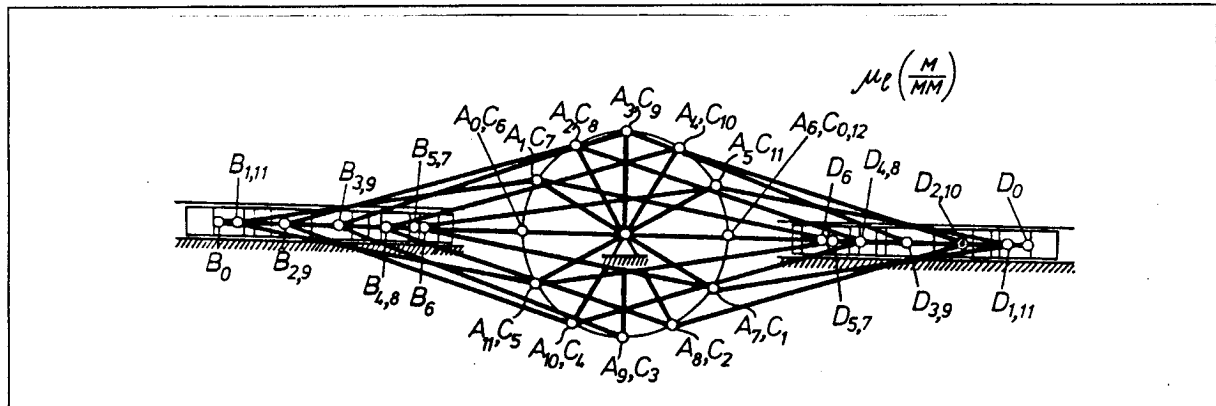


Рис. 4.4

Точка O на графіку $P_3(S_B)$ лежить в початку координат, а на графіку $P_5(S_D)$ співпадає з точкою M . Через одержані точки $0, 1, 2, 3, \dots, 12$ проводимо ординати і графіки набувають вигляду, зображеного на рис.4.5 і рис.4.6.

Користуючись одержаним графіком $P_3(S_B)$ (рис.4.5), величина сили опору P_3 буде $P_{3i} = ii' \mu_p, H$ ($i = 0, 1, 2, \dots, 12$), де ii' - ординати графіка $P_3(S_B)$.

Аналогічно величина сили опору P_5 дорівнює $P_{5i} = i i' \mu_p, H$ ($i = 0, 1, 2, \dots, 12$), тут $i i'$ - ординати графіка $P_5(S_D)$ (рис.4.6).

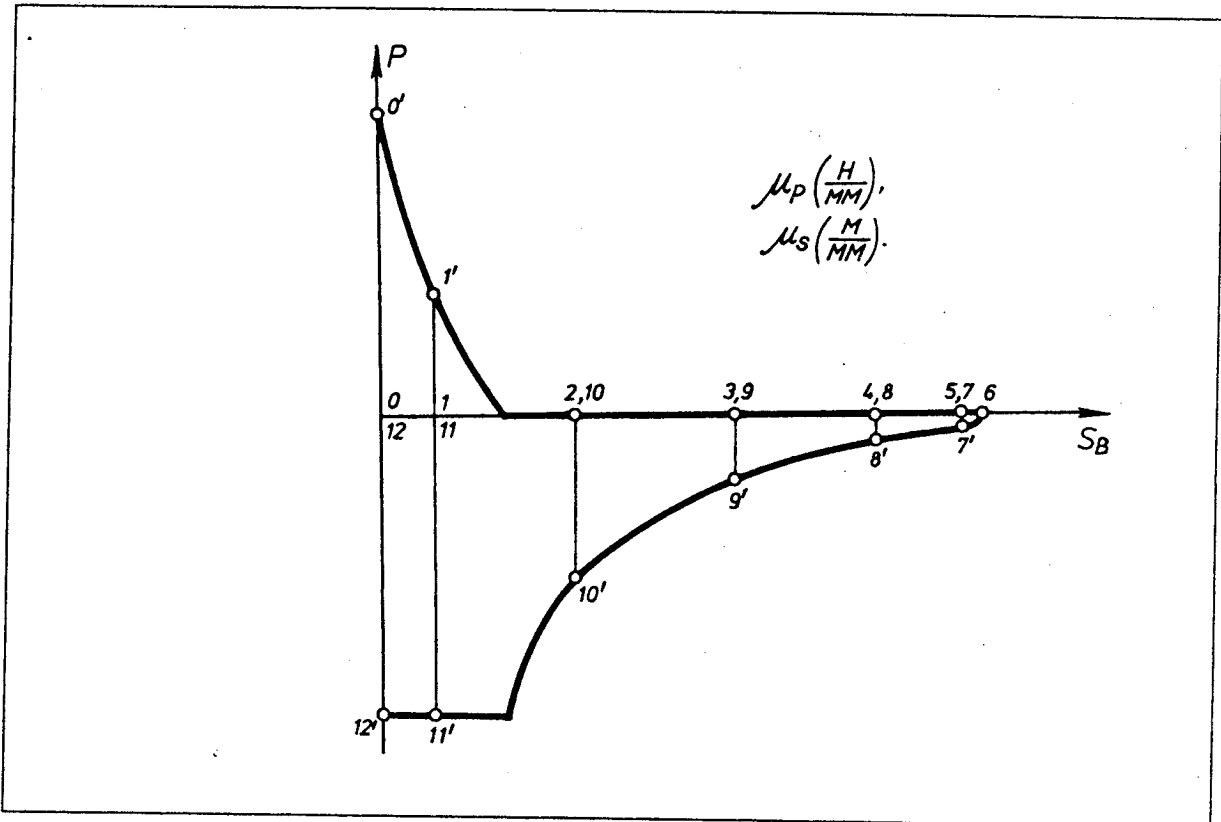


Рис. 4.5.

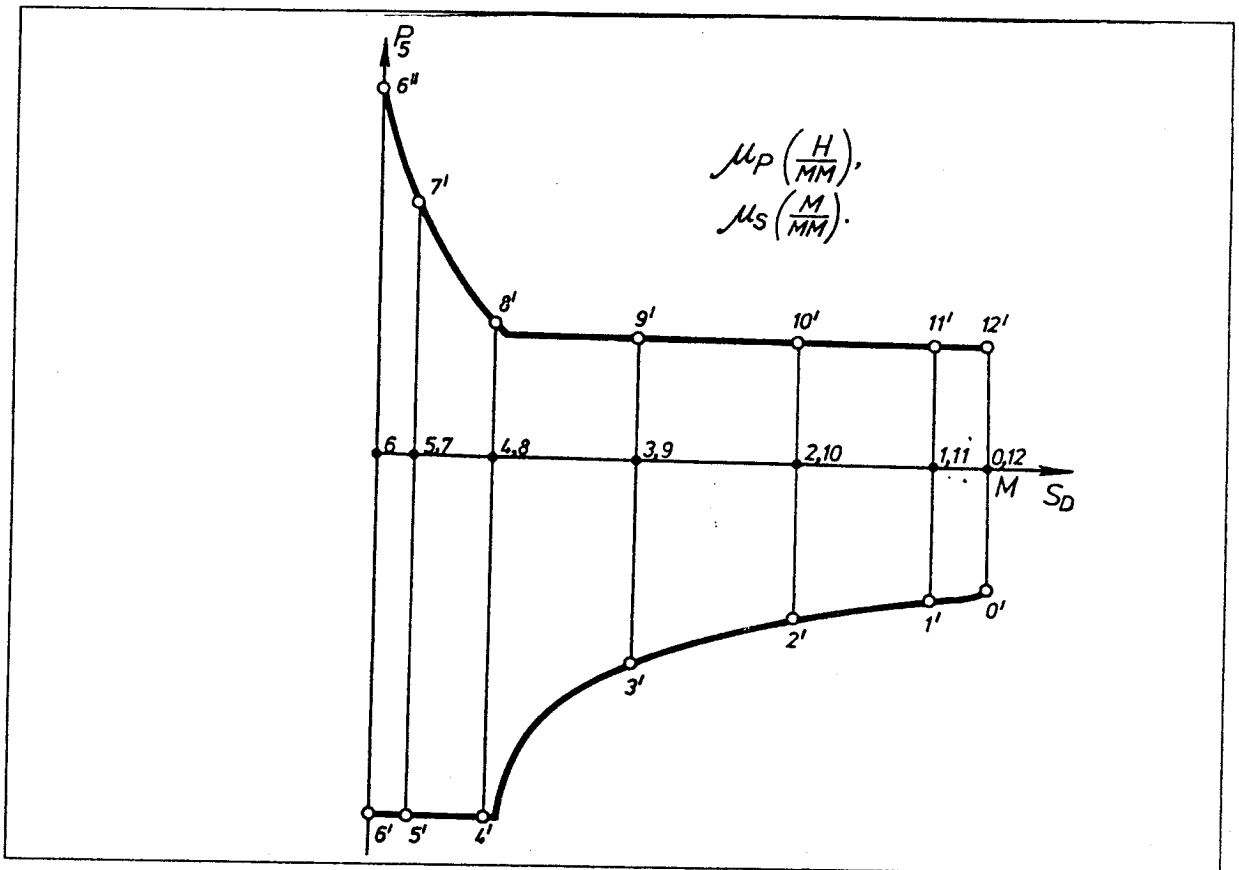


Рис. 4.6.

Для інших машин, завдання на проектування яких знаходяться в розділі 12, за виключенням двигунів внутрішнього згорання, графіки сил будуються значно простіше. Це означає, що легше визначаються і величини сил в кожному із дванадцяти положень механізму.

4.3. Розрахунок зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і зведеного моменту інерції машини без застосування ЕОМ

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 по формулі

$$M_{зв} = \sum_{i=1}^m P_i \frac{V_i}{\omega_1} \cos \alpha_i + \sum_{j=1}^k M_j \frac{\omega_j}{\omega_1}, \quad (4.1)$$

де P_i - модуль сили, що зводиться;

V_i - модуль швидкості точки ланки, до якої прикладена сила P_i ;

α_i - кут між векторами \vec{P}_i і \vec{V}_i ;

m - загальна кількість сил, які зводяться;

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).

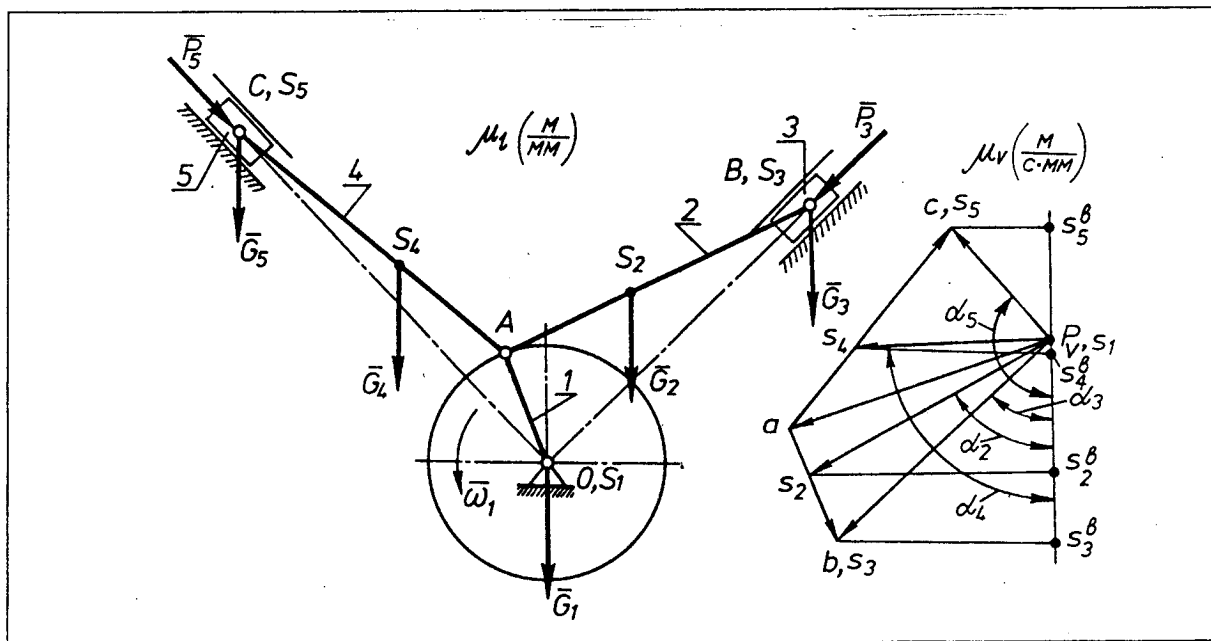


Рис.4.7

Рис.4.8

$*$) Момент $M_j > 0$, якщо його напрям співпадає з напрямом кутової швидкості ω_j j -ої ланки. В протилежному випадку $M_j < 0$.

В дальнішому зведений момент рушійних сил (моментів) позначатимемо M_{36}^p , зведений момент сил (моментів) опору M_{36}^O і зведений момент сил ваги - M_{36}^G .

Якщо для обчислень не використовуються ЕОМ, то зведений момент M_{36} будь-яких сил найлегше можна знайти, використовуючи план швидкостей. Відомо, що плани швидкостей, побудовані при різних ω_1 , є подібними фігурами. При зростанні чи зменшенні ω_1 , наприклад, в два рази, V_i зростає чи зменшується також в два рази. Тобто, відношення V_i/ω_1 не залежить від величини ω_1 . Це означає, що при використанні плану швидкостей для знаходження M_{36} , доцільно план швидкостей будувати при $\omega_1 = 1 \text{ рад/с}$. За рахунок цього буде зменшено об'єм обчислень.

Розглянемо приклади визначення зведених моментів M_{36} з допомогою планів швидкостей. На рис.4.7 зображено кінематичну схему важільного механізму V-подібного двоступінчастого поршневого компресора в одному його положенні. Відомі сили корисного опору P_3, P_5 , які прикладені до ланок 3 і 5, сили ваги ланок G_1, G_2, G_3, G_4 і G_5 . Точки S_1, S_2, S_3, S_4 і S_5 - центри мас ланок. Крім того на рис.4.8 викреслено план швидкостей механізму для $\omega_1 = 1 \text{ рад/с}$, масштабний коефіцієнт плану швидкостей μ_v . Необхідно знайти зведений момент сил опору M_{36}^O і зведений момент сил ваги M_{36}^G .

Користуючись формулою (4.1) і планом швидкостей, можна записати

$$M_{36}^O = \frac{|\overline{P_3}| |\overline{V_B}|}{\omega_1} \cos(\overline{P_3}, \widehat{\overline{V_B}}) + \frac{|\overline{P_5}| |\overline{V_C}|}{\omega_1} \cos(\overline{P_5}, \widehat{\overline{V_C}}) =$$

$$= \mu_v [P_3(p,b) + P_5(p,c)] / 1 \text{с}^{-1}, \text{ Нм}. \quad (4.2)$$

Величини P_3 і P_5 - алгебраїчні і одержуються з графіків сил. Як уже вказувалося в попередньому підрозділі, що $P_3 > 0, P_5 > 0$, якщо відповідно $\cos(\overline{P_3}, \widehat{\overline{V_B}}) = 1$, $\cos(\overline{P_5}, \widehat{\overline{V_C}}) = 1$ і $P_3 < 0, P_5 < 0$, якщо $\cos(\overline{P_3}, \widehat{\overline{V_B}}) = -1, \cos(\overline{P_5}, \widehat{\overline{V_C}}) = -1$.

Аналогічно зведений момент від сил ваг ланок механізму буде

$$M_{36}^G = \frac{G_2 V_{S2}}{\omega_1} \cos \alpha_2 + \frac{G_3 V_{S3}}{\omega_1} \cos \alpha_3 + \frac{G_4 V_{S4}}{\omega_1} \cos \alpha_4 + \frac{G_5 V_{S5}}{\omega_1} \cos \alpha_5. \quad (4.3)$$

Кути $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ між векторами сил ваги ланок і векторами швидкостей центрів мас ланок показані на плані швидкостей (рис.4.8). Очевидно, що

$$V_{Si} \cos \alpha_i = p_v s_i \mu_v \cos \alpha_i = p_v s_i^e \mu_v, \quad (i=2,3,4,5), \quad (4.4)$$

де $p_v s_i^e$ - проекція вектора швидкості центра мас i -ої ланки на вертикальний напрямок. Слід зауважити, що $p_v s_i^e$ - алгебраїчні величини. Якщо $p_v s_i^e$ розміщена вверх від полюса p_v , то $p_v s_i^e < 0$, в протилежному разі $p_v s_i^e > 0$.

Враховуючи (4.4) і те, що $\omega_1 = 1 \text{с}^{-1}$, формула (4.3) набуде такого вигляду

$$M_{36}^G = \mu_v [G_2(p_v s_2^e) + G_3(p_v s_3^e) + G_4(p_v s_4^e) + G_5(p_v s_5^e)] / 1 \text{с}^{-1}. \quad (4.5)$$

Формули (4.2) і (4.5) показують, що знаходження зведених моментів з допомогою планів швидкостей не є з точки зору обчислень надто трудоемким проце-

сом. Недолік цього способу полягає в тому, що при знаходженні зведених моментів для багатьох положень механізму (дванадцяти і більше) зростає трудомісткість графічної роботи (необхідно побудувати 12 і більше планів швидкостей). Другий недолік пов'язаний з неможливістю одержання зведених моментів з підвищеною точністю. Розрахунок зведених моментів M_{Σ} без застосування ЕОМ можна здійснити і чисто аналітичним способом для простих важільних механізмів (механізмів з однією структурною групою, особливо кривошипно-повзунного механізму).

При цьому величини $V_i/\omega_1, \omega_j/\omega_1$, що входять в (4.1), які є відповідно першою передаточною функцією i -ої точки ланки і першою передаточною функцією j -ої ланки

$$\left(\frac{d\bar{r}_i}{d\varphi_1} = \frac{d\bar{r}_i/dt}{d\varphi_1/dt} = \frac{\bar{V}_i}{\omega_1}, \quad \frac{d\varphi_j}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_j/dt}{d\varphi_1/dt} = \omega_j/\omega_1 \right),$$

записують аналітичними виразами. Покажемо це на прикладі кривошипно-повзунного механізму двотактного двигуна внутрішнього згорання *) (рис.4.9).

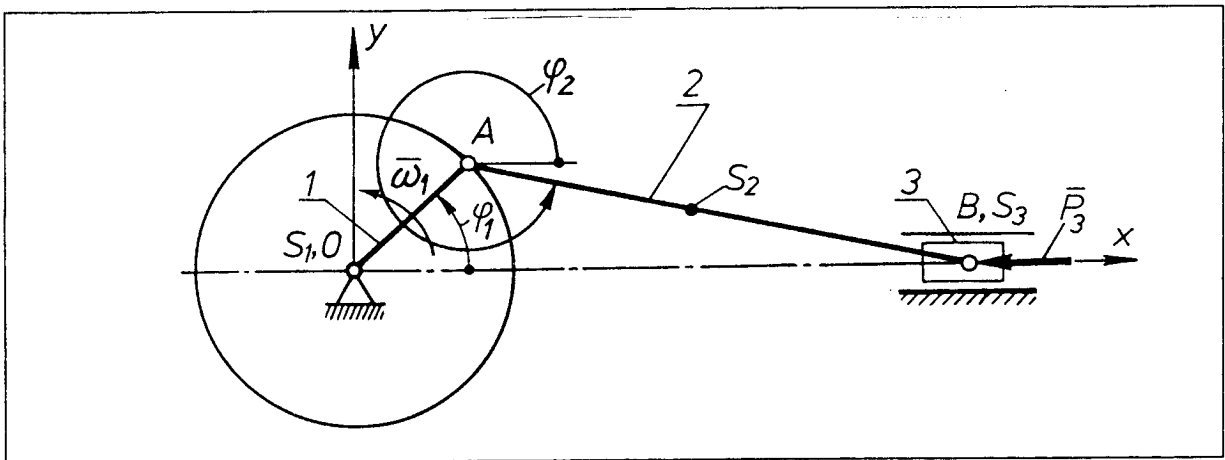


Рис. 4.9.

Відома довжина кривошипа l_{OA} і довжина шатуна l_{AB} , кут φ_1 , який характеризує положення механізму і величина рушійної сили P_3 . Потрібно знайти зведений момент M_{Σ}^p в залежності від сили P_3 при зведенні до вала кривошипа.

Згідно (4.1) в даному випадку будемо мати

$$M_{\Sigma}^p = |\bar{P}_3| \frac{|\bar{V}_B|}{\omega_1} \cos \alpha_3, \quad (4.6)$$

де α_3 - кут між векторами \bar{V}_B і \bar{P}_3 .

Кут $\alpha_3 = 0^\circ$ (повзун рухається вліво) або 180° , коли ланка 3 рухається зліва направо. Очевидно, що $|\bar{P}_3| \cos \alpha_3 = P_3$. Тут P_3 алгебраїчна величина. Тому (4.6) можна записати

$$M_{\Sigma}^p = P_3 \frac{|\bar{V}_B|}{\omega_1}. \quad (4.6')$$

*) В двотактному двигуні внутрішнього згорання один цикл роботи машини здійснюється за один повний оберт колінчастого вала. При русі поршня справа наліво відбувається робочий хід (згорання горючої суміші і розширення газів), а при русі поршня зліва направо - виштовхування відпрацьованих газів і стиск нової горючої суміші.

Величина $\frac{|\overline{V}_B|}{\omega_1} = |\Pi_{Bx}'|$ - перша передаточна функція механізму, взята по модулю.

Користуючись методом замкнутого векторного контуру проф. В.А.Зінов'єва, можна записати такі рівняння

$$\begin{cases} l_{OA}\cos\varphi_1 + l_{AB}\cos\varphi_2 = X_B, \\ l_{OA}\sin\varphi_1 + l_{AB}\sin\varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (4.7)$$

де $X_B = \Pi_{Bx}$ - проекція положення точки B (функції положення механізму) на вісь x . З другого рівняння (4.7) знаходимо функцію положення шатуна

$$\varphi_2 = \Pi_{\varphi_2} = \arcsin \psi, \quad (4.8)$$

тут $\psi = -\lambda \sin\varphi_1$, $\lambda = l_{OA}/l_{AB}$.

Тому проекція першої передаточної функції механізму на вісь x буде

$$\Pi_{Bx}' = \frac{V_B}{\omega_1} = -l_{OA} \sin\varphi_1 - l_{AB} \sin\varphi_2 \frac{(-\lambda \cos\varphi_1)}{\sqrt{1-\psi^2}}. \quad (4.9)$$

Вираз (4.9) після спрощення переписеться в вигляді

$$\Pi_{Bx}' = \frac{V_B}{\omega_1} = - \left(1 + \frac{\lambda \cos\varphi_1}{\sqrt{1-\psi^2}} \right) l_{OA} \sin\varphi_1. \quad (4.9')$$

Тому зведений момент рушійних сил буде

$$M_{3z}^p = P_3 \left| \left(1 + \frac{\lambda \cos\varphi_1}{\sqrt{1-\psi^2}} \right) l_{OA} \sin\varphi_1 \right|. \quad (4.10)$$

Формула (4.10) є досить простою для обчислень. Крім того, вона дозволяє одержати M_{3z}^p з досить високою точністю.

Поряд із зведеними моментами сил необхідно визначити і зведений момент інерції машини. *Зведеним моментом інерції машини* (механізму) називають такий умовний момент інерції ланки зведення (вхідної ланки) машини (механізму), при якому кінетична енергія цієї ланки дорівнювала б кінетичній енергії всієї машини (механізму). Зведений момент інерції машини визначається за формулою

$$I_{3z} = \sum_{i=1}^k \left[m_i \left(\frac{V_{Si}}{\omega_1} \right)^2 + I_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right], \quad (4.11)$$

де k - кількість рухомих ланок машини;

m_i - маса i -ої ланки машини;

I_{Si} - момент інерції i -ої ланки при її обертанні навколо осі, що проходить через центр мас ланки точку S_i ;

V_{Si} - швидкість центра мас i -ої ланки.

Як і при визначенні зведених моментів сил зведений момент інерції I_{3z} машини можна розрахувати з допомогою плану швидкостей. Нехай для V-подібного двоступінчастого поршневого компресора (рис.4.7) відомі: маси ланок важільного механізму m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 ; моменти інерції ланок при обертанні навколо осі, що проходить через центр мас ланок, I_{S1}, I_{S2}, I_{S4} ; момент інерції мас приводу компресора (ротора електродвигуна, муфти, коліс редуктора), зведений до колінчастого

вала компресора, I_0 . Крім того, побудовано план швидкостей важільного механізму компресора (рис.4.8). Потрібно знайти зведений момент інерції компресора.

На основі (4.11) шуканий момент інерції запишеться у вигляді

$$I_{зв} = I_0 + I_{S1} + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_{S3}}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{V_{S4}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_{S5}}{\omega_1} \right)^2. \quad (4.12)$$

З допомогою плану швидкостей можна записати

$$V_{S2} = (p_{\omega S2}) \mu_v, \quad \omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \mu_v}{l_{AB}}, \quad V_{S3} = (p_{\omega S3}) \mu_v,$$

$$V_{S4} = (p_{\omega S4}) \mu_v, \quad \omega_4 = \frac{V_{CA}}{l_{CA}} = \frac{ac \mu_v}{l_{CA}}, \quad V_{S5} = (p_{\omega S5}) \mu_v.$$

Підставляючи ці вирази в (4.12) і враховуючи те, що $\omega_1 = 1c^{-1}$, одержимо

$$I_{зв} = I_* + \mu_v^2 \left(m_2 (p_{\omega S2})^2 + I_{S2} (ab/l_{AB})^2 + m_3 (p_{\omega S3})^2 + m_4 (p_{\omega S4})^2 + I_{S4} (ac/l_{AC})^2 + m_5 (p_{\omega S5})^2 \right) / 1c^{-2}, \quad (4.12')$$

де $I_* = I_0 + I_{S1}$.

Як видно з (4.12'), зведений момент інерції $I_{зв}$ досить легко визначається з допомогою плану швидкостей.

Для простих механізмів можна скористатися, крім того, аналітичним способом. Нехай для двотактного двигуна внутрішнього згорання (рис.4.9) необхідно знайти $I_{зв}$ при зведенні до колінвала двигуна, якщо відомі: маси ланок важільного механізму двигуна m_1, m_2, m_3 ; моменти інерції ланок I_{S1}, I_{S2} ; довжина кривошипа l_{OA} ; довжина шатуна l_{AB} . Відоме положення центра мас шатуна, т.я. задано розмір l_{AS2} . Крім того, задається момент інерції машини I_M , що приводиться в рух двигуном, при зведенні до колінвала двигуна.

Зведений момент інерції цього машинного агрегату буде

$$I_{зв} = I_M + I_{S1} + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_{S3}}{\omega_1} \right)^2. \quad (4.13)$$

На основі (4.9') і (4.8) маємо:

$$P_{Bx}' = \frac{V_{S3}}{\omega_1} = \frac{V_B}{\omega_1} = - \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi_1}{\sqrt{1-\psi^2}} \right) l_{OA} \sin \varphi_1,$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = - \frac{\lambda \cos \varphi_1}{\sqrt{1-\psi^2}}$$

Для знаходження $\left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2$ знаходимо спочатку проекції положення точки S_2 на осі x і y :

$$\begin{cases} X_{S2} = l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AS2} \cos \varphi_2, \\ Y_{S2} = l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AS2} \sin \varphi_2. \end{cases} \quad (4.14)$$

Проекції V_{S2x}/ω_1 і V_{S2y}/ω_1 запишуться так

$$\begin{aligned} \Pi_{S_2x'} &= \frac{V_{S_2x}}{\omega_1} = -l_{OA} \sin\varphi_1 + l_{AS_2} \frac{\psi}{\sqrt{1-\psi^2}} \lambda \cos\varphi_1, \\ \Pi_{S_2y'} &= \frac{V_{S_2y}}{\omega_1} = l_{OA} \cos\varphi_1 - l_{AS_2} \lambda \cos\varphi_1, \end{aligned} \quad (4.15)$$

тому

$$\begin{aligned} \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1}\right)^2 &= \left(\frac{V_{S_2x}}{\omega_1}\right)^2 + \left(\frac{V_{S_2y}}{\omega_1}\right)^2 = l_{OA}^2 + \frac{l_{AS_2}^2}{1-\psi^2} \lambda^2 \cos^2\varphi_1 - \\ &- 2l_{OA} l_{AS_2} \lambda \left(\frac{\psi}{\sqrt{1-\psi^2}} \sin\varphi_1 + \cos\varphi_1\right) \cos\varphi_1. \end{aligned} \quad (4.16)$$

Формула (4.13) для зведеного моменту інерції машинного агрегату приймає вигляд

$$\begin{aligned} I_{36} &= I_* + m_2 \left[\frac{l_{AS_2}^2}{1-\psi^2} \lambda^2 \cos^2\varphi_1 - 2l_{OA} l_{AS_2} \lambda \left(\frac{\psi}{\sqrt{1-\psi^2}} \sin\varphi_1 + \cos\varphi_1\right) \cos\varphi_1 \right] + \\ &+ I_{S_2} \frac{\lambda^2 \cos^2\varphi_1}{1-\psi^2} + m_3 \left(1 + \frac{\lambda \cos\varphi_1}{\sqrt{1-\psi^2}}\right)^2 l_{OA}^2 \sin^2\varphi_1, \end{aligned} \quad (4.17)$$

де $I_* = I_M + I_{S_1} + m_2 l_{OA}^2$.

Для складніших механізмів аналітичний метод без застосування ЕОМ мало-ефективний, т.я. розрахункові формули є досить громіздкими і вимагають великого об'єму обчислень.

4.4. Розрахунок зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і інерції машини з застосуванням ЕОМ

Для важільних механізмів з двома і більше структурними групами визначення зведених моментів сил і зведеного моменту інерції машини аналітичним способом без примінення ЕОМ викликає значні труднощі, які пов'язані з великим об'ємом обчислень. Тому для таких механізмів доцільно застосовувати аналітичний спосіб в поєднанні з застосуванням ЕОМ.

Як відомо з попереднього підрозділу в формулах для розрахунку зведених моментів (див.формули (4.1), (4.11)) присутні перші передаточні функції окремих точок, ланок і всього механізму. Коли ставиться задача аналітичного знаходження зведених моментів, то це означає і аналітичне визначення перших передаточних функцій.

Розглянемо задачу визначення зведених моментів, в якій перші передаточні функції знаходяться по методу замкнутого векторного контуру. Для плунжерного насоса, важільний механізм якого зображений на рис.4.10, відомо тиск рідини p в циліндрі насоса, діаметр плунжера d , ваги ланок важільного механізму $G_1, G_2, G_3 = 0, G_4, G_5$, моменти інерції 1-ої, 2-ої і 4-ої ланок ($I_{S_1}, I_{S_2}, I_{S_4}$) при їх обертанні навколо осей, які проходять через центри мас S_i ($i = 1, 2, 4$) ланок. Крім того, задані кутові швидкості ω_d електродвигуна, ω_1 кривошипного вала, маховий момент $(mD^2)_{el}$ ротора електродвигуна, маховий момент $(mD^2)_p$ редуктора, муфти і інших деталей, зведений до вала кривошипа насоса, і геометричні розміри важільного механізму ($l_{OA}, l_{AB}, l_{AS_2}, l_{BD}, l_{CB}, l_{BS_4}, a_0, b_0$). Необхідно знайти зведений

момент M_{36}^0 від сили опору P_5 , зведений момент M_{36}^G сил ваги і зведений момент інерції I_{36} плунжерного насоса.

Зведені моменти сил опору, сил ваги і інерції машини, згідно (4.1) і (4.11), в даному випадку будуть дорівнювати

$$M_{36}^0 = \frac{P_5 |V_c|}{\omega_1},$$

$$M_{36}^G = \frac{G_2 V_{S_2}}{\omega_1} \cos \alpha_2 + \frac{G_4 V_{S_4}}{\omega_1} \cos \alpha_4, \quad (4.18)$$

$$I_{36} = \frac{(mD^2)_{en}}{4} \left(\frac{\omega_d}{\omega_1} \right)^2 + \frac{(mD^2)_p}{4} + I_{S_1} + \frac{G_2}{g} \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 +$$

$$+ I_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + \frac{G_4}{g} \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + \frac{G_5}{g} \left(\frac{V_C}{\omega_1} \right)^2.$$

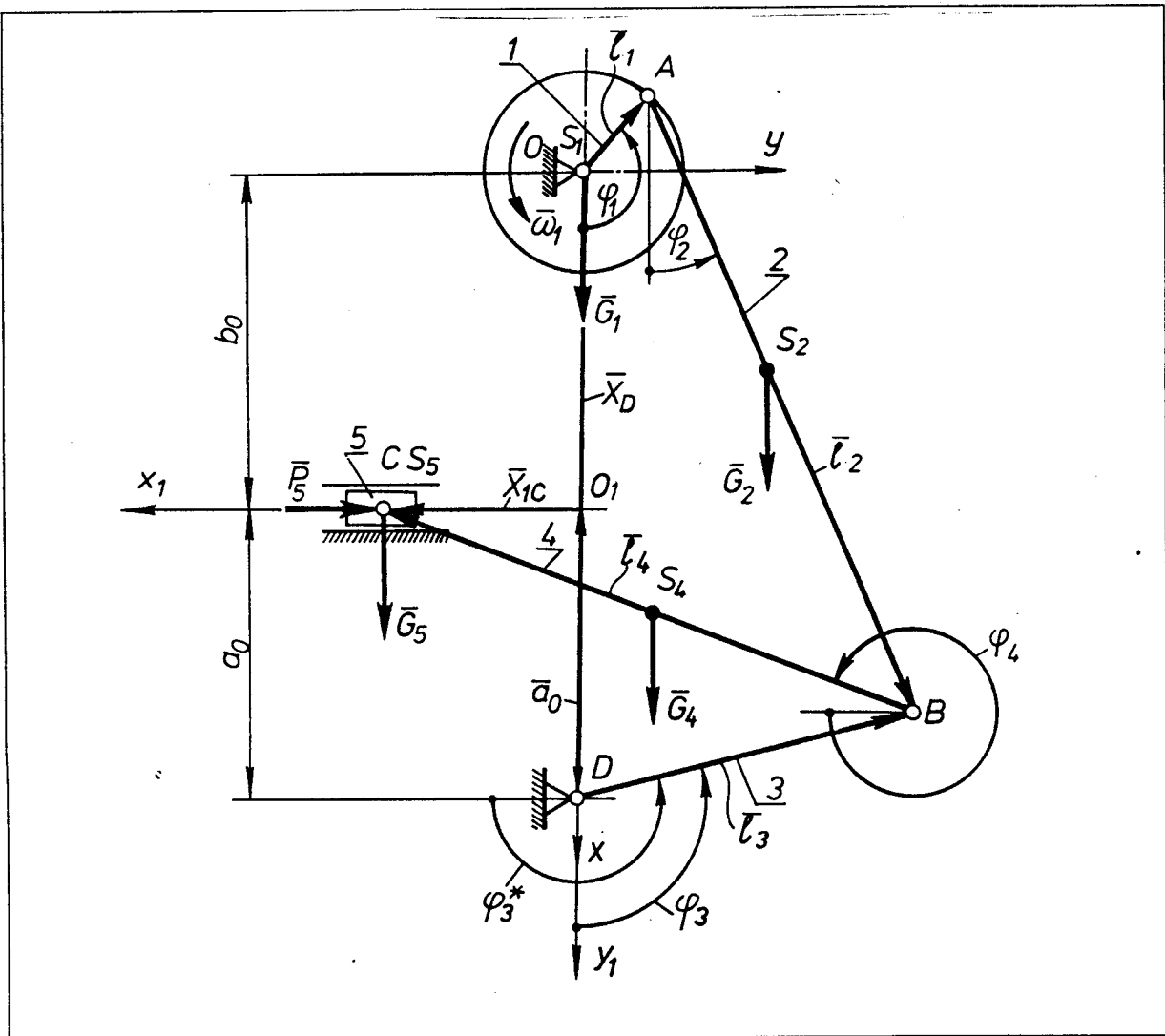


Рис. 4.10

Для розв'язку поставленої задачі застосуємо метод замкнутого векторного контуру. Контур OABDO (рис.4.10) - замкнутий. Для нього справедливе векторне рівняння

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{X}_D + \vec{l}_3. \quad (4.19)$$

Очевидно, що $|\vec{l}_1| = l_1 = l_{OA}$, $|\vec{l}_2| = l_2 = l_{AB}$, $|\vec{l}_3| = l_3 = l_{BD}$, $|\vec{X}_D| = X_D = l_{OD}$.

Проектуємо рівняння (4.19) на осі декартової системи координат xOy

$$\begin{aligned} l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\varphi_2 &= X_D + l_3 \cos\varphi_3, \\ l_1 \sin\varphi_1 + l_2 \sin\varphi_2 &= l_3 \sin\varphi_3. \end{aligned} \quad (4.20)$$

Виключаючи з рівнянь (4.20) кут φ_2 , отримаємо рівняння

$$a = A \sin(\varphi_3 + \varphi_{30}), \quad (4.21)$$

де $a = \frac{1}{2l_3}(l_3^2 + x^2 + y^2 - l_2^2)$; $x = l_1 \cos\varphi_1 - X_D$; $y = l_1 \sin\varphi_1$;

$$A = \sqrt{x^2 + y^2}; \quad \sin\varphi_{30} = x/A; \quad \cos\varphi_{30} = y/A.$$

З (4.21) маємо

$$\Pi_{\varphi_3} = \varphi_3 = \arcsin \frac{a}{A} - \varphi_{30} \quad (4.22)$$

Так як $x < 0$ (механізм кривошипно-коромисловий), а $y > 0$ для $\pi > \varphi_1 > 0$ і $y < 0$ для $2\pi > \varphi_1 > \pi$, то це означає, що φ_{30} є кутом третьої і четвертої четвертей.

Тому $\varphi_{30} = -\arccos(y/A)$ і (4.22) запишеться у вигляді

$$\Pi_{\varphi_3} = \varphi_3 = \arcsin \frac{a}{A} + \arccos \frac{y}{A}. \quad (4.23)$$

З системи рівнянь (4.20) аналогічно знаходимо

$$\Pi_{\varphi_2} = \varphi_2 = \arcsin \frac{b}{A} + \arccos \frac{y}{A}, \quad (4.24)$$

де $b = \frac{1}{2l_2}(l_3^2 - x^2 - y^2 - l_2^2)$.

Перші передаточні функції для 2-ої і 3-ої ланок мають вигляд

$$\begin{aligned} \Pi_{\varphi_2}' &= \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{b'A - bA'}{A\sqrt{A^2 - b^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}}, \\ \Pi_{\varphi_3}' &= \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}}, \end{aligned} \quad (4.25)$$

де $b' = -\frac{1}{l_2}(xx' + yy')$; $x' = -l_1 \sin\varphi_1$; $y' = l_1 \cos\varphi_1$;

$$A' = \frac{1}{A}(xx' + yy'); \quad a' = \frac{1}{l_3}(xx' + yy').$$

Користуючись рис.4.10, можна записати проекції положення точки S_2 на осі декартової системи координат xOy

$$\begin{aligned} X_{S_2} &= l_1 \cos\varphi_1 + l_{AS_2} \cos\varphi_2, \\ Y_{S_2} &= l_1 \sin\varphi_1 + l_{AS_2} \sin\varphi_2. \end{aligned} \quad (4.26)$$

Диференціюємо (4.26) по φ_1 і одержуємо проекції першої передаточної функції точки S_2 на осі x і y

$$\begin{aligned} \Pi_{S_2x'} &= \frac{V_{S_2x}}{\omega_1} = -l_1 \sin\varphi_1 - l_{AS_2} \frac{\omega_2}{\omega_1} \sin\varphi_2, \\ \Pi_{S_2y'} &= \frac{V_{S_2y}}{\omega_1} = l_1 \cos\varphi_1 + l_{AS_2} \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos\varphi_2. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Перша передаточна функція точки S_2

$$\Pi_{S_2'} = \frac{V_{S_2}}{\omega_1} = \sqrt{(V_{S_2x}/\omega_1)^2 + (V_{S_2y}/\omega_1)^2} \quad (4.28)$$

Для коромислово-повзунного механізму ДВС по методу замкнутого векторного контуру можна записати рівняння

$$\bar{l}_3 + \bar{l}_4 = \bar{a}_0 + \bar{X}_{1C}, \quad (4.29)$$

де X_{1C} - абсциса точки C в системі координат $x_1o_1y_1$; $|\bar{l}_4| = l_4 = l_{BC}$; $|\bar{a}_0| = a_0$.

Проектуємо векторне рівняння (4.29) на осі x_1 і y_1

$$\begin{aligned} l_3 \cos(90^\circ + \varphi_3) + l_4 \cos\varphi_4 &= X_{1C}, \\ l_3 \sin(90^\circ + \varphi_3) + l_4 \sin\varphi_4 &= -a_0. \end{aligned} \quad (4.30)$$

З другого рівняння (4.30) маємо

$$\Pi_{\varphi_4} = \arcsin\left(-\frac{a_0 + l_3 \cos\varphi_3}{l_4}\right). \quad (4.31)$$

Диференціюємо (4.31) по φ_1 і отримуємо першу передаточну функцію шатуну 4

$$\Pi_{\varphi_4'} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{\frac{l_3 \omega_3}{l_4 \omega_1} \sin\varphi_3}{\sqrt{1 - ((a_0 + l_3 \cos\varphi_3)/l_4)^2}}. \quad (4.32)$$

З першого рівняння (4.30) в результаті диференціювання по φ_1 маємо першу передаточну функцію механізму в проекції на вісь x_1

$$\Pi_{Cx_1'} = \frac{V_{Cx_1}}{\omega_1} = -l_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} \cos\varphi_3 - l_4 \frac{\omega_4}{\omega_1} \sin\varphi_4. \quad (4.33)$$

Проекції положення центра мас точки S_4 і її першої передаточної функції на осі x_1 і y_1

$$\begin{aligned} X_{S_4}' &= l_3 \cos\varphi_3^* + l_{BS_4} \cos\varphi_4, \\ Y_{S_4}' &= l_3 \sin\varphi_3^* + l_{BS_4} \sin\varphi_4, \end{aligned}$$

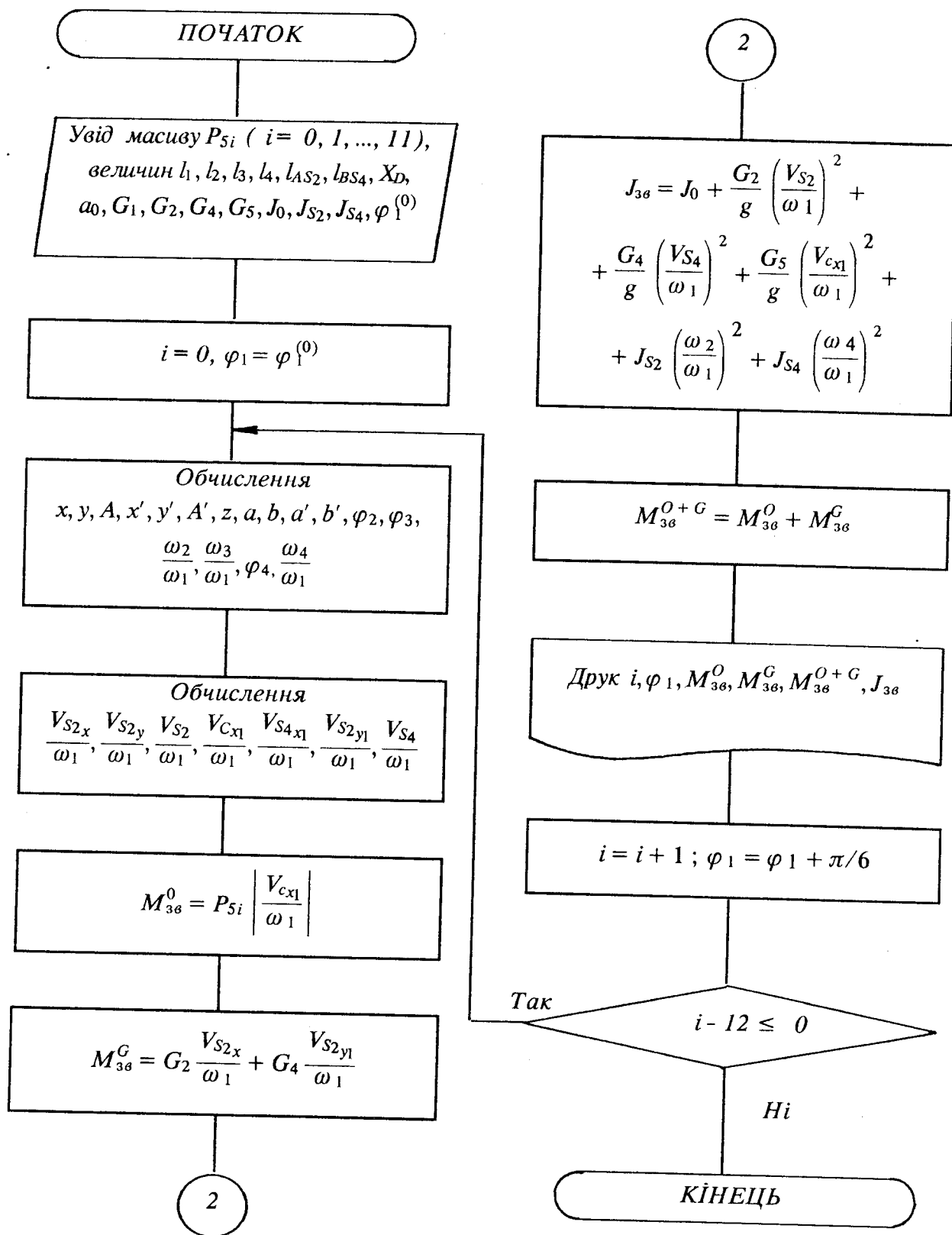
$$\Pi_{S_4x_1'} = \frac{V_{S_4x_1}}{\omega_1} = -l_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} \cos\varphi_3 - l_{BS_4} \frac{\omega_4}{\omega_1} \sin\varphi_4,$$

$$\Pi_{S_4y_1'} = \frac{V_{S_4y_1}}{\omega_1} = -l_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} \sin\varphi_3 + l_{BS_4} \frac{\omega_4}{\omega_1} \cos\varphi_4.$$

І, накінець, перша передаточна функція точки S_4

$$\Pi_{S_4'} = V_{S_4}/\omega_1 = \sqrt{(V_{S_4x_1}/\omega_1)^2 + (V_{S_4y_1}/\omega_1)^2} \quad (4.34)$$

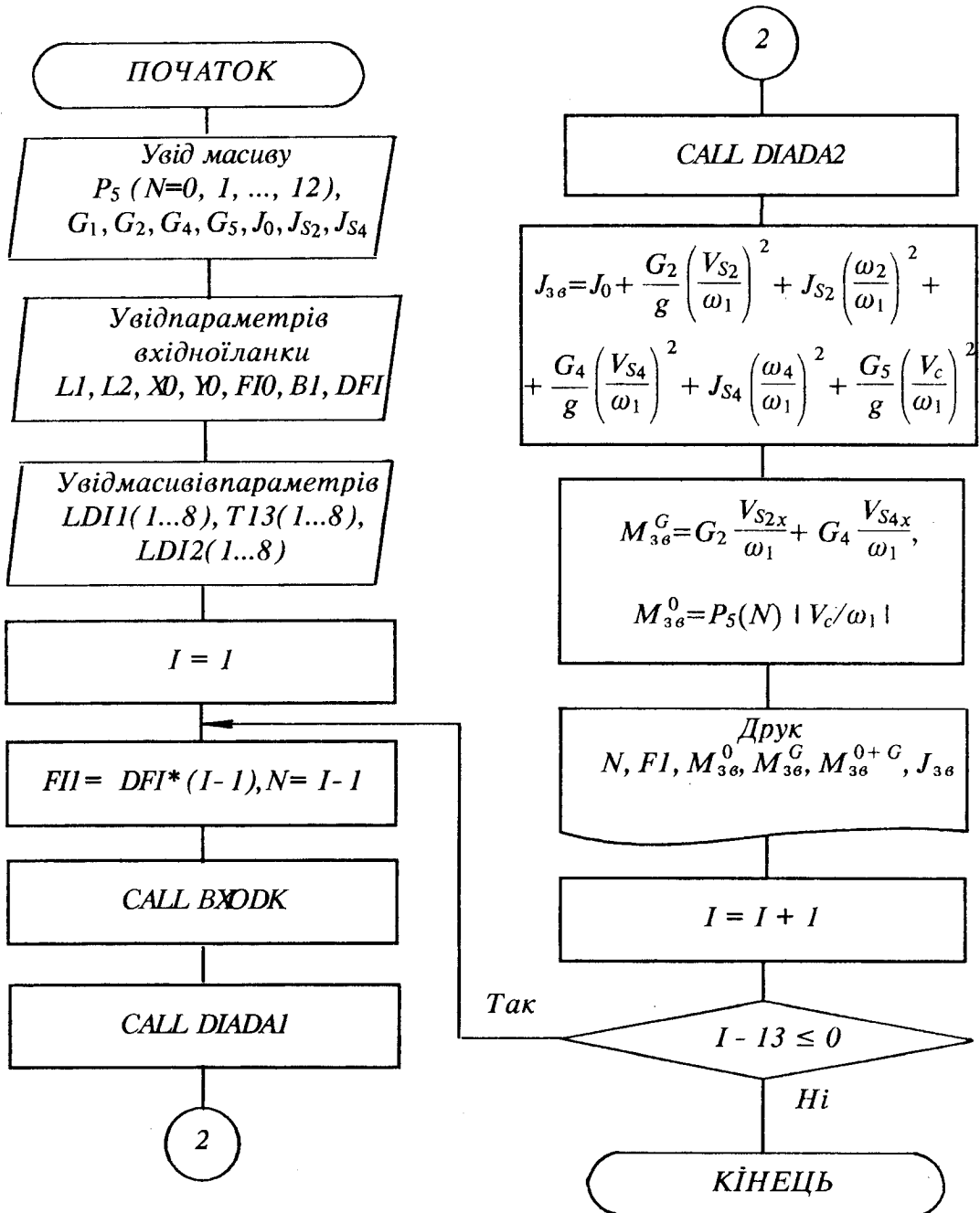
Одержані результати разом з формулами (4.18) дозволяють обчислити зведені моменти сил M_{3e}^o, M_{3e}^G і інерції I_{3e} для плунжерного насоса. Нижче наведена блок-схема алгоритму визначення зведених моментів M_{3e}^o, M_{3e}^G і I_{3e} для плунжерного насоса, яка побудована на основі вище отриманих результатів і формул (4.18). Кори-



Блок-схема алгоритму обчислення зведених моментів M_{36}^0 , M_{36}^G і I_{36} плунжерного насоса

схема алгоритму визначення зведених моментів $M_{3\epsilon}^0, M_{3\epsilon}^G$ і $I_{3\epsilon}$ для плунжерного насоса, яка побудована на основі вище отриманих результатів і формул (18). Користуючись цією блок-схемою, легко можна скласти програму обчислення зведених моментів $M_{3\epsilon}^0, M_{3\epsilon}^G, I_{3\epsilon}$ плунжерного насоса для будь-якої ЕОМ.

Величина сили опору $P_5 = -p \pi d^2 / 4$. Ця сила для насосів при нагнітанні є постійною величиною, а при всмоктуванні вона незначна, т.я. створюється за рахунок розрідження в циліндрі насоса. В даному випадку для всмоктування прийнято $P_5 = 0$.



Блок-схема основної програми обчислення зведених моментів для плунжерного насоса

$$I_0 = \frac{(mD)_{el}^2}{4} \left(\frac{\omega_0}{\omega_1} \right)^2 + \frac{(mD)_p^2}{4} + I_{S1}.$$

Крім того, при виконанні вищенаведеного алгоритму необхідно знати кут $\varphi_1^{(0)}$, який характеризує положення кривошипа по відношенню до осі x в початковому (нульовому) положенні механізму. Його величина знаходиться за формулою

$$\varphi_1^{(0)} = \arccos \frac{l_3^2 - X_D^2 - (l_1 + l_2)^2}{2X_D(l_1 + l_2)}$$

або вимірюється по кінематичній схемі механізму.

Аналогічно можна скласти алгоритми обчислення зведених моментів і для інших машин, в тому числі і для тих, що наведені в розділі 12.

Якщо складання алгоритму для визначення зведених моментів $M_{зв}^O$ (чи $M_{зв}^P$), $M_{зв}^G$ і $I_{зв}$ і написання по ним програм для ЕОМ викликає значні труднощі, то в такому разі можна рекомендувати для визначення перших передаточних функцій, які є присутні в розрахункових формулах зведених моментів, скористатися методом, описаним в розділі 3. В цьому розділі показано, що для будь-якого плоского механізму другого класу його перші передаточні функції можуть бути знайдені з допомогою підпрограми вхідної ланки і підпрограм структурних груп тих видів, які входять в склад механізму. Такі підпрограми (BXODK, DIADA1, DIADA2, DIADA3, DIADA4, DIADA5) наведені в Додатку 1. Студенту залишається тільки написати невелику основну програму (див.3.4) для обчислення зведених моментів, в якій для знаходження перших передаточних функцій точок і ланок механізму організовано звернення до вказаних підпрограм. Нижче наведена блок-схема основної програми обчислення зведених моментів $M_{зв}^O, M_{зв}^G, M_{зв}^{O+G}, I_{зв}$ для плунжерного насоса (рис.4.10) з використанням підпрограм BXODK, DIADA1 і DIADA2.

Масиви параметрів LDI1(1...8), LDI2(1...8), T13(1...8) і параметри вхідної ланки L1, L2, XO, YO, описані в попередньому розділі. Величина F1 - кут, що визначає положення кривошипа по відношенню до осі x . Він залежить від положення механізму і визначається в підпрограмі BXODK через кут FI1. Такі ж програми легко складаються і для будь-яких інших механізмів другого класу.

4.5. Побудова графіків зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і графіків робіт

Після розрахунку зведених моментів сил опору $M_{зв}^O$ для робочих машин (чи $M_{зв}^P$ для двигунів) і зведених моментів сил ваги $M_{зв}^G$ будуються графіки цих моментів в одній системі координат в залежності від кута повороту кривошипа.

На рис.4.11 зображено графіки $M_{зв}^O(\varphi), M_{зв}^G(\varphi)$ і $M_{зв}^{O+G}(\varphi)$ ($M_{зв}^{O+G} = M_{зв}^O + M_{зв}^G$; φ - кут повороту вхідної ланки (кривошипа) машини) для пресової машини. Основний механізм пресової машини - кривошипно-повзунний. Побудова вказаних графіків ведеться в такій послідовності:

- 1) вибирається система координат $M_{зв} - \varphi$;

2) по осі абсцис відкладаємо відрізок OM (довільний) і масштабний коефіцієнт цієї осі $\mu_\varphi = 2\pi n / OM$, рад/мм (n - кількість обертів кривошипа, які відповідають одному циклу машини; в даному випадку $n=1$);

3) знаходимо масштабний коефіцієнт осі ординат $\mu_M = |M_{36}^O|_{нб.} / Y_{нб.}$, Нм/мм; $Y_{нб.}$ - найбільша ордината графіка M_{36}^O (вибирається ця ордината, виходячи з місця, що відводиться для графіка); $|M_{36}^O|_{нб.}$ - найбільший з обчислених модуль момента M_{36}^O ;

4) обчислюємо ординати графіків $M_{36}^O(\varphi)$, $M_{36}^G(\varphi)$, $M_{36}^{O+G}(\varphi)$

$$ii' = \frac{M_{36i}^O}{\mu_M}, \text{ мм}; ii'' = \frac{M_{36i}^G}{\mu_M}, \text{ мм}; ii^* = \frac{M_{36i}^{O+G}}{\mu_M}, \text{ мм} \quad (i - \text{номер положення механізму}; i = 0, 1, 2, \dots, 12);$$

5) відкладаємо ці ординати, сполучаємо одержані точки плавними кривими і отримуємо три графіки $M_{36}^O(\varphi)$, $M_{36}^G(\varphi)$ і $M_{36}^{O+G}(\varphi)$.

На рис.4.11 графіки $M_{36}^O(\varphi)$ і $M_{36}^G(\varphi)$ зображені тонкими кривими лініями, а графік $M_{36}^{O+G}(\varphi)$ - жирною кривою лінією. Ординати графіка $M_{36}^{O+G}(\varphi)$ можуть бути знайдені також в результаті алгебраїчного складання ординат графіків $M_{36}^O(\varphi)$ і $M_{36}^G(\varphi)$. Зведений момент $M_{36}^O(\varphi)$ відмінний від нуля між другим і шостим положеннями кривошипно-повзунного механізму пресової машини. Це пояснюється тим, що на початку робочого ходу цього механізму (від 0-го до 2-го положення) сила опору, яка прикладена до повзуна, дорівнює нулю. Шосте положення механізму є крайнім положенням і відповідає кінцю робочого ходу. При цьому сила корисного опору (сила пресування) досягає максимуму, але $M_{36}^O = 0$, т.я. перша передаточна функція механізму дорівнює нулю. Від 6-го до 12-го положення механізму маємо холостий хід пресової машини і $M_{36}^O = 0$, т.я. сила опору дорівнює нулю.

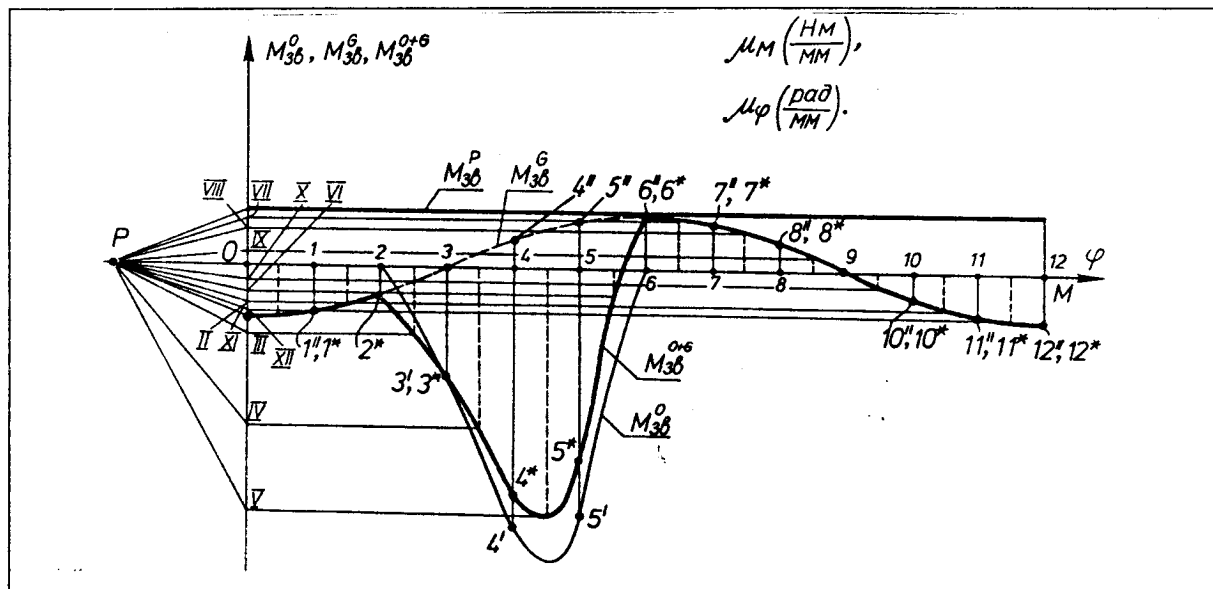


Рис. 4.11

В випадках, коли найбільший модуль моменту M_{36}^G не перевищує 5% найбільшого модуля моменту M_{36}^O , доцільно моментом M_{36}^G знехтувати і тоді графік $M_{36}^{O+G}(\varphi)$ співпадатиме з графіком $M_{36}^O(\varphi)$.

Побудувавши графік сумарного зведеного моменту сил опору і сил ваги ($M_{36}^{O+G}(\varphi)$), викреслюємо далі графік роботи сил опору і сил ваги $A_{O+G}(\varphi)$. Для цього вибираємо нову систему координат $A_{O+G}-\varphi$ (рис.4.12) і відкладаємо по осі абсцис такий же відрізок OM , як і на попередньому графіку. Розбиваємо його на 12 рівних частин. На графіку моментів (рис.4.11) вісь абсцис продовжуємо вліво і відкладаємо полюсну відстань *) PO (довільний відрізок). Через середини відрізків 0-1, 1-2 і т.д. проводимо ординати до перетину з графіком $M_{36}^{O+G}(\varphi)$ (на рис.4.11 ці ординати показано пунктиром), одержані точки зносимо на вісь ординат і позначаємо нові точки I, II, ..., XII. Точку P з'єднуємо з точками I, II, III, ..., XII.

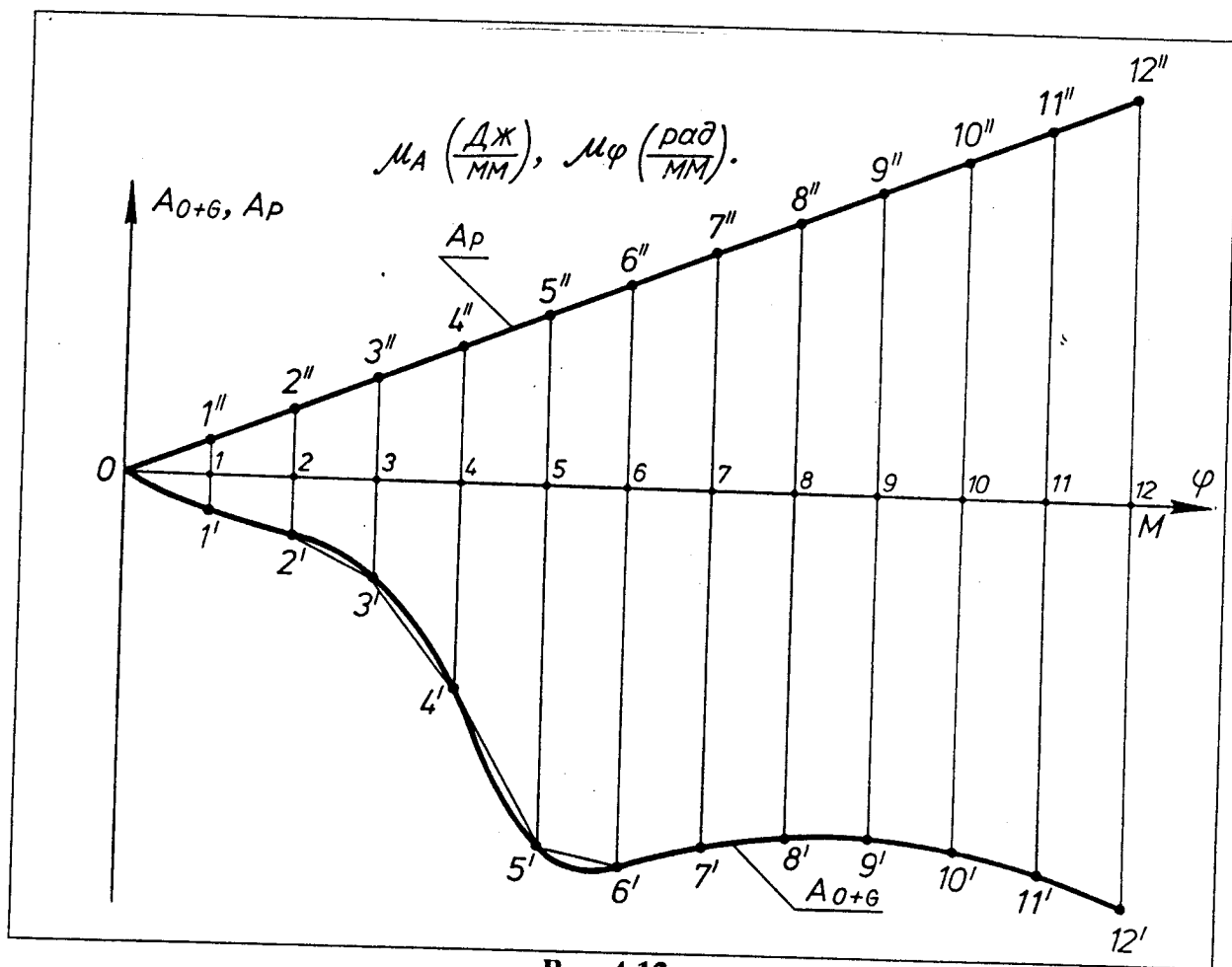


Рис. 4.12

Через точку O системи координат $A_{O+G}-\varphi$ (рис.4.12) проводимо лінію паралельно похилій PI до перетину з ординатою, проведеною через точку 1. Далі через одержану точку $1'$ проводимо лінію, що паралельна похилій PII , до перетину з ординатою, проведеною через точку 2, одержуємо точку $2'$ і т.д. При цьому одержуємо нові точки I, II, III, ..., XII.

*) Величина полюсної відстані PO впливає на ординати інтегральної функції. При зменшенні полюсної відстані ординати інтегральної функції зростають і навпаки.

жуємо ламану лінію $0-1'-2'-\dots-12'$. З'єднавши вершини ламаної лінії (точки $0, 1', 2', 3', \dots, 12'$) плавною кривою, одержуємо графік робіт сил опору і ваги $A_{O+C}(\varphi)$. Масштабний коефіцієнт осі абсцис цього графіка μ_φ залишається таким же, як і на попередньому графіку, а масштабний коефіцієнт осі ординат обчислюється за формулою

$$\mu_A = PO \mu_M \mu_\varphi, \text{ Дж/мм.} \quad (4.35)$$

Полюсна відстань PO береться в мм.

Будуємо графік роботи рушійних сил $A_p(\varphi)$, прикладених до машини. Нехтуємо при цьому залежністю рушійного моменту двигуна (електродвигуна, двигуна внутрішнього згорання) від кутової швидкості обертання його вала, тобто вважаємо, що зведений момент рушійних сил M_{36}^p , прикладений зі сторони двигуна до вхідної ланки машини, є постійною величиною *). Крім того, при дослідженні за-

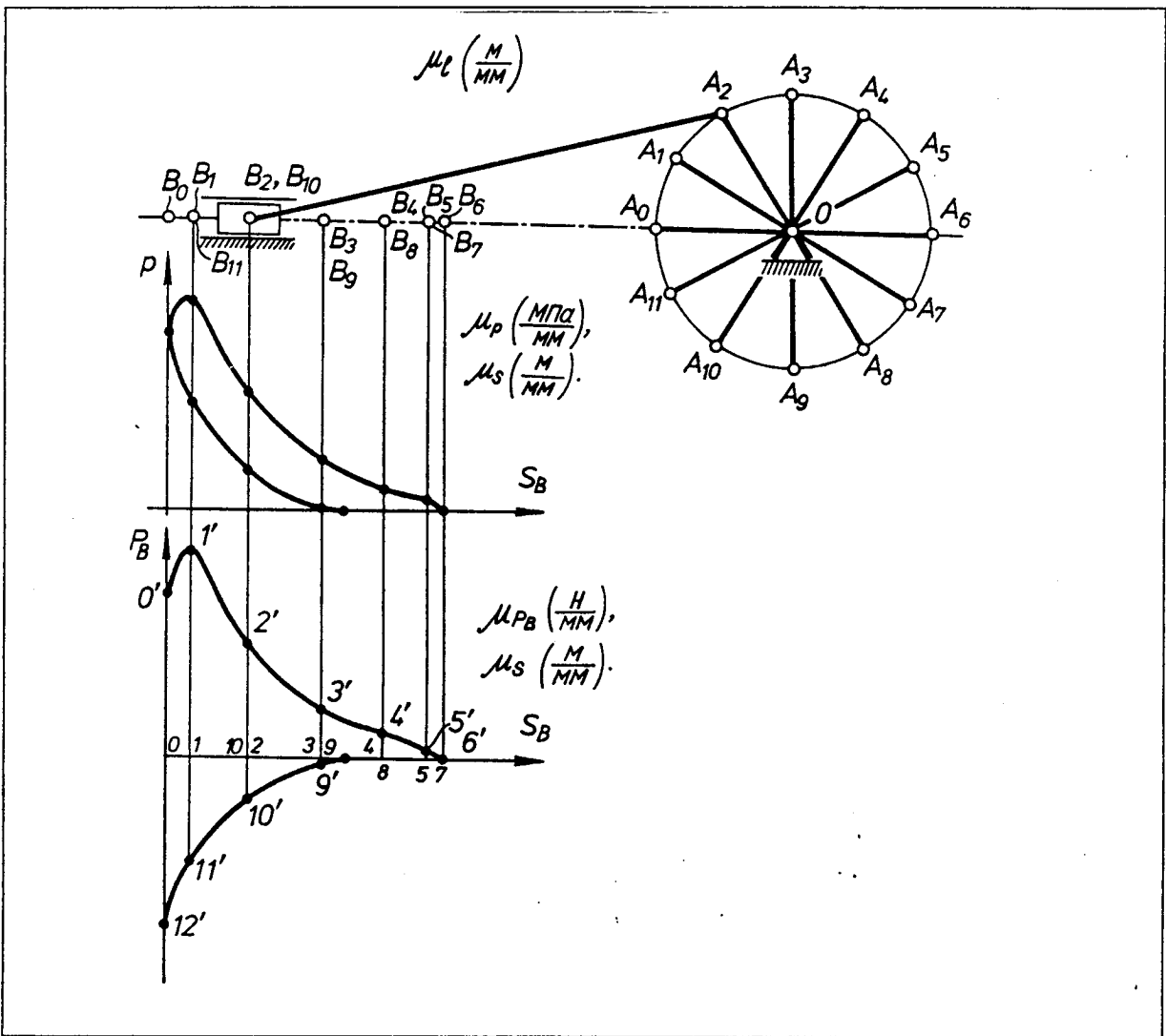


Рис. 4.13

*) В дійсності момент, який розвиває двигун, залежить від кутової швидкості обертання його вала. Вплив цього фактора на закон руху вхідної ланки машини, що приводиться в рух двигуном, розглядається в роботах [13, 15].

конів руху двигунів вважатимемо, що момент опору, прикладений зі сторони робочої машини до колінвала двигуна, є також постійною величиною. Враховуємо також і те, що при усталеному режимі руху машини за 1 цикл робота сил опору дорівнює роботі сил рушійних, тобто $|A_o| = A_p$. Це означає, що за 1 цикл

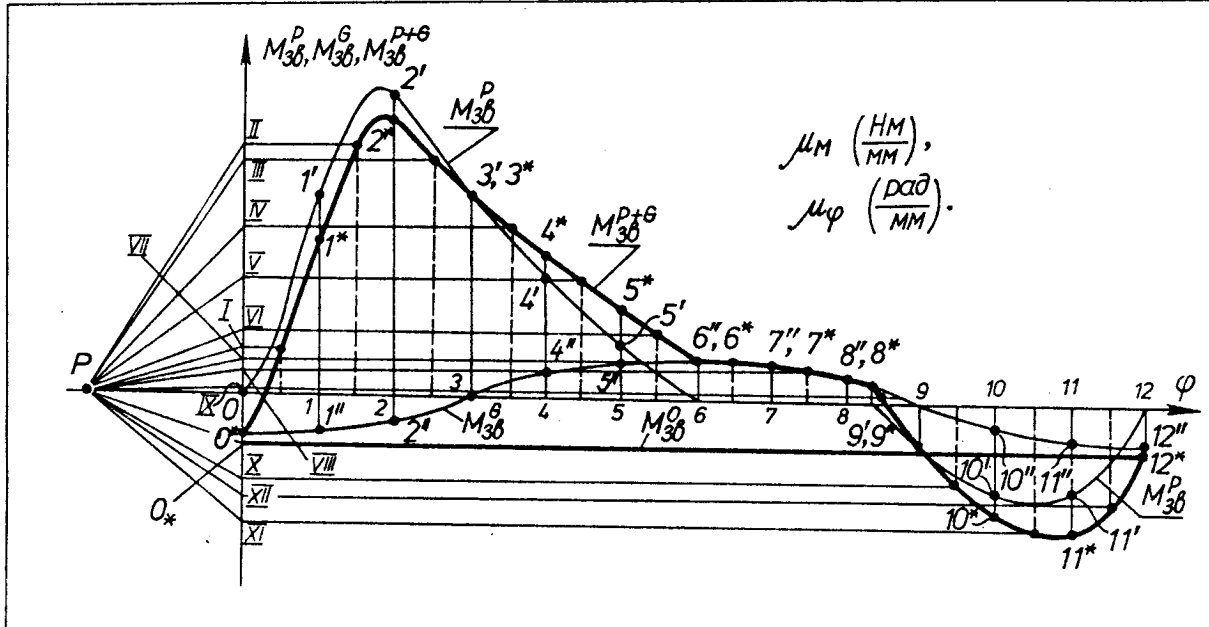


Рис. 4.14

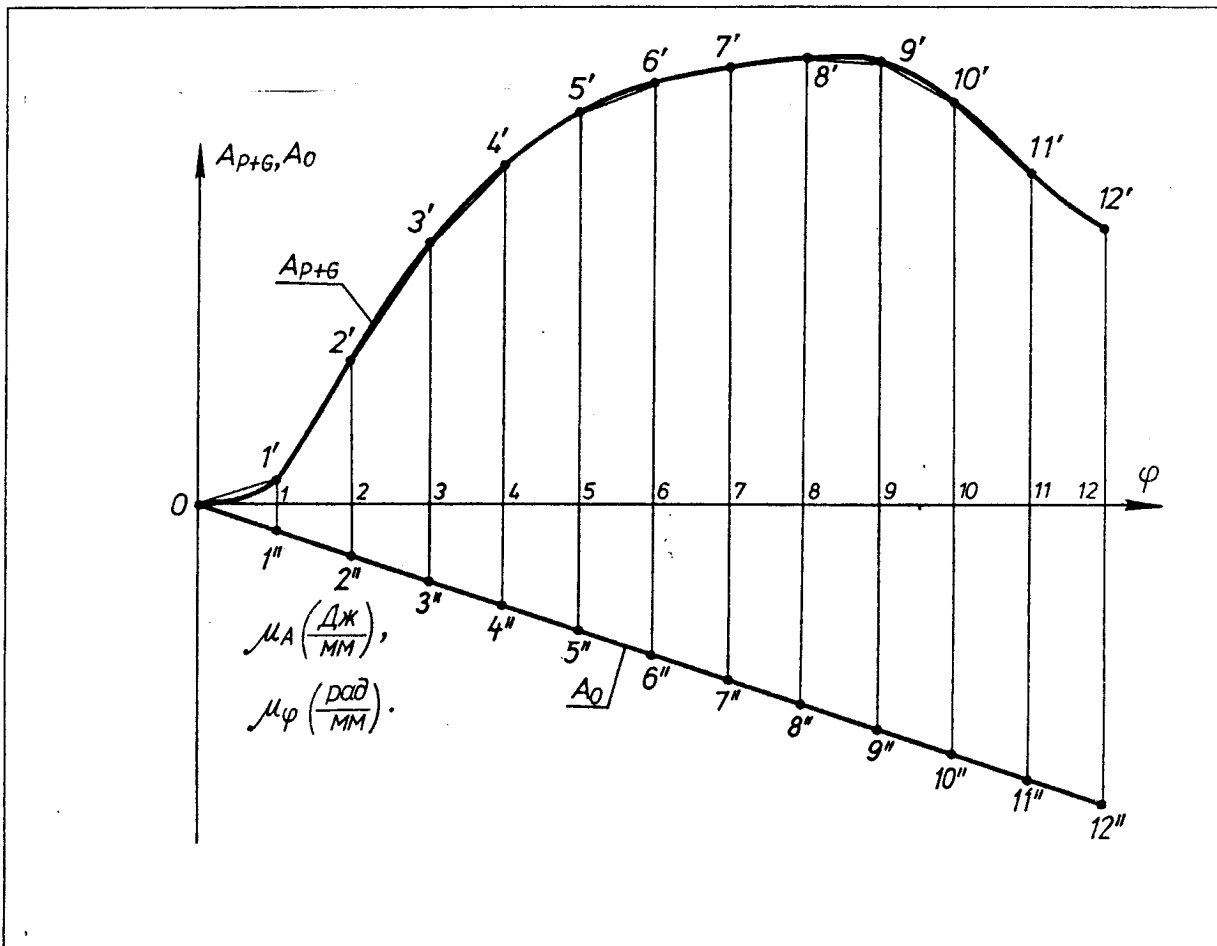


Рис. 4.15

$|A_{O+G}| = A_p$, т.я. за 1 цикл $A_G = 0$. При постійному зведеному моменті $M_{3\phi}^P$ робота рушійних сил буде лінійною функцією кута повороту кривошипа φ , а при $|A_{O+G}| = A_p$ за цикл ця функція повинна проходити через точку $12''$. При цьому $12'' = /12-12'/$ (рис.4.12)

Диференціюємо побудований графік $A_p(\varphi)$ і одержуємо графік зведеного моменту рушійних сил $M_{3\phi}^P(\varphi)$. Через полюс P (рис.4.11) проводимо лінію паралельно $A_p(\varphi)$ до перетину з віссю ординат. Через одержану точку O_* проводимо лінію, паралельно осі абсцис. Ця лінія і є графіком $M_{3\phi}^P(\varphi)$. Величина $M_{3\phi}^P = OO_* \mu_M, Нм$.

На рис.4.13 зображена кінематична схема двотактного двигуна внутрішнього згорання, під схемою наведена його індикаторна діаграма. З допомогою індикаторної діаграми побудовано графік рушійної сили $P_B(S_B)$. Одним із способів, про які йшла мова вище, було обчислено $M_{3\phi}^P, M_{3\phi}^G$ і $M_{3\phi}^{P+G}$ ($M_{3\phi}^{P+G} = M_{3\phi}^P + M_{3\phi}^G$) для 12 положень двигуна. По одержаних результатах аналогічно, як і для робочої машини, викреслюються графіки зведених моментів $M_{3\phi}^P(\varphi), M_{3\phi}^G(\varphi), M_{3\phi}^{P+G}(\varphi)$, які зображені на рис.4.14. Методом інтегрування функції $M_{3\phi}^{P+G}(\varphi)$ отримуємо графік роботи сил рушійних і ваги $A_{P+G}(\varphi)$ (рис.4.15) і, враховуючи те, що $M_{3\phi}^O = const$, будуємо лінійну функцію роботи сил опору $A_O(\varphi)$. Диференціюванням цієї функції одержуємо величину зведеного моменту опору $M_{3\phi}^O$ ($M_{3\phi}^O = OO_* \mu_M, Нм$) (рис.4.14).

Таким чином, розглянуто побудову графіків зведених моментів сил опору, ваги, рушійних сил, а також графіків роботи сил опору і сил рушійних для робочих машин і машин-двигунів.

4.6. Побудова графіків приросту кінетичної енергії, зведеного моменту інерції машини і діаграми енергоінерції

Після побудови графіків робіт сил (рис.4.12, рис.4.15) будується графік приросту кінетичної енергії машини $\Delta T(\varphi)$. Для побудови цього графіка в випадку робочої машини необхідно алгебраїчно скласти ординати графіків робіт $A_{O+G}(\varphi)$ і $A_p(\varphi)$.

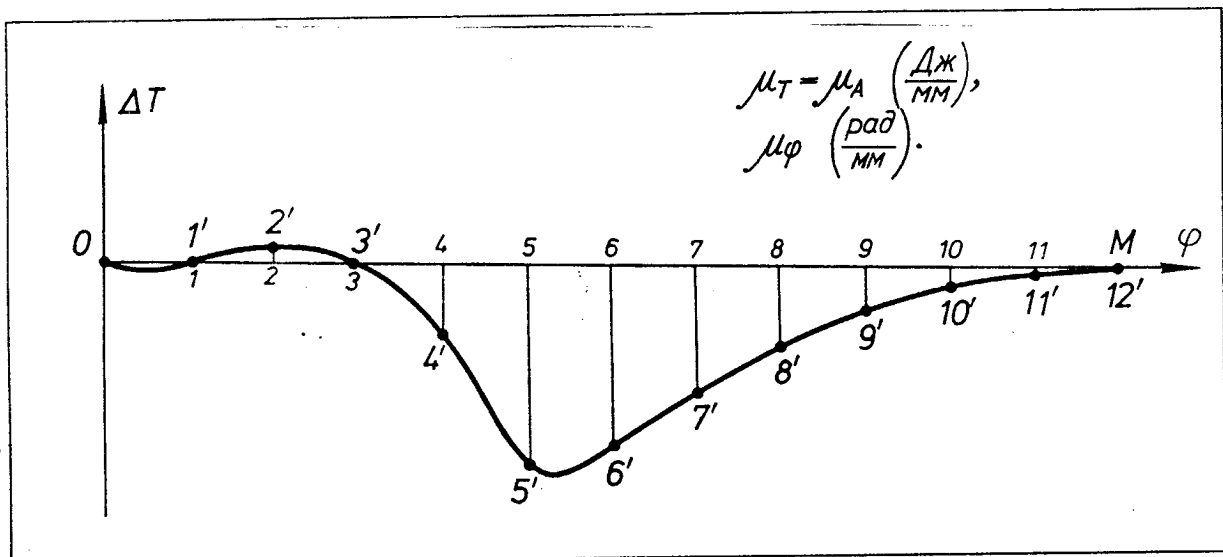


Рис. 4.16

Тобто, для одержання ординати графіка $\Delta T(\varphi)$ (рис.4.16) в будь-якому положенні механізму потрібно від більшої ординати одного із двох графіків роботи (рис.4.12) в цьому положенні відняти меншу і одержану різницю відкласти на графіку $\Delta T(\varphi)$ в сторону більшої ординати. Щоб одержати ординати графіка $\Delta T(\varphi)$ для двигунів необхідно алгебраїчно скласти ординати графіків робіт $A_{P+G}(\varphi)$ і $A_o(\varphi)$ (рис.4.15). Графік $\Delta T(\varphi)$ для двигуна тут не зображено.

Далі по результатах розрахунку зведеного моменту інерції машини викреслюється графік $I_{зв}(\varphi)$. При цьому рекомендується по осі ординат відкладати тільки змінну частину моменту, щоб наглядно побачити як міняється цей момент при зміні положень машини. Крім того, в наступному розділі для визначення кутового прискорення вхідної ланки необхідно буде знати з достатньою точністю похідну $dI_{зв}/d\varphi$. Якщо побудувати графік $I_{зв}(\varphi)$ так, щоб від початку координат $I_{зв} - \varphi$ відкласти повний зведений момент $I_{зв}$, то в такому разі для багатьох машин цей графік наблизатиметься до прямої, яка паралельна осі абсцис, і знайти похідну $dI_{зв}/d\varphi$ стає практично неможливо.

Послідовність побудови графіка зведеного моменту інерції машини $I_{зв}(\varphi)$:

- 1) вибираємо систему координат $I_{зв} - \varphi$;
- 2) по осі абсцис відкладаємо відрізок OM , такий же як і на графіках моментів сил і робіт, а тому масштабний коефіцієнт осі абсцис μ_φ залишається незмінним;
- 3) розраховуємо масштабний коефіцієнт осі ординат

$$\mu_I = \frac{I_{звнб.} - I_o}{Y_{нб.}} \text{ (кгм}^2\text{/мм)},$$

де I_o - постійна частина зведеного моменту інерції,

$I_{звнб.}$ - найбільше значення $I_{зв}$ з дванадцяти обчислених значень;

$Y_{нб.}$ - найбільша ордината графіка $I_{зв}(\varphi)$ (вибирається проектантом);

- 4) обчислюємо ординати графіка $I_{зв}(\varphi)$

$$ii' = \frac{I_{звi} - I_o}{\mu_I}, \text{ (} i=0,1,2,\dots,11),$$

відкладаємо їх, одержані точки сполучаємо плавною кривою і одержуємо графік $I_{зв}(\varphi)$.

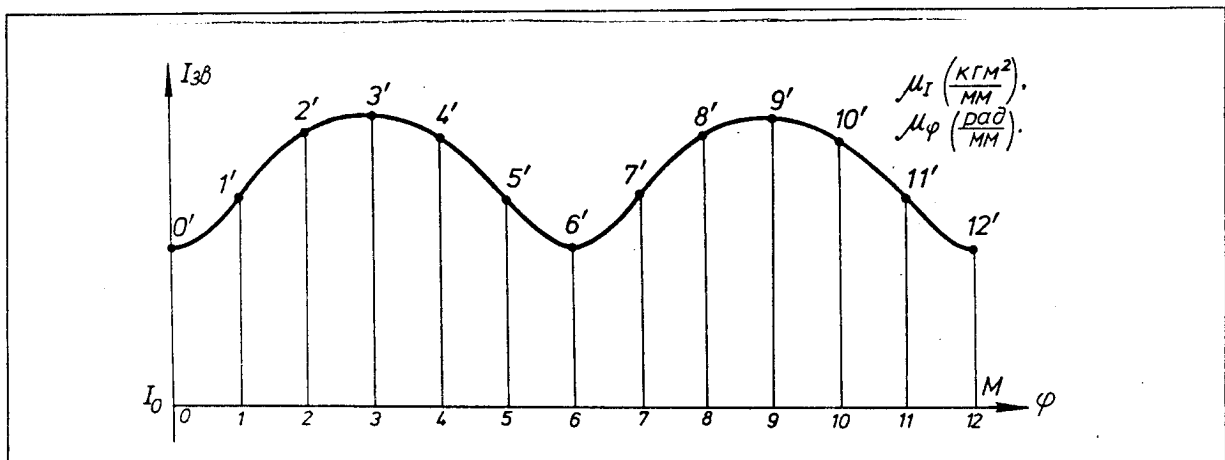


Рис. 4.17

На рис.4.17 викреслено графік $I_{зв}(\varphi)$ для пресової машини.

Діаграма енергоінерції (діаграма Ф.Вітенбауера) - це залежність приросту кінетичної енергії машини від її зведеного моменту інерції, тобто функція $\Delta T(I_{зв})$. Побудова діаграми може бути виконана так:

- 1) вибираємо осі координат $\Delta T - I_{зв}$ (рис.4.18);
- 2) масштабний коефіцієнт μ_T осі ординат діаграми приймаємо рівним масштабному коефіцієнту осі ординат графіка $\Delta T(\varphi)$ (рис.4.16);
- 3) масштабний коефіцієнт осі абсцис діаграми обчислюємо

$$\mu_I^* = \frac{I_{звнб.}}{X_{нб.}}, \text{ кгм}^2/\text{мм}$$

($X_{нб.}$ - найбільша абсциса діаграми (вибирається проектантом));

4) від точки O початку діаграми енергоінерції, відкладаємо ординати графіка $\Delta T(\varphi)$ і отримуємо точки $0,1,2,3,\dots,11$ (рис.4.18);

5) через точки $0,1,2,\dots,11$ проводимо горизонтальні лінії і по цих лініях від вказаних точок відкладаємо відповідно відрізки $ii' = I_{звi}/\mu_I^*$, мм (i - номер положення механізму, $i=0,1,2,\dots,11$), які зображають зведений момент інерції машини, одержуємо точки $0',1',2',\dots,11'$;

6) точки $0',1',2',\dots,11'$ сполучаємо послідовно плавною замкнутою кривою і діаграма енергоінерції побудована (рис.4.18).

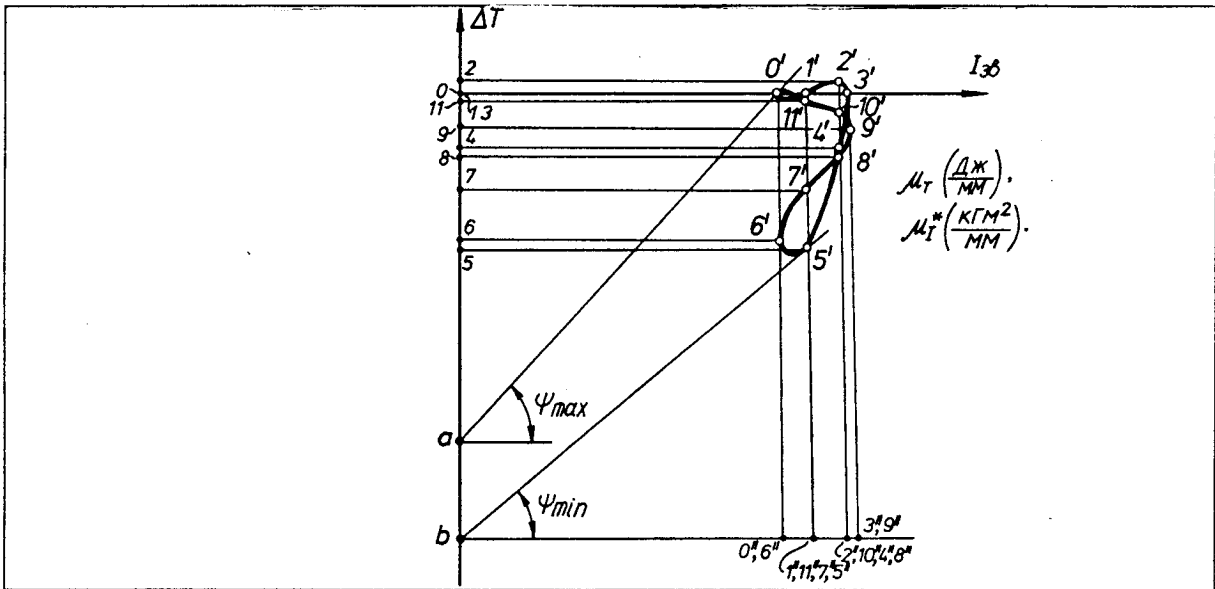


Рис. 4.18

4.7. Визначення по діаграмі енергоінерції моменту інерції маховика і кутової швидкості вхідної ланки машини

Маховик - це додаткова маса, що здійснює обертальний рух, і встановлюється в машині з метою зменшення нерівномірності обертання її вхідної ланки. Нерівномірність обертання вхідної ланки оцінюють коефіцієнтом нерівномірності

ходу машини δ . Чим більший коефіцієнт δ , тим більша нерівномірність обертання і навпаки. Цей коефіцієнт визначається по формулі

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad (4.36)$$

де $\omega_{\max}, \omega_{\min}, \omega_{\text{ср}}$ - відповідно максимальна, мінімальна і середня швидкість обертання вхідної ланки машини за 1 цикл її усталеного руху.

Практикою експлуатації машин встановлені значення коефіцієнта δ . Ці значення наведені в табл.4.1 [9].

При виконанні курсових проектів коефіцієнт δ для машини задається, а в випадку реального проекту цей коефіцієнт може бути взятий з табл.4.1. Часто виявляється, що величина зведеного моменту інерції I_M машини є недостатньою, щоб забезпечити задане значення коефіцієнта δ . В такому разі в машині необхідно встановити додаткову масу, тобто маховик, момент інерції якого I_M .

Таблиця 4.1

Значення коефіцієнта δ для різноманітних типів машин

№пп	Типи машин	Коефіцієнт δ
1.	Насоси	1/5...1/30
2.	Сільськогосподарські машини	1/10...1/50
3.	Металорізальні верстати	1/20...1/50
4.	Ткацькі і поліграфічні машини	1/20...1/50
5.	Корабельні двигуни	1/20...1/100
6.	Двигуни внутрішнього згорання, компресори	1/80...1/150
7.	Електричні генератори постійного струму	1/100...1/200
8.	Електричні генератори змінного струму	1/200...1/300
9.	Авіаційні двигуни	1/100 і мен.

Величина моменту I_M інерції маховика при заданому значенні коефіцієнта δ знаходиться з допомогою діаграми енергоінерції. Для цього попередньо на вказаній діаграмі (рис.4.18) необхідно знайти відрізок ab . Цей відрізок одержується на перетині з віссю ординат діаграми двох ліній, які проведені під кутами ψ_{\max} і ψ_{\min} до горизонталі так, що вони дотикаються діаграмі відповідно зверху і знизу. Куты ψ_{\max} і ψ_{\min} визначаються з рівнянь

$$\begin{aligned} \psi_{\max} &= \arctg \left(\frac{\mu_I^* \omega_{\text{ср}}^2 (1 + \delta)}{2\mu_T} \right), \\ \psi_{\min} &= \arctg \left(\frac{\mu_I^* \omega_{\text{ср}}^2 (1 - \delta)}{2\mu_T} \right). \end{aligned} \quad (4.37)$$

Момент інерції маховика, що забезпечує заданий коефіцієнт нерівномірності ходу машини δ , дорівнює

$$I_M = \frac{ab \mu_T}{\delta \omega_{\text{ср}}^2} \quad (\text{кгм}^2). \quad (4.38)$$

Для визначення кутової швидкості вхідної ланки машини (кривошипа) необхідно через точку b діаграми енергоінерції (рис.4.18) провести горизонтальну лінію, а з точок i' ($i' = 0', 1', 2', \dots, 11'$) діаграми опустити перпендикуляри на цю

лінію. Кутова швидкість $\omega_{(i)}$ кривошипа в будь-якому i -ому положенні машини буде

$$\omega_{(i)} = \left[\frac{2\mu_T (c_1 + i'i'')}{\mu_I^* (c_2 + bi'')} \right]^{0,5} \left(\frac{\text{рад}}{c} \right), \quad (4.39)$$

де $c_2 = I_M / \mu_I^*$ (мм), $c_1 = c_2 \operatorname{tg} \psi_{\min}$ (мм), $i = 0, 1, 2, \dots, 11$.

Відрізки $i'i''$, bi'' вимірюються по діаграмі.

4.8. Побудова графіка зміни кутової швидкості вхідної ланки машини

По результатах розрахунку кутової швидкості вхідної ланки (кривошипа) машини будується графік $\omega(\varphi)$. Для цього вибирається система координат $\omega - \varphi$ (рис.4.19) Якщо по осі ординат від точки O відкласти повну кутову швидкість вхідної ланки, то цей графік для більшості машин буде близький до прямої, що паралельна осі абсцис, і зміни кутової швидкості вхідної ланки при переході від одного положення машини до другого практично не буде видно. Тому доцільно будувати графік зміни кутової швидкості вхідної ланки. Точка O на графіку (рис.4.19) відповідає середній кутовій швидкості цієї ланки, а ординати графіка зображують відхилення від середньої швидкості ω_{cp} .

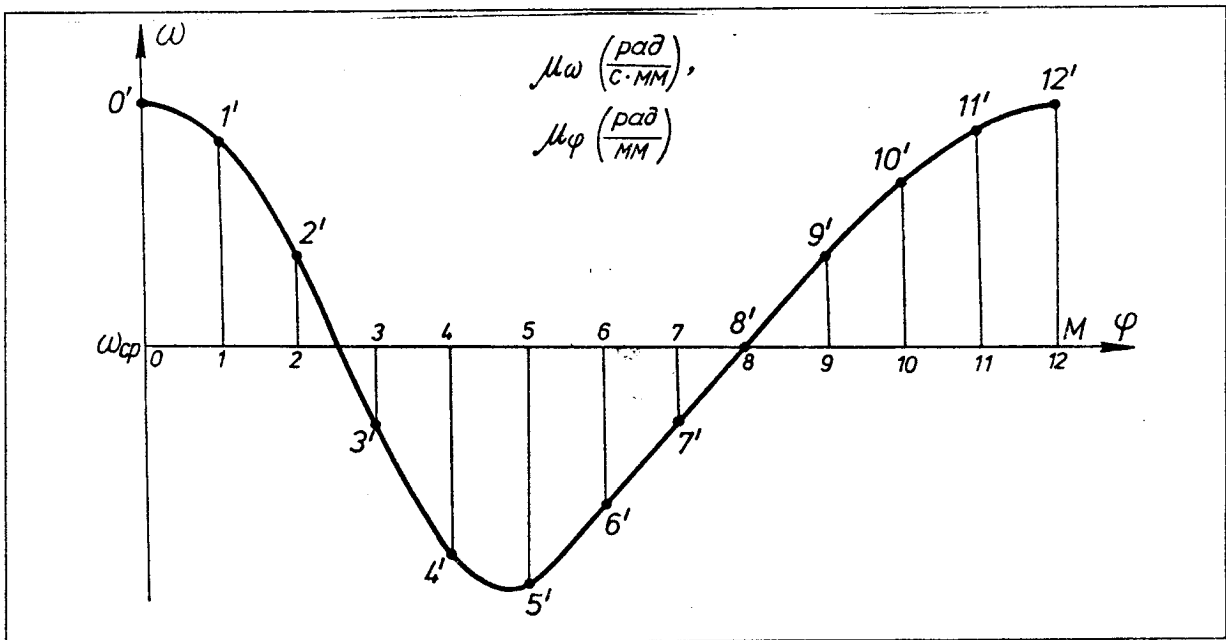


Рис.4.19

Побудова графіка $\omega(\varphi)$ виконується так:

1) по осі абсцис відкладаємо відрізок OM такої ж довжини, як і на графіках моментів сил, робіт і т.д., а тому μ_φ залишається таким же, як і на цих графіках;

2) відрізок OM розбиваємо на 12 рівних частин і номеруємо їх;

3) обчислюємо масштабний коефіцієнт осі ординат графіка

$$\mu_\omega = \frac{\omega_{нб.} - \omega_{cp}}{Y_{нб.}} \quad (\text{рад/с мм}),$$

тут $\omega_{нб.}$ - найбільша кутова швидкість вхідної ланки з 12 розрахованих;

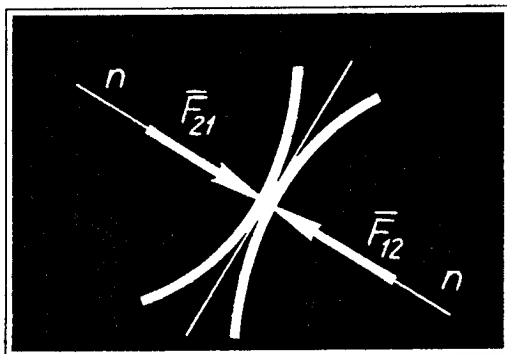
$Y_{нб.}$ - найбільша ордината графіка (вибирається проектантом);

4) визначаємо ординати графіка

$$ii' = \frac{\omega(i) - \omega_{ср}}{\mu_{\omega}} \text{ (мм)},$$

i - номер положення механізму машини;

5) відкладаємо одержані ординати і сполучаємо точки $0', 1', 2'$ і т.д. плавною кривою. Графік $\omega(\varphi)$ побудовано (Рис. 4.19). По осі ординат в точці O вказується числове значення середньої кутової швидкості $\omega_{ср}$ вхідної ланки машини.



КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

5.1. Побудова планів швидкостей і прискорень

Для контрольних положень механізму виконується кінематичне дослідження методом планів швидкостей і прискорень, а також аналітичним методом. Методику і послідовність побудови планів розглянемо на прикладах. Попередньо нагадаємо деякі положення кінематики плоского руху абсолютно твердого тіла, які вивчаються в курсі теоретичної механіки. Відомо, що такий рух тіла можна розкласти на два рухи - переносний поступальний з кінематичними характеристиками довільної точки тіла і відносний обертальний навколо цієї точки. Таким чином, швидкість \vec{V}_B довільної точки B тіла буде дорівнювати геометричній сумі швидкостей вказаних двох рухів:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (5.1)$$

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:

$$V_{BA} = \omega l_{AB} \text{ (м/с)}, \quad (5.2)$$

тут ω - кутова швидкість тіла в рад/с ; l_{AB} - віддаль між точками A і B в метрах. Вектор \vec{V}_{BA} напрямлений перпендикулярно до прямої AB .

Аналогічно маємо для прискорень:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}.$$

В свою чергу прискорення \vec{a}_{BA} в обертальному русі можна розкласти на два прискорення:

$$\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t, \quad (5.3)$$

де \vec{a}_{BA}^n - нормальне прискорення, яке ще називають доцентровим, \vec{a}_{BA}^t - тангенціальне прискорення. Нормальне прискорення визначається за формулою:

$$a_{BA}^n = \omega^2 l_{AB} \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

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

$$a_{BA}^t = \varepsilon l_{AB} \text{ (м/с}^2\text{)}. \quad (5.4)$$

Тут ε - кутове прискорення тіла в $\text{рад}/\text{с}^2$. З врахуванням (5.3) і (5.4) формула для прискорення точки B приймає вигляд:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \quad (5.5)$$

На рис.5.1а зображено тіло, яке здійснює плоский рух, на рис.5.1б векторний багатокутник швидкостей, на рис.5.1в - векторний багатокутник прискорень. Такі багатокутники називаються планами швидкостей і прискорень тіла. Рух тіла буде визначеним, якщо відомі швидкості і прискорення двох його точок.

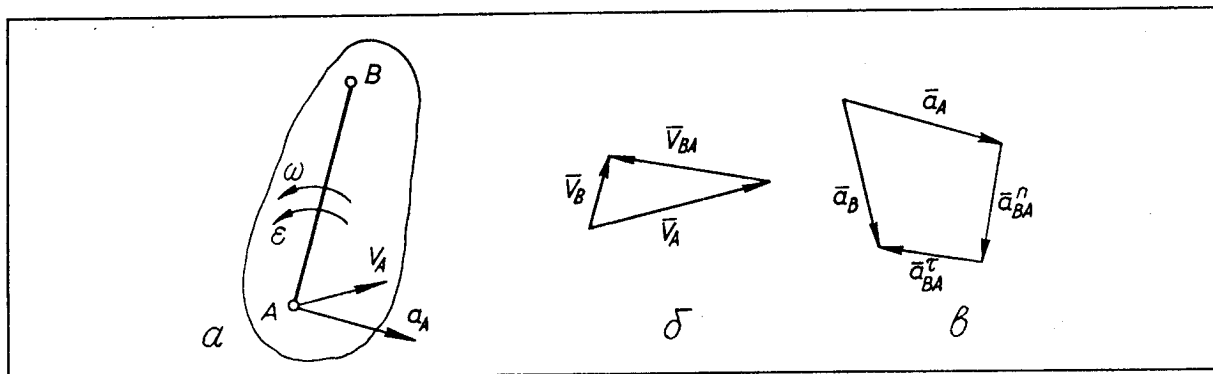


Рис. 5.1

Ці положення використовуються при побудові планів швидкостей і прискорень плоских механізмів. Кожна ланка розглядається як тіло, що здійснює плоский рух. Необхідно визначити швидкість і прискорення двох точок, які належать кожній ланці. Цими точками є центри шарнірів обертальних пар і однойменні точки елементів поступальних кінематичних пар. Побудова планів швидкостей і прискорень виконується по структурних групах, які входять в склад механізму в послідовності їх приєднання до вхідної ланки. В структурній групі відомі швидкості і прискорення зовнішніх кінематичних пар. Невідомими є швидкості і прискорення внутрішньої кінематичної пари, в якій вибирається одна точка, котра є спільною для двох ланок, що утворюють цю пару.

При кінематичному аналізі механізмів методом планів спочатку будується план швидкостей, а потім план прискорень.

Розглянемо побудову планів швидкостей і прискорень на прикладі механізму, викресленого на рис.5.2а. Цей шестиланковий механізм утворено приєднанням до початкового механізму 0-1 структурної групи 2-3, а до неї - групи 4-5. Відомі розміри ланок l_{OA} , l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , l_{BE} , l_{EF} в метрах, кут φ_1 повороту кривошипа до заданого положення, його кутова швидкість ω_1 ($\text{рад}/\text{с}$) і прискорення ε_1 ($\text{рад}/\text{с}^2$).

Будуємо кінематичну схему механізму в одному з стандартних масштабів і визначаємо масштабний коефіцієнт схеми $\mu_l = l_{AB}/AB$ ($\text{м}/\text{мм}$). Для кривошипа відома швидкість $V_A = 0$ точки A . Визначаємо швидкість точки B :

$$V_B = \omega_1 l_{AB} \quad (\text{м}/\text{с})$$

Вектор швидкості \bar{V}_B перпендикулярний до кривошипа AB точки і напрямлений в сторону його обертання. Вибираємо полюс p_v плану швидкостей і від нього

відкладаємо відрізок $p_v b \parallel AB$, який зображує швидкість V_B . Вказуємо стрілкою напрям цієї швидкості. Обчислюємо масштабний коефіцієнт побудови :

$$\mu_v = \frac{V_B}{p_v b} \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right).$$

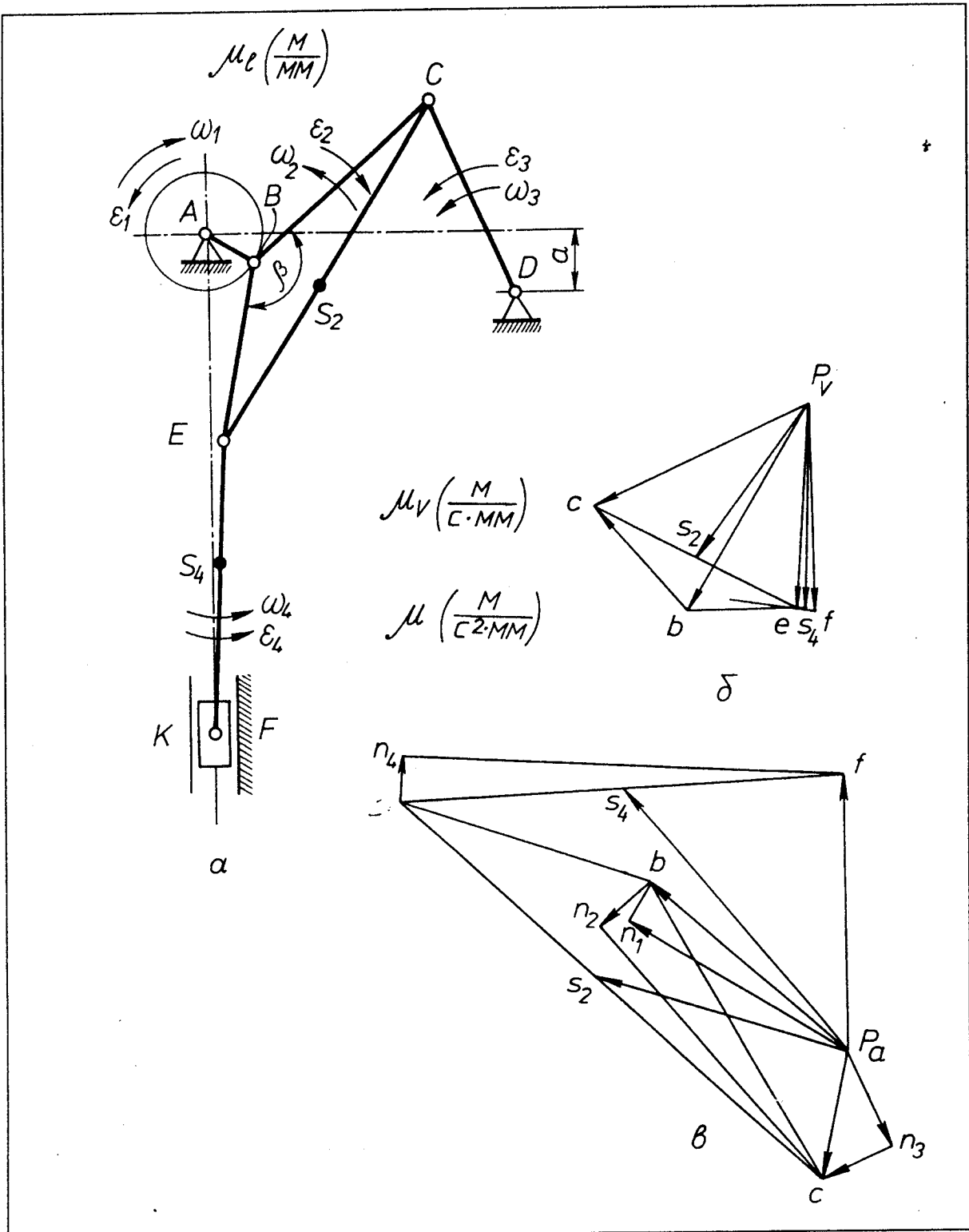


Рис. 5.2

Отже, для кривошипа тепер відомі швидкості двох точок A і B . Переходимо до структурної групи 2-3, яка першою приєднана до кривошипа. В цій групі відомі

швидкості двох крайніх кінематичних пар B і D . Для визначення швидкості точки C , яка співпадає з центром внутрішньої кінематичної пари і належить одночасно двом ланкам 2 і 3, запишемо два векторних рівняння швидкостей:

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB}; \\ \vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD}. \end{cases}$$

На плані швидкостей через точку b проводимо пряму, перпендикулярну до CB , а через точку d , яка співпадає з полюсом p_v , пряму, перпендикулярну до CD . На перетині цих прямих одержуємо точку c . Вказуємо стрілками вектори $\overline{p_v c}$ і \overline{bc} , які зображують швидкості \vec{V}_C і \vec{V}_{CB} . Модулі цих швидкостей дорівнюють:

$$V_C = (p_v c) \mu_v \text{ (м/с)}; \quad V_{CB} = (bc) \mu_v \text{ (м/с)}$$

Положення точки e на плані швидкостей шукаємо, користуючись теоремою подібності. Згідно цієї теореми фігури, утворені відрізками прямих, які з'єднують відповідні точки окремої ланки на її схемі і на планах швидкостей і прискорень, подібні між собою. Щоб побудувати на плані швидкостей трикутник bce , подібний до трикутника BCE на схемі ланки, визначаємо довжини відрізків be і ce із рівнянь:

$$\frac{be}{BE} = \frac{ce}{CE} = \frac{bc}{BC};$$

$$be = \frac{BE}{BC} bc = \frac{l_{BE}}{l_{BC}} bc \text{ (мм)};$$

$$ce = \frac{CE}{BC} bc = \frac{l_{CE}}{l_{BC}} bc \text{ (мм)};$$

Розхилами циркуля be і ce з точок b і c робимо засічки і на їх перетині одержимо точку e . Точка e повинна бути розташована так, щоб при обході по годинниковій стрілці контурів фігури BCE на схемі ланки і bce на плані швидкостей, послідовність букв зберігалась. Сполучивши точку e з полюсом, одержимо швидкість точки E :

$$V_E = (p_v e) \mu_v \text{ (м/с)}.$$

Величини кутових швидкостей ланок 2 та 3 знаходимо за формулами:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}} \text{ (рад/с)}; \quad \omega_3 = \frac{V_C}{l_{CD}} \text{ (рад/с)}.$$

Напрямки кутових швидкостей ланок знаходимо з допомогою умовного переносу векторів швидкостей \vec{V}_{CB} і \vec{V}_C в точку C на схемі механізму. Вектор \vec{V}_{CB} вказує на обертання ланки 2 навколо точки B проти ходу годинникової стрілки, і вектор \vec{V}_C - на обертання ланки 3 навколо точки D також проти ходу годинникової стрілки. Для визначення швидкості точки S_2 , яка лежить на ланці 2, використовуємо теорему подібності. Положення точки s_2 на плані швидкостей знаходимо з пропорції:

$$\frac{cs_2}{ce} = \frac{CS_2}{CE}; \quad cs_2 = ce \frac{CS_2}{CE} \text{ (мм)}.$$

Відкладаючи обчислений відрізок cs_2 від точки c , знаходимо положення точки s_2 . Сполучивши точку s_2 з полюсом p_v , одержуємо швидкість точки S_2 :

$$V_{S_2} = (p_v s_2) \mu_v \text{ (м/с)}.$$

Наступна структурна група утворена ланками 4 і 5. Повзун 5 рухається по нерухомій напрямній і швидкість кожної його точки паралельна цій напрямній. Дана умова дозволяє записати для швидкості точки F векторне рівняння:

$$\bar{V}_F = \bar{V}_E + \bar{V}_{FE}.$$

В цьому рівнянні відомі напрямки швидкостей \bar{V}_F і \bar{V}_{FE} . З точки e , на плані швидкостей, проводимо пряму, перпендикулярну до шатуна EF , а з полюса p_v - пряму, паралельну напрямній Ay . На їх перетині одержуємо точку f . Тепер обчислюємо швидкості:

$$V_F = (p_v f) \mu_v \text{ (м/с)}; \quad V_{FE} = (ef) \mu_v \text{ (м/с)}.$$

Щоб визначити швидкість точки S_4 , складаємо пропорцію

$$\frac{es_4}{ef} = \frac{ES_4}{EF},$$

з якої

$$es_4 = ef \frac{ES_4}{EF} \text{ (мм)}.$$

Сполучаємо полюс p_v з точкою s_4 і обчислюємо швидкість:

$$V_{S_4} = (p_v s_4) \mu_v \text{ (м/с)}.$$

Кутову швидкість ланки 4 визначаємо за формулою:

$$\omega_4 = \frac{V_{FE}}{l_{EF}} \text{ (рад/с)}.$$

Переносимо умовно вектор швидкості \bar{V}_{FE} в точку F і бачимо, що він вказує на обертання ланки FE відносно точки E проти руху годинникової стрілки.

Переходимо до побудови плану прискорень. Послідовність побудови плану прискорень така ж, як і плану швидкостей. Враховуючи те, що точка A кривошипа нерухома записуємо рівняння для визначення прискорення точки B у вигляді (5.3):

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t.$$

Обчислюємо величини прискорень, що входять в рівняння:

$$a_{BA}^n = \omega_1^2 l_{AB} \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_{BA}^t = \varepsilon_1 l_{AB} \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Вектор нормального прискорення \bar{a}_{BA}^n напрямлений від точки B до A , а вектор тангенціального прискорення \bar{a}_{BA}^t - перпендикулярний до AB в напрямку кутового прискорення ε_1 . Від полюса p_a плану прискорень відкладаємо вектор $\overline{p_a n_1}$, який зображує нормальне прискорення \bar{a}_{BA}^n з масштабним коефіцієнтом:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}^n}{p_a n_1} \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right).$$

Користуючись цим масштабним коефіцієнтом, визначаємо довжину відрізка для тангенціального прискорення \bar{a}_{BA}^t на плані:

$$n_1 b = \frac{a_{BA}^t}{\mu_a} \text{ (мм)}.$$

Відкладаємо вектор $\overline{n_1 b}$ від точки n_1 . Сполучаємо полюс p_a з точкою b . Одержуємо вектор $\overline{p_a b}$, який зображує повне прискорення \bar{a}_B точки B . Величина цього прискорення дорівнює

$$a_B = (p_{ab}) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Розглядаємо першу структурну групу. Записуємо рівняння прискорень для точки C :

$$\begin{cases} \bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^t; \\ \bar{a}_C = \bar{a}_D + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{CD}^t. \end{cases}$$

В обох векторних рівняннях для тангенціальних прискорень \bar{a}_{CB}^t та \bar{a}_{CD}^t відомі лише їх напрями ($\bar{a}_{CB}^t \parallel CB$, $\bar{a}_{CD}^t \parallel CD$). Величини цих прискорень знаходяться в результаті побудови плану прискорень. Нормальні прискорення знаходимо за формулами:

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{BC}} \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_{CD}^n = \frac{V_{CD}^2}{l_{CD}} \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Ці прискорення паралельні відповідним ланкам. Тобто $\bar{a}_{CB}^n \parallel CB$, $\bar{a}_{CD}^n \parallel CD$. Кожне з нормальних прискорень напрямлене до центра обертання ланки - прискорення \bar{a}_{CB}^n напрямлене від точки C до точки B , а прискорення \bar{a}_{CD}^n від точки C до точки D . Розв'язуємо записану вище систему рівнянь. Для цього від точки b , кінця вектора \bar{a}_B , відкладаємо вектор \bar{a}_{CB}^n , а від точки d вектор \bar{a}_{CD}^n . Відрізки, які зображують ці вектори, дорівнюють:

$$bn_2 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} \text{ (мм)}; \quad p_a n_3 = dn_3 = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} \text{ (мм)}.$$

З точок n_2 і n_3 проводимо відповідно лінії, по яких напрямлені тангенціальні прискорення. На їх перетині одержуємо точку c . Сполучаємо полюс p_a плану прискорень з точкою c . Заміряємо відрізки $n_2 b$, $n_3 b$, $p_a c$ і обчислюємо відповідні прискорення:

$$a_{CB}^t = (n_2 b) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_{CD}^t = (n_3 b) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_C = (p_a c) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Положення точки e на плані прискорень знаходимо з теореми подібності. Для цього визначимо відрізки be і ce

$$be = bc \frac{BE}{BC} \text{ (мм)}; \quad ce = bc \frac{CE}{BC} \text{ (мм)}.$$

Розхилами циркуля, які відповідають цим розмірам, робимо засічки з точок b та c відповідно. На перетині одержуємо точку e . Її положення повинно відповідати обходу за годинниковою стрілкою контурів BCE і bce . Сполучаємо полюс p_a з точкою e . Вектор $\overline{p_a e}$ зображує прискорення \bar{a}_E у вибраному масштабі. Щоб знайти прискорення точки S_2 ділимо відрізок ce у пропорції

$$\frac{cs_4}{ce} = \frac{CS_4}{CE}.$$

Відкладаємо від точки c в напрямі до e відрізок

$$cs_4 = ce \frac{CS_4}{CE} \text{ (мм)}.$$

Сполучаємо полюс p_a з точкою s_4 . Обчислюємо модуль прискорення точки S_4 :

$$a_{S_4} = (p_a s_4) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Виразуємо величини кутових прискорень ε_2 , ε_3 ланок 2 та 3 за формулами:

$$\varepsilon_2 = \frac{\bar{a}_{CB}^t}{l_{BC}} \text{ (рад/с}^2\text{)}; \quad \varepsilon_3 = \frac{\bar{a}_{CD}^t}{l_{CD}} \text{ (рад/с}^2\text{)}.$$

Напрямки кутових прискорень ε_2 , ε_3 визначаємо за допомогою тангенціальних прискорень \bar{a}_{CB}^t , \bar{a}_{CD}^t , які переносимо умовно в точку c . При цьому знаходимо, що прискорення ε_2 напрямлене за рухом годинникової стрілки, а прискорення ε_3 - проти руху годинникової стрілки.

Для другої структурної групи записуємо одне рівняння для прискорення точки F :

$$\bar{a}_F = \bar{a}_E + \bar{a}_{FE}^n + \bar{a}_{FE}^t$$

Тут відомі напрямки абсолютного прискорення \bar{a}_F і тангенціального \bar{a}_{FE}^t :

$$\bar{a}_F \parallel Ay; \quad \bar{a}_{FE}^t \perp FE$$

Нормальне прискорення \bar{a}_{FE}^n напрямлене від точки F до точки E і має величину:

$$a_{FE}^n = \frac{V_{FE}^2}{l_{FE}} \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Виконуємо графічну побудову. Від точки e на плані прискорень відкладаємо вектор нормального прискорення, який зображується відрізком:

$$en_4 = \frac{a_{FE}^n}{\mu_a} \text{ (мм)}.$$

З точки n_4 проводимо лінію, перпендикулярну до EF , а з полюса плану - пряму, паралельну напрямній Ay . Точка перетину є шуканою точкою f . Тангенціальне і абсолютне прискорення цієї точки дорівнюють:

$$\bar{a}_{FE}^t = (n_4 f) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_F = (p_a f) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}$$

Положення точки s_4 на плані прискорень визначаємо, відклавши від точки e відрізок

$$es_4 = ef \frac{ES_4}{EF} \text{ (мм)}.$$

Сполучаємо полюс p_a з точкою s_4 і обчислюємо прискорення цієї точки:

$$a_{S_4} = (p_a s_4) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Кутове прискорення ε_4 ланки 4 дорівнює:

$$\varepsilon_4 = \frac{\bar{a}_{FE}^t}{l_{EF}} \text{ (рад/с}^2\text{)}.$$

Це прискорення напрямлене проти руху годинникової стрілки, на що вказує вектор \bar{a}_{FE}^t , умовно перенесений в точку F .

Аналізуючи одержані результати, констатуємо, що ланка 2 здійснює сповільнений обертальний рух, а ланки 3 і 4 - прискорений обертальний рух.

Розглянемо ще один приклад. На рис.5.3 показана кінематична схема механізму поперечно-строгального верстата. В його склад входять крім вхідної ланки 1 ще дві структурні групи, складені з ланок 2,3 і 4,5.

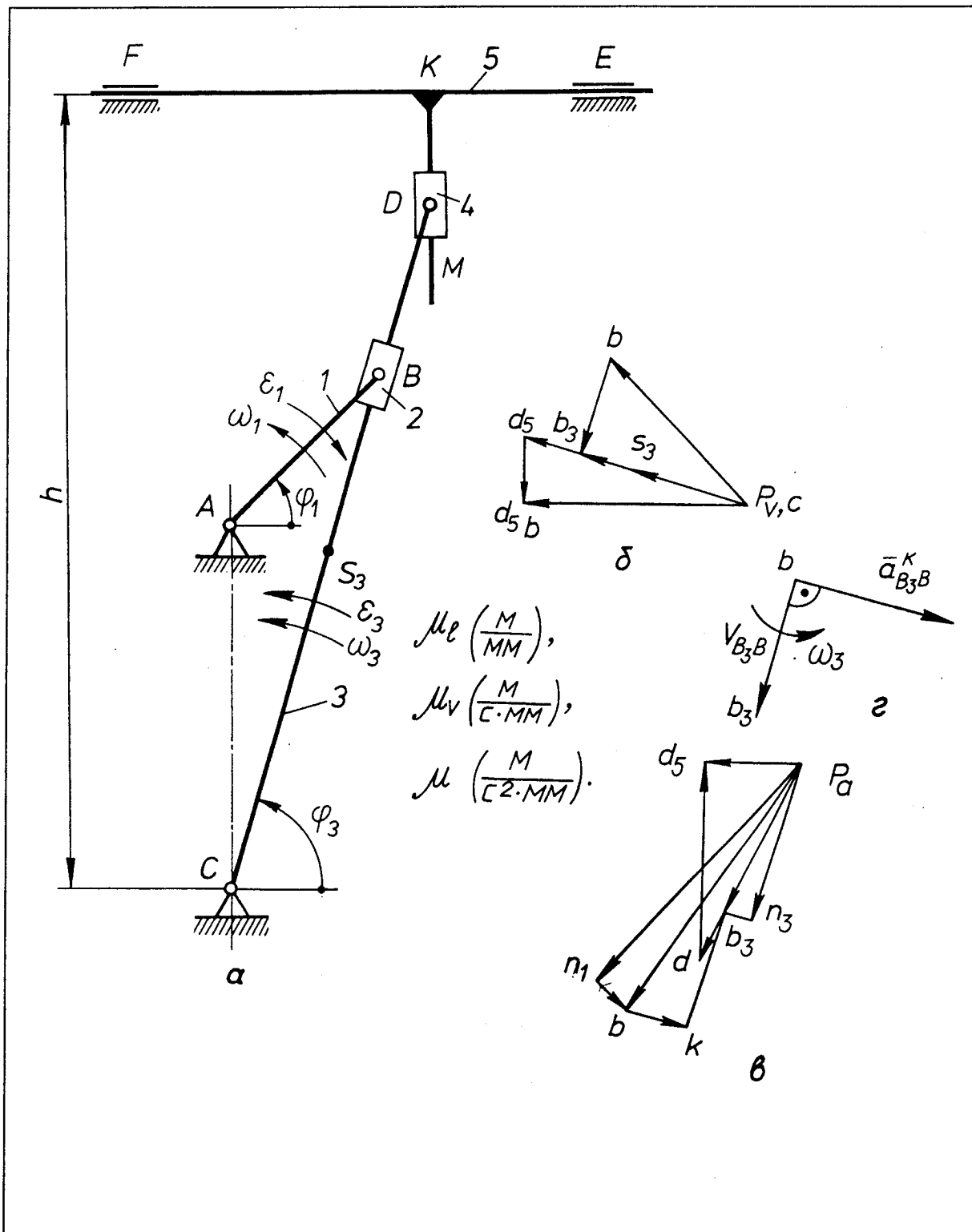


Рис. 5.3

Необхідно побудувати плани швидкостей і прискорень для положення, визначеного кутом φ_1 і параметрами руху вхідної ланки ω_1, ε_1 .

Будуємо кінематичну схему механізму в масштабі, якому відповідає масштабний коефіцієнт $\mu_l = l_{AB}/AB$.

Знаходимо швидкість точки B , яка належить ланці 1:

$$V_B = \omega_1 l_{AB} \text{ (м/с)}.$$

Від полюса p_v плану швидкостей відкладаємо відрізок $p_v b \perp AB$, який зображує вектор швидкості V_B . При цьому масштабний коефіцієнт плану швидкостей дорівнює:

$$\mu_v = \frac{V_B}{p_v b} \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right).$$

Переходимо до визначення швидкостей точок ланок першої структурної групи, в яку входять ланки 2-3. Відомі швидкості точок B і C , які належать зовнішнім кінематичним парам групи. Швидкість точки B_2 , яка належить ланці 2, дорівнює швидкості точки B першої ланки, тобто $V_{B_2} = V_B$. Невідома швидкість точки B_3 , яка належить ланці 3. Для її визначення записуємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{V}_{B_3} = \vec{V}_B + \vec{V}_{B_3B}; \\ \vec{V}_{B_3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{B_3C}. \end{cases}$$

Розв'язуємо цю систему рівнянь графічним методом. З точки b , кінця вектора $\overline{p_v b}$, проводимо пряму, паралельну ланці CD , а з точки c , яка співпадає з полюсом p_v , тому що $V_c = 0$, проводимо пряму, перпендикулярну до BC . На перетині цих прямих одержуємо точку b_3 . Сполучаємо полюс p_v з цією точкою і отримуємо вектор $\overline{p_v b_3}$, який зображує швидкість \vec{V}_{B_3} точки B_3 .

Використовуючи теорему подібності, знаходимо положення точки d на плані швидкостей:

$$\frac{c d}{c b_3} = \frac{CD}{CB}; \quad c d = c b_3 \frac{CD}{CB} \text{ (мм)}.$$

Відкладаємо відрізок cd на продовженні cb_3 .

Швидкість точки D_5 , яка належить ланці 5, визначаємо з розв'язку рівняння:

$$\vec{V}_{D_5} = \vec{V}_D + \vec{V}_{D_5D}.$$

Друге рівняння немає необхідності записувати, так як всі точки ланки 5 рухаються вздовж напрямної EF , тобто $\vec{V}_{D_5} \parallel EF$.

Отже, з полюса p_v проводимо пряму, паралельну EF , а з точки d - пряму, паралельну KM . На перетині одержуємо точку d_5 . Сполучаємо її з полюсом p_v . Положення точки s_3 знаходимо із пропорції:

$$\frac{c s_3}{c d} = \frac{CS_3}{CD}; \quad c s_3 = c d \frac{CS_3}{CD} \text{ (мм)}.$$

Вимірявши відповідні відрізки в мм, множимо їх на масштабний коефіцієнт μ_v і одержуємо величини швидкостей

$$\begin{aligned} V_{B_3} &= (p_v b_3) \mu_v \text{ (м/с)}; & V_D &= (p_v d) \mu_v \text{ (м/с)}; & V_{D_5} &= (p_v d_5) \mu_v \text{ (м/с)}; \\ V_{B_3B} &= (b b_3) \mu_v \text{ (м/с)}; & V_{D_5D} &= (d d_5) \mu_v \text{ (м/с)}. \end{aligned}$$

Кутова швидкість ланки 3 дорівнює: $\omega_3 = V_{DC}/l_{CD}$ (рад/с). Напрямок цієї швидкості знаходимо з допомогою вектора швидкості \vec{V}_{DC} . Переносимо його в точку D механізму і бачимо, що він вказує на обертання ланки CD навколо C проти годинникової стрілки.

Будуємо план прискорень. Прискорення точки B , яка належить ланці 1, визначається за формулою:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$$

Модулі нормального a_{BA}^n і тангенціального a_{BA}^t прискорень дорівнюють:

$$a_{BA}^n = \omega_1^2 l_{AB} \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_{BA}^t = \varepsilon_1 l_{AB} \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Від полюса p_a відкладаємо відрізок $p_a n_1$ (мм), який зображує прискорення \vec{a}_{BA}^n . Масштабний коефіцієнт плану прискорень при цьому $\mu_a = (a_{BA}^n)/(p_a n_1)$ (м/с²)/мм. З точки n_1 проводимо перпендикуляр до AB і по ньому від n_1 відкладаємо відрізок

$$n_1 b = \frac{a_{BA}^t}{\mu_a} \text{ (мм)}$$

в сторону, визначену напрямком кутового прискорення ε_1 . Одержану точку b сполучаємо з полюсом p_a . Вектор $\vec{p_a b}$ відповідає прискоренню \vec{a}_B точки B . Визначаємо прискорення точки B_3 , що належить ланці 3:

$$\begin{cases} \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_B + \vec{a}_{B_3B}^k + \vec{a}_{B_3B}^t; \\ \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{B_3C}^n + \vec{a}_{B_3C}^t. \end{cases}$$

В першому рівнянні записано прискорення $\vec{a}_{B_3B}^k$, яке появилось в результаті складання відносного поступального руху повзуна 2 по напрямній 3 з швидкістю \vec{V}_{B_3B} і переносного обертального руху цієї напрямної з швидкістю ω_3 . Прискорення $\vec{a}_{B_3B}^k$ називається коріолісовим. Абсолютна величина цього прискорення дорівнює:

$$a_{B_3B}^k = 2\omega_3 V_{B_3B} \sin \alpha.$$

Так як кут α між векторами $\vec{\omega}_3$ і \vec{V}_{B_3B} дорівнює $\pi/2$, то формула спрощується:

$$a_{B_3B}^k = 2\omega_3 V_{B_3B}.$$

Щоб знайти напрямок вектора $\vec{a}_{B_3B}^k$, необхідно повернути вектор швидкості \vec{V}_{B_3B} на кут 90° в напрямку кутової швидкості ω_3 (рис.5.3г). Прискорення $\vec{a}_{B_3B}^t$ є прискоренням відносного поступального руху повзуна 2 по напрямній 3 і напрямлене вздовж ланки CD . Прискорення a_C точки C має значення $a_C = 0$. Нормальне прискорення $a_{B_3C}^n$ дорівнює:

$$a_{B_3C}^n = \omega_3^2 l_{BC} \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

і напрямлене від точки B до точки C . Тангенціальне прискорення $\vec{a}_{B_3C}^t$ напрямлене перпендикулярно до ланки BC . Визначаємо відрізки bk і $p_a n_3$, які зображують прискорення $\vec{a}_{B_3B}^k$ і $\vec{a}_{B_3C}^n$:

$$bk = \frac{a_{B_3B}^k}{\mu_a} \text{ (мм)}; \quad p_a n_3 = \frac{a_{B_3C}^n}{\mu_a} \text{ (мм)}.$$

Відкладаємо від точки b відрізок bk і від полюса p_a відрізок $p_a n_3$. З точки k проводимо лінію, паралельну BC , а з точки n_3 лінію перпендикулярну BC . На їх

перетині маємо точку b_3 . З'єднуємо її з полюсом і одержуємо відрізок $p_a b_3$, який зображує прискорення \bar{a}_{B_3} точки B_3 . Для визначення положення точки d на плані прискорень складаємо рівняння:

$$\frac{c d}{c b_3} = \frac{CD}{CB}; \quad c d = c b_3 \frac{CD}{CB}.$$

Щоб знайти прискорення точки D_5 , яка належить ланці 5, записуємо векторне рівняння:

$$\bar{a}_{D_5} = \bar{a}_D + \bar{a}_{D_5D}^k + \bar{a}_{D_5D}^r$$

Враховуючи, що $a_{D_5D}^k = 2\omega_5 V_{D_5D} = 0$, так як $\omega_5 = 0$, маємо:

$$\bar{a}_{D_5} = \bar{a}_D + \bar{a}_{D_5D}^r$$

Прискорення \bar{a}_{D_5} напрямлене вздовж напрямної EF , а прискорення $\bar{a}_{D_5D}^r$ - вздовж KM . З полюса p_a проводимо лінію, паралельну EF , а з точки d - лінію, паралельну KM . На перетині одержуємо точку d_5 . Величини знайдених прискорень дорівнюють:

$$a_{B_3} = (p_a b_3) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_{D_5} = (p_a d_5) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_B = (p_a b) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)};$$

$$a_{B_3C} = (n_3 b_3) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad a_{S_3} = (p_a s_3) \mu_a \text{ (м/с}^2\text{)};$$

Кутове прискорення ε_3 ланки 3 дорівнює:

$$\varepsilon_3 = \frac{\bar{a}_{B_3C}^r}{l_{BC}} \text{ (рад/с}^2\text{)}.$$

Напрямок ε_3 знаходимо з допомогою вектора $\bar{a}_{B_3C}^r$. Переносимо його в точку B і бачимо, що він вказує на обертання ланки 3 навколо точки C проти годинникової стрілки.

5.2. Визначення швидкостей і прискорень ланок механізму аналітичним методом

Для визначення швидкостей ланок і окремих точок аналітичним методом скористаємось методикою, описаною в розділі 3 цього посібника. Розглянемо знову механізм, показаний на рис.5.1а. В його склад входять вхідна ланка 1, структурна група 1-го виду (ланки 2-3) і група 2-го виду (ланки 4-5).

Співставляючи рис.3.1а та рис.5.1а і користуючись рівняннями (3.9)...(3.11), знаходимо координати положення точки B

$$X_B = X_{T_1} = X_A + l_{AB} \cos\varphi_1,$$

$$Y_B = Y_{T_1} = Y_A + l_{AB} \sin\varphi_1;$$

аналогі швидкості в проекціях на осі координат

$$X_B' = X_{T_1}' = -l_{AB} \sin\varphi_1,$$

$$Y_B' = Y_{T_1}' = l_{AB} \cos\varphi_1;$$

аналогі прискорення

$$X_B'' = X_{T_1}'' = -l_{AB} \cos\varphi_1,$$

$$Y_B'' = Y_{T_1}'' = -l_{AB} \sin\varphi_1.$$

Далі обчислюємо швидкість і прискорення точки B в проєкціях на осі координат:

$$V_{Bx} = \omega_1 X_{B'}, \quad V_{By} = \omega_1 Y_{B'}, \\ a_{Bx} = \omega_1^2 X_{B''} + \varepsilon_1 X_{B'}, \quad a_{By} = \omega_1^2 Y_{B''} + \varepsilon_1 Y_{B'}.$$

Повне прискорення точки B дорівнює:

$$a_B = \sqrt{a_{Bx}^2 + a_{By}^2}$$

Розглядаємо першу структурну групу. Співставляючи рис.3.2 і рис.5.1а знаходимо зв'язок між позначеннями кінематичних пар:

T_{11} відповідає B , T_{12} - C , T_{13} - D , T_{14} - E , $\beta_1 - \beta$, $\beta_2 = 0$.
Точки T_{15} і T_{12} співпадають. Розміри ланок мають позначення:

$$l_1 = l_{BC}, \quad l_2 = l_{CD}, \quad l_4 = l_{BE}, \quad l_5 = l_{CD}.$$

Використовуючи формулу (3.13), знаходимо розмір h :

$$h = \sqrt{(X_D - X_B)^2 + (Y_D - Y_B)^2}.$$

В проєкціях на осі координат маємо:

$$X_h = X_D - X_B, \quad Y_h = Y_D - Y_B.$$

Для визначення кута α_2 скористаємося формулою (3.1). Вважаючи, що $X_h > 0$, $Y_h < 0$ маємо:

$$\alpha_2 = 2\pi + \operatorname{arctg} \frac{Y_h}{X_h}.$$

За формулами (3.15)...(3.18) знаходимо інші кути:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{l_{BC}^2 + h^2 - l_{CD}^2}{2l_{BC}h}, \quad \alpha_3 = \arccos \frac{l_{BC}^2 + l_{CD}^2 - h^2}{2l_{BC}l_{CD}};$$

$$\varphi_2 = \varphi_{11} = \alpha_1 + \alpha_2, \quad \varphi_3 = \varphi_{12} = \varphi_{11} + \alpha_3.$$

Визначаємо координати точки E за формулами (3.19):

$$X_E = X_B + l_{BE} \cos(\varphi_{11} + \beta), \quad Y_E = Y_B + l_{BE} \sin(\varphi_{11} + \beta);$$

Аналоги швидкостей і прискорень окремих точок групи дорівнюють:

$$X_{B'} = X_{T_{11}'}, \quad Y_{B'} = Y_{T_{11}'}, \quad X_{B''} = X_{T_{11}''}, \quad Y_{B''} = Y_{T_{11}''}, \\ X_{T_{13}'} = Y_{T_{13}'} = X_{T_{13}''} = Y_{T_{13}''} = X_{D'} = Y_{D'} = 0.$$

Використовуючи формули (3.22), (3.23), знаходимо аналоги кутових швидкостей і прискорень ланок:

$$\varphi_2' = \varphi_{11}' = \frac{X_{B'} \cos \varphi_3 + Y_{B'} \sin \varphi_3}{l_{BC} \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad \varphi_3' = \varphi_{12}' = \frac{X_{B'} \cos \varphi_2 + Y_{B'} \sin \varphi_2}{l_{CD} \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varphi_2'' = \frac{-X_{B''} \cos \varphi_3 - Y_{B''} \sin \varphi_3 + l_{BC} \cos(\varphi_2 - \varphi_3)(\varphi_2')^2 - l_{CD}(\varphi_3')^2}{l_{BC} \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varphi_3'' = \frac{-X_{B''} \cos \varphi_2 - Y_{B''} \sin \varphi_2 + l_{CD} \cos(\varphi_2 - \varphi_3)(\varphi_3')^2 - l_{AB}(\varphi_2')^2}{l_{CD} \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}.$$

Кутові швидкості ланок дорівнюють:

$$\omega_2 = \omega_1 \varphi_2', \quad \omega_3 = \omega_1 \varphi_3'.$$

Кутові прискорення знаходимо за формулою (3.7)

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \varphi_2'' + \varepsilon_1 \varphi_2', \quad \varepsilon_3 = \omega_1^2 \varphi_3'' + \varepsilon_1 \varphi_3'.$$

Визначаємо аналоги швидкості та прискорення точки C . В цьому випадку $\beta = 0$. У відповідності з формулами (3.27) і (3.28) маємо

$$\begin{aligned} X_C' &= X_B' - l_{BC} \varphi_2' \sin \varphi_2, & Y_C' &= Y_B' + l_{BC} \varphi_2' \cos \varphi_2, \\ X_C'' &= X_B'' - l_{BC} (\varphi_2')^2 \cos \varphi_2 - l_{BC} \varphi_2'' \sin \varphi_2, \\ Y_C'' &= Y_B'' - l_{BC} (\varphi_2')^2 \sin \varphi_2 + l_{BC} \varphi_2'' \cos \varphi_2. \end{aligned}$$

Проекції швидкості та прискорення точки C на осі координат дорівнюють:

$$V_{Cx} = \omega_1 X_C', \quad V_{Cy} = \omega_1 Y_C', \quad a_{Cx} = \omega_1^2 X_C'' + \varepsilon_1 X_C', \quad a_{Cy} = \omega_1^2 Y_C'' + \varepsilon_1 Y_C'.$$

Повні швидкість і прискорення точки C :

$$V_C = \sqrt{V_{Cx}^2 + V_{Cy}^2}, \quad a_C = \sqrt{a_{Cx}^2 + a_{Cy}^2}.$$

Точка S_3 лежить на середині ланки CD і її прискорення дорівнює половині прискорення точки C , тобто $a_{S_3} = 0,5a_C$.

Визначаємо аналоги швидкостей та прискорень точки E , яка належить ланці 2, користуючись формулами (3.27) і (3.28):

$$\begin{aligned} X_E' &= X_{T_{14}}' = X_B' - l_{BE} \varphi_2' \sin(\varphi_2 - \beta), & Y_E' &= Y_{T_{14}}' = Y_B' + l_{BE} \varphi_2' \cos(\varphi_2 - \beta), \\ X_E'' &= X_B'' - l_{BE} (\varphi_2')^2 \cos(\varphi_2 - \beta) - l_{BE} \varphi_2'' \sin(\varphi_2 - \beta), \\ Y_E'' &= Y_B'' - l_{BE} (\varphi_2')^2 \sin(\varphi_2 - \beta) + l_{BE} \varphi_2'' \cos(\varphi_2 - \beta). \end{aligned}$$

Проекції швидкості та прискорення точки E на осі координат записуються так:

$$\begin{aligned} V_{Ex} &= \omega_1 X_E', & V_{Ey} &= \omega_1 Y_E', \\ a_{Ex} &= \omega_1^2 X_E'' + \varepsilon_1 X_E', & a_{Ey} &= \omega_1^2 Y_E'' + \varepsilon_1 Y_E'. \end{aligned}$$

Повні швидкості і прискорення точки E визначаються:

$$V_E = \sqrt{V_{Ex}^2 + V_{Ey}^2}, \quad a_E = \sqrt{a_{Ex}^2 + a_{Ey}^2}.$$

Для центра мас S_2 ланки 2 використовуємо ті ж формули, що й для точки E . Тільки тут кут $\beta_2 = 0,5\beta$. Аналоги швидкостей і прискорень точки S_2 при цьому приймають вигляд:

$$\begin{aligned} X_{S_2}' &= X_B' - l_{BS_2} \varphi_2' \sin(\varphi_2 - 0,5\beta), & Y_{S_2}' &= Y_B' + l_{BS_2} \varphi_2' \cos(\varphi_2 - 0,5\beta), \\ X_{S_2}'' &= X_B'' - l_{BS_2} (\varphi_2')^2 \cos(\varphi_2 - 0,5\beta) - l_{BS_2} \varphi_2'' \sin(\varphi_2 - 0,5\beta), \\ Y_{S_2}'' &= Y_B'' - l_{BS_2} (\varphi_2')^2 \sin(\varphi_2 - 0,5\beta) + l_{BS_2} \varphi_2'' \cos(\varphi_2 - 0,5\beta). \end{aligned}$$

Знаходимо проекції швидкостей та прискорень точки S_2 на осі координат:

$$\begin{aligned} V_{S_2x} &= \omega_1 X_{S_2}', & V_{S_2y} &= \omega_1 Y_{S_2}', \\ a_{S_2x} &= \omega_1^2 X_{S_2}'' + \varepsilon_1 X_{S_2}', & a_{S_2y} &= \omega_1^2 Y_{S_2}'' + \varepsilon_1 Y_{S_2}'. \end{aligned}$$

Повні швидкості та прискорення точки S_2 знаходяться за формулами

$$V_{S_2} = \sqrt{V_{S_2x}^2 + V_{S_2y}^2}; \quad a_{S_2} = \sqrt{a_{S_2x}^2 + a_{S_2y}^2}.$$

Наступна структурна група складається з ланок 4-5 і є групою другого виду. Для кінематичного розрахунку цієї групи використовуємо формули розділу 3.3.3. Попередньо узгоджуємо позначення, прийняті на рис.3.3 з позначеннями структурної групи, що досліджується (рис.5.1а):

Рис. 3.3.	T_{21}	T_{22}	l_1	l_2	β_1	φ_{21}	α_1	a	b
Рис. 5.1.	E	F	l_{EF}	0	0	φ_4	α_1	0	0

Визначаємо координати точки E в повернутій системі координат:

$$X_{1E} = X_E \cos \alpha_1 + Y_E \sin \alpha_1, \quad Y_{1E} = -X_E \sin \alpha_1 + Y_E \cos \alpha_1.$$

Обчислюємо кут α_2 :

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{Y_{1F} - Y_{1E}}{l_{EF}}.$$

В цьому рівнянні $Y_{1F} = 0$. Кут φ_4 , який визначає положення ланки EF , згідно рівняння (3.30) дорівнює:

$$\varphi_4 = \alpha_1 + \alpha_2.$$

Знаходимо координати точки F в основній системі координат xAy :

$$X_F = 0; \quad Y_F = Y_E + l_{EF} \sin \varphi_4.$$

Аналог кутової швидкості φ_4' ланки EF визначаємо за формулою (3.34):

$$\varphi_4' = \frac{X_E' \sin \alpha_1 - Y_E' \cos \alpha_1}{l_{EF} \cos \alpha_2}.$$

Кутова швидкість ланки 4 дорівнює:

$$\omega_4 = \omega_1 \varphi_4'.$$

Аналоги швидкості точки F в проєкціях на осі координат мають вигляд:

$$X_F' = 0; \quad Y_F' = Y_E' + l_{EF} \varphi_4' \cos \varphi_4.$$

Швидкість точки F дорівнює:

$$V_F = \omega_1 Y_F'.$$

Аналоги прискорень визначаємо за формулами (3.36), (3.37):

$$\varphi_4'' = \frac{l_{EF} (\varphi_4')^2 \sin \alpha_2 + X_E'' \sin \alpha_1 - Y_E'' \cos \alpha_1}{l_{EF} \cos \alpha_2},$$

$$X_F'' = 0, \quad Y_F'' = Y_E'' - l_{EF} (\varphi_4')^2 \sin \varphi_4 + l_{EF} \varphi_4'' \cos \varphi_4.$$

Прискорення ланки 4 і її точки F дорівнюють:

$$\varepsilon_4 = \omega_1^2 \varphi_4'' + \varepsilon_1 \varphi_4';$$

$$a_F = a_{FY} = \omega_1^2 Y_F'' + \varepsilon_1 Y_F'.$$

Враховуючи, що точка S лежить посередині між точками E і F , знаходимо:

$$a_{S4x} = \frac{1}{2}(a_{Fx} + a_{Ex}) = \frac{1}{2}a_{Ex};$$

$$a_{S4y} = \frac{1}{2}(a_{Fy} + a_{Ey}); \quad a_{S4} = \sqrt{a_{S4x}^2 + a_{S4y}^2}.$$

5.3. Послідовність силового розрахунку механізмів графоаналітичним методом

Силовий розрахунок механізмів виконується в послідовності, оберненій до кінематичного дослідження. Починається силовий розрахунок з групи, яка останньою приєднується до механізму в процесі його утворення і завершується вхідною ланкою. Вхідними даними для розрахунку є: кінематична схема механізму в заданому положенні; маси m_i та моменти інерції J_{Si} ланок; сили F_0 або моменти M_0 корисного опору в технологічних машинах; рушійні сили F_p або моменти M_p в дви-

гунах. Значення сил або моментів можуть бути задані числами, у вигляді графіків або таблиць. В результаті силового розрахунку визначаються реакції в кінематичних парах механізму і зрівноважуючий момент $M_{зр}$, прикладений до вхідної ланки.

Силовий аналіз в даному розділі виконується кінетостатичним методом, що базується на принципі Даламбера. Цей принцип при застосуванні до плоских механізмів можна сформулювати так: для будь-якого кінематичного ланцюга 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 довільно вибраної точки площини.

Силовий розрахунок механізмів виконується в такій послідовності:

1) визначаються сили інерції Φ_i та моменти M_{Φ_i} сил інерції ланок механізму:

$$\Phi_i = m_i a_{S_i}; \quad M_{\Phi_i} = J_{S_i} \varepsilon_i.$$

Вектори сил $\bar{\Phi}_i$ напрямлені в протилежну сторону до напрямків векторів прискорень \bar{a}_{S_i} , моменти M_{Φ_i} напрямлені протилежно до кутових прискорень ε_i ;

2) виділяється структурна група, яка була останньою приєднана до механізму при його утворенні, виконується її креслення в обраному масштабі і обчислюється масштабний коефіцієнт μ_l (м/мм);

3) до ланок групи прикладаються сили \bar{F}_0 або моменти M_0 опору (в двигунах рушійні сили \bar{F}_p чи моменти M_p), сили ваги \bar{G}_i ланок, сили $\bar{\Phi}_i$ та моменти M_{Φ_i} сил інерції;

4) в зовнішніх кінематичних парах групи прикладаються реакції R_{ij} та R_{kn} від'єднаних ланок; кожна реакція позначається двома індексами: перший показує з боку якої ланки прикладено реакцію, а другий - до якої ланки її прикладено;

5) в обертальних кінематичних парах реакції розкладаються на дві складові: нормальну \bar{R}_{ij}^n , напрямлену вздовж вибраної осі, і тангенціальну \bar{R}_{ij}^r , напрямлену перпендикулярно до цієї осі; в поступальній парі реакція напрямлена перпендикулярно до напрямної, вздовж якої рухається повзун;

6) величини \bar{R}_{ij}^r тангенціальних складових реакцій визначаються з рівнянь моментів, записаних для ланки або групи, а нормальні складові \bar{R}_{ij}^n і повні реакції $\bar{R}_{ij} = \bar{R}_{ij}^n + \bar{R}_{ij}^r$ - з векторного многокутника сил;

7) реакція у внутрішній кінематичній парі структурної групи визначається із рівняння геометричної суми сил по одній із ланок. Розв'язок цього рівняння здійснюється з'єднанням двох точок на побудованому плані сил для структурної групи;

8) виконується розрахунок наступної структурної групи; послідовність розрахунку повторюється;

9) при розрахунку вхідної ланки визначається зрівноважуючий момент $M_{зр}$ і реакція \bar{R}_{01} в кінематичній парі стояк-кривошип.

Методики розрахунку структурних груп окремих видів різні, тому розглянемо їх детальніше.

5.4. Силовий розрахунок окремих структурних груп і вхідної ланки

Розглянемо послідовність силового розрахунку окремих структурних груп другого класу, які входять до складу плоских механізмів.

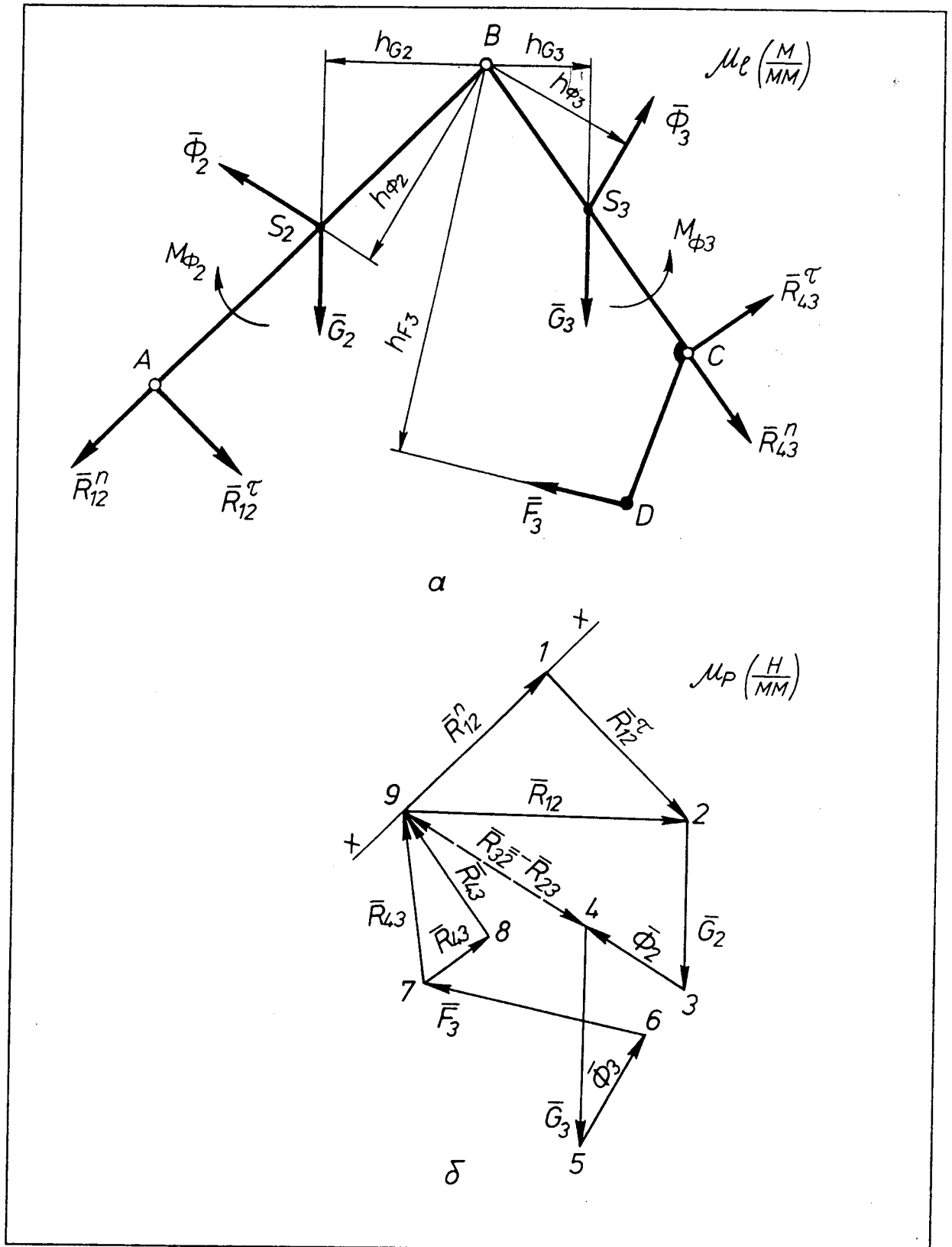


Рис. 5.4

Структурна група першого виду. Схема групи показана на рис. інерції Φ_2, Φ_3 ланок і моменти сил інерції M_{Φ_2}, M_{Φ_3} вираховані попередньо. Сформулюємо рівняння суми моментів сил, що відносяться до ланки AB :

$$\sum M_B = 0 ;$$

$$R_{12}^r l_{AB} - M_{\Phi_2} + M(G_2) - M(\Phi_2) = 0 ,$$

де $M(G_2) = G_2 h_{G_2} \mu_1 ; M(\Phi_2) = \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_1 ;$

h_{G_2}, h_{Φ_2} - плечі сил G_2 і Φ_2 відносно точки B ; для їх визначення з точки B опускаємо перпендикуляри на лінії, по яких напрямлені сили $\vec{G}_2, \vec{\Phi}_2$; μ_1 - масштабний коефіцієнт кінематичної схеми, (м/мм).

Розв'язуючи рівняння, знаходимо тангенціальну складову реакцію R_{12}^r :

$$R_{12}^r = \frac{1}{l_{AB}} (M_{\Phi_2} - G_2 h_{G_2} \mu_1 + \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_1) .$$

Рівняння суми моментів сил по ланці BC відносно точки B має вигляд:

$$\sum M_B = 0 ;$$

$$R_{43}^r l_{BC} + M_{\Phi_3} - M(F_3) - M(G_3) + M(\Phi_3) = 0 ,$$

тут

$$M(F_3) = F_3 h_{F_3} \mu_1 ; M(G_3) = G_3 h_{G_3} \mu_1 ; M(\Phi_3) = \Phi_3 h_{\Phi_3} \mu_1 .$$

Звідси визначаємо реакцію R_{43}^r :

$$R_{43}^r = (-M_{\Phi_3} + F_3 h_{F_3} \mu_1 + G_3 h_{G_3} \mu_1 - \Phi_3 h_{\Phi_3} \mu_1) / l_{BC} .$$

Якщо одержимо значення реакції R_{12}^r або R_{43}^r із знаком "-" (мінус), то напрям цієї реакції повинен бути змінений на протилежний. Це треба врахувати при побудові плану сил.

Далі записуємо рівняння суми сил по всій структурній групі:

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^r + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2 + \vec{G}_3 + \vec{\Phi}_3 + \vec{F}_3 + \vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{43}^r = 0 .$$

В цьому рівнянні невідомі модулі векторів сил \vec{R}_{12}^n і \vec{R}_{43}^n . Для їх визначення будуємо план сил, масштабний коефіцієнт якого μ_F (Н/мм) (числове значення цієї величини вибираємо довільно).

Проводимо лінію, паралельну ланці AB , вздовж якої напрямлена складова реакції \vec{R}_{12}^n (рис.5.4б). З довільної точки 1 на цій лінії проводимо перпендикуляр до AB і відкладаємо відрізок 1-2, який зображує другу складову реакцію \vec{R}_{12}^r . Довжину цього відрізка та інших обчислюємо :

$$1-2 = \frac{R_{12}^r}{\mu_F} \text{ (мм)} ; 2-3 = \frac{G}{\mu_F} \text{ (мм)} \text{ і т.д.}$$

Додаємо вектори в послідовності їх запису в рівнянні. З точки 8, якою позначено кінець вектора \vec{R}_{43}^r , проводимо лінію, паралельну ланці BC , до перетину з першою лінією. Точка перетину 9 є кінцем вектора \vec{R}_{43}^n і початком вектора \vec{R}_{12}^n . Сумуючи вектори \vec{R}_{12}^n і \vec{R}_{12}^r , а також \vec{R}_{43}^n і \vec{R}_{43}^r , одержимо вектори повних реакцій:

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^r ; \vec{R}_{43} = \vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{43}^r .$$

Обчислюємо модулі реакцій :

$$R_{12} = (9-2) \mu_F ; R_{43} = (7-9) \mu_F .$$

Тут (9-2) і (7-9) - довжини відрізків в міліметрах, виміряні по плану сил.

Для визначення реакції $\bar{R}_{32} (\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32})$ у внутрішній кінематичній парі запишемо рівняння суми сил по одній з ланок групи, наприклад, по ланці 2:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{32} = 0.$$

З'єднуємо точки 4 та 9 на плані сил і одержуємо вектор \bar{R}_{23} . Модуль реакції дорівнює:

$$R_{23} = R_{32} = (4-9) \mu_F.$$

Структурна група другого виду. Схема групи показана на рис.5.5а. Запишемо рівняння та їх розв'язки. Для ланки 2:

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{12}^t l_{AB} + M_2 - M(\Phi_2) - M(G_2) = 0, \quad R_{12}^t = \frac{1}{l_{AB}} (-M_2 - M(\Phi_2) + M(G_2)),$$

де:

$$M(\Phi_2) = \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_l; \quad M(G_2) = G_2 h_{G_2} \mu_l.$$

$$\sum \bar{F}_i = 0,$$

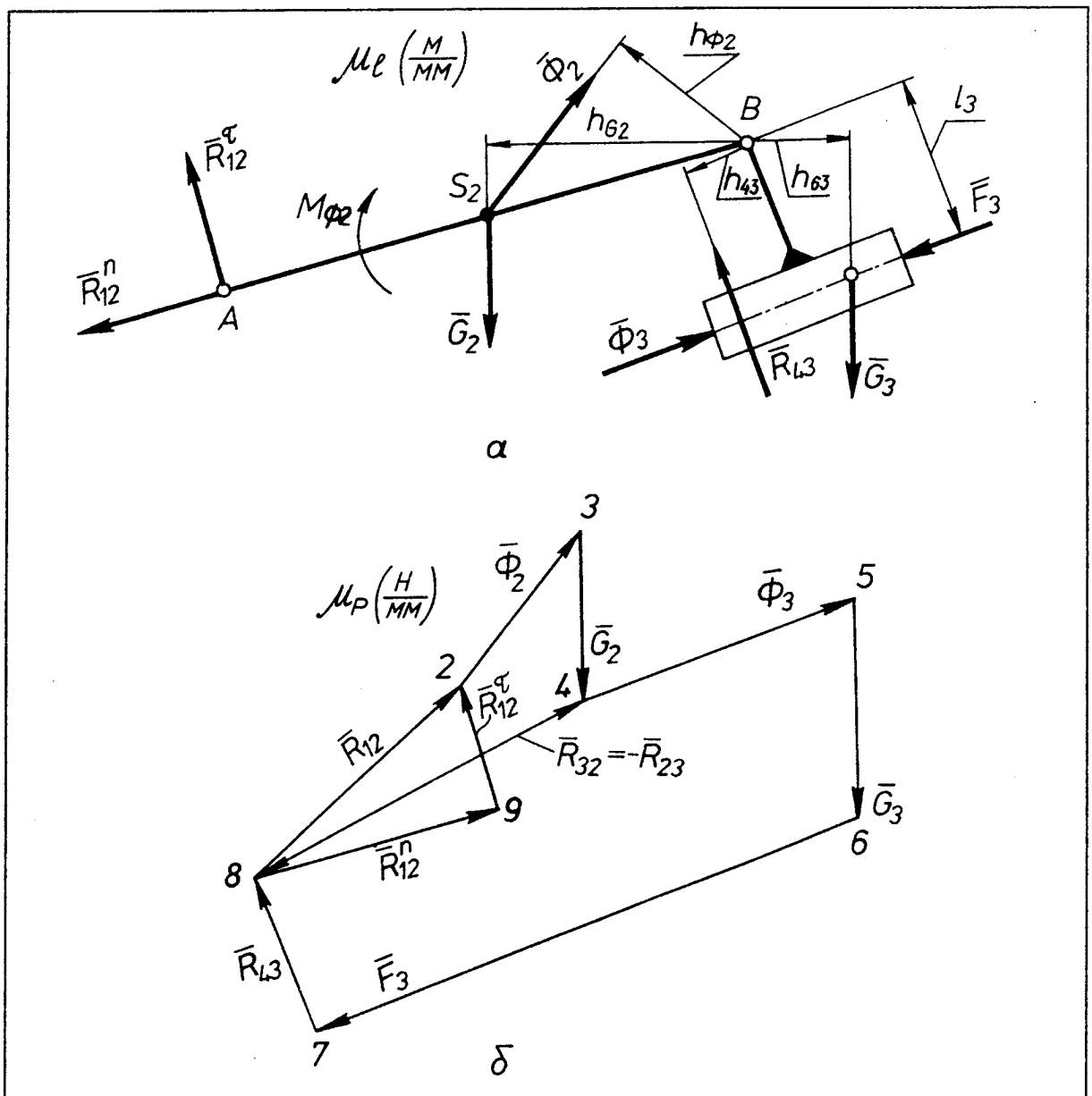


Рис. 5.5

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_3 + \bar{G}_3 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{43} = 0.$$

Будуємо план сил, масштабний коефіцієнт якого μ_F (Н/мм) (рис.5.56). З нього знаходимо \bar{R}_{12}^n , \bar{R}_{12}^t , \bar{R}_{43} . Беручи на плані сил суму сил по ланці 2, знаходимо реакцію \bar{R}_{32} .

Для ланки 3

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{43} h_{43} \mu_l - M(\Phi_3) + M(G_3) + M(F_3) = 0.$$

$$h_{43} = \frac{1}{\mu_l R_{43}} (M(\Phi_3) - M(G_3) - M(F_3));$$

Тут $M(\Phi_3) = \Phi_3 l_3$; $M(G_3) = G_3 h_{G3} \mu_l$; $M(F_3) = F_3 l_3$.

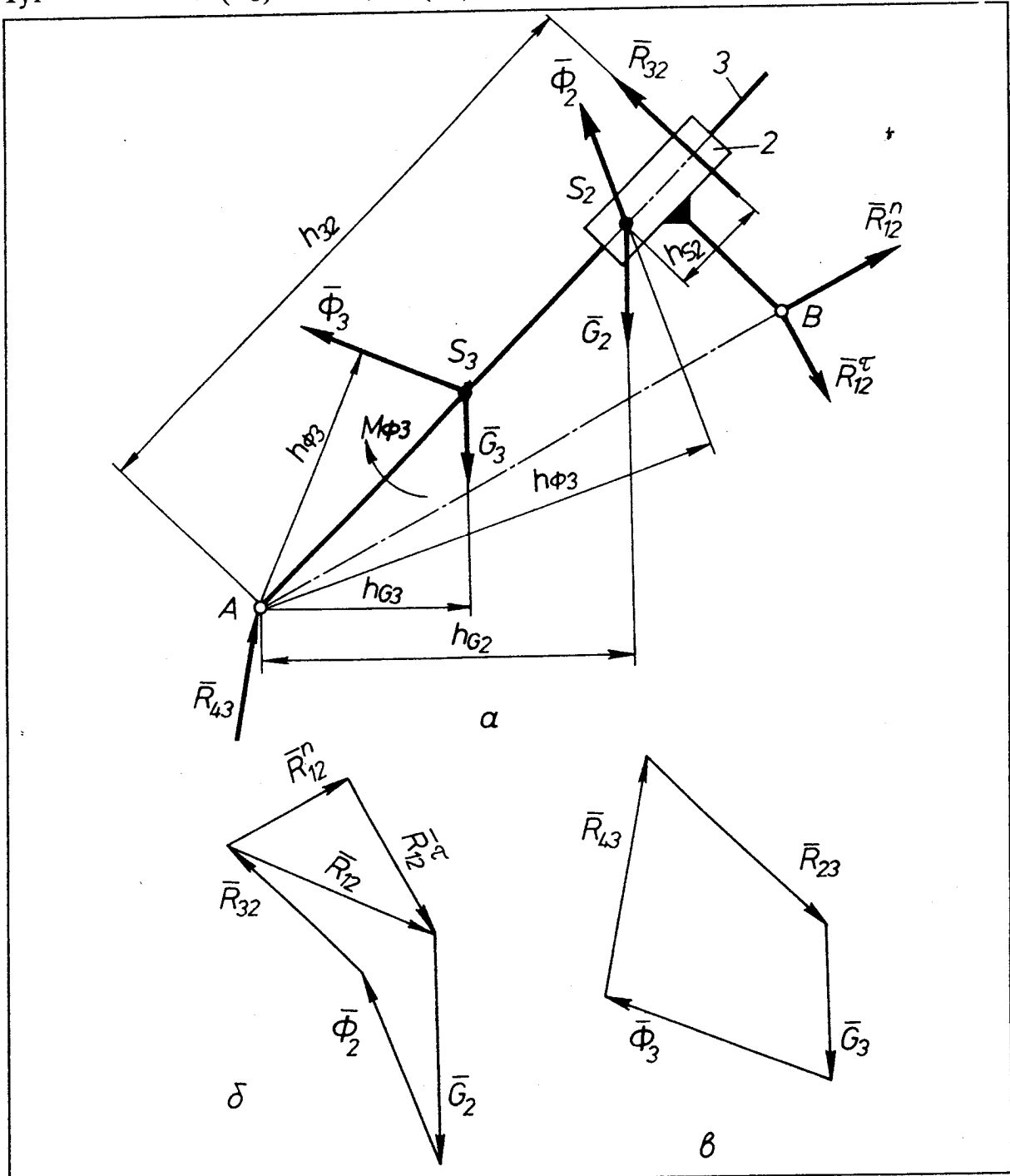


Рис. 5.6

Структурна група третього виду. Кінематична схема структурної групи зображена на рис.5.6а. Щоб визначити реакції, складаємо і розв'язуємо такі рівняння.

Для структурної групи:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \\ R_{12}^i l_{AB} + M(G_2) - M(\Phi_2) + M(G_3) - M(\Phi_3) + M_3 &= 0; \\ R_{12}^i &= \frac{1}{l_{AB}}(-M(G_2) + M(\Phi_2) - M(G_3) + M(\Phi_3) - M_3); \\ M(\Phi_2) &= \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_1; \quad M(G_2) = G_2 h_{G_2} \mu_1; \\ M(\Phi_3) &= \Phi_3 h_{\Phi_3} \mu_1; \quad M(G_3) = G_3 h_{G_3} \mu_1. \end{aligned}$$

Для ланки 2:

$$\begin{aligned} \sum \bar{F}_i &= 0; \\ \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^i + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_2 + \bar{R}_{32} &= 0. \end{aligned}$$

Будуємо план сил і знаходимо \bar{R}_{12}^n ; \bar{R}_{12} ; \bar{R}_{32} (рис.5.6б).

Для ланки 3: $\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$;

$$\sum \bar{F}_i = 0; \quad \bar{R}_{23} + \bar{\Phi}_3 + \bar{G}_3 + \bar{R}_{43} = 0.$$

Будуємо план сил і знаходимо реакцію \bar{R}_{43} (рис.5.6в). Визначаємо точку прикладання реакції \bar{R}_{32}

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \\ R_{32} h_{32} \mu_1 + M(\Phi_3) - M(G_3) - M_3 &= 0; \quad h_{32} = \frac{1}{\mu_1 R_{32}}(-M(\Phi_3) + M(G_3) + M_3), \\ M(\Phi_3) &= \Phi_3 h_{\Phi_3} \mu_1; \quad M(G_3) = G_3 h_{G_3} \mu_1. \end{aligned}$$

Структурна група четвертого виду (рис.5.7а). Рівняння суми сил по структурній групі має такий вигляд

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{43} = 0.$$

Користуючись записаним рівнянням, будуємо план сил і визначаємо по ньому реакції \bar{R}_{12} , \bar{R}_{43} . Замикаємо векторний многокутник сил, що відносяться до ланки 2, приймаючи до уваги векторне рівняння

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{23} = 0,$$

і знаходимо реакції \bar{R}_{32} , \bar{R}_{23} ($\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$).

Точки прикладання реакцій \bar{R}_{12} і \bar{R}_{43} знаходимо, записуючи рівняння суми моментів по другій і третій ланках. Для ланки 2 маємо

$$R_{12} h_{12} \mu_1 + M_2 + M(\Phi_2) - M(G_2) = 0;$$

$$h_{12} = \frac{1}{\mu_1 R_{12}}(-M_2 - M(\Phi_2) + M(G_2));$$

$$M(\Phi_2) = \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_1; \quad M(G_2) = G_2 h_{G_2} \mu_1.$$

Для ланки 3:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0; \\ R_{43} h_{43} \mu_1 + M_3 - M(\Phi_3) - M(G_3) - M(F_3) &= 0; \\ h_{43} &= \frac{1}{\mu_1 R_{43}}(-M_3 + M(\Phi_3) + M(G_3) + M(F_3)). \\ M(\Phi_3) &= \Phi_3 h_{\Phi_3} \mu_1; \quad M(F_3) = F_3 h_{F_3} \mu_1; \quad M(G_3) = G_3 h_{G_3} \mu_1. \end{aligned}$$

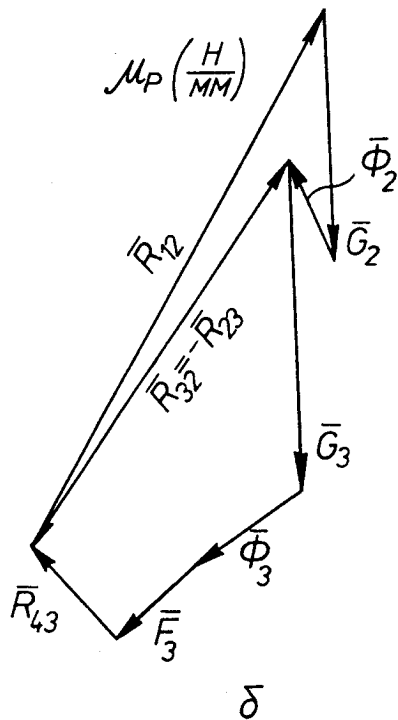
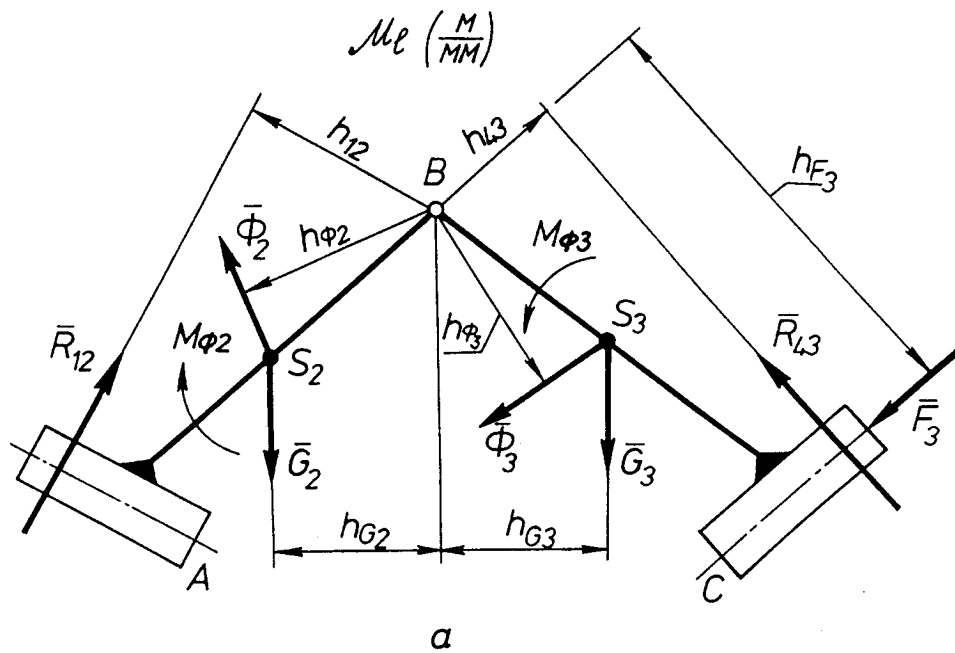


Рис. 5.7

Структурна група п'ятого виду. Кінематична схема структурної групи викреслена на рис.5.8а. Для ланки 3 запишемо:

$$\sum \bar{F}_i = 0; \quad \bar{R}_{23} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{43} = 0.$$

Будуємо план сил і з нього визначаємо реакції \bar{R}_{23} , \bar{R}_{43} (рис.5.8б). Записуємо рівняння геометричної суми сил по ланці 2:

$$\sum \bar{F}_i = 0;$$

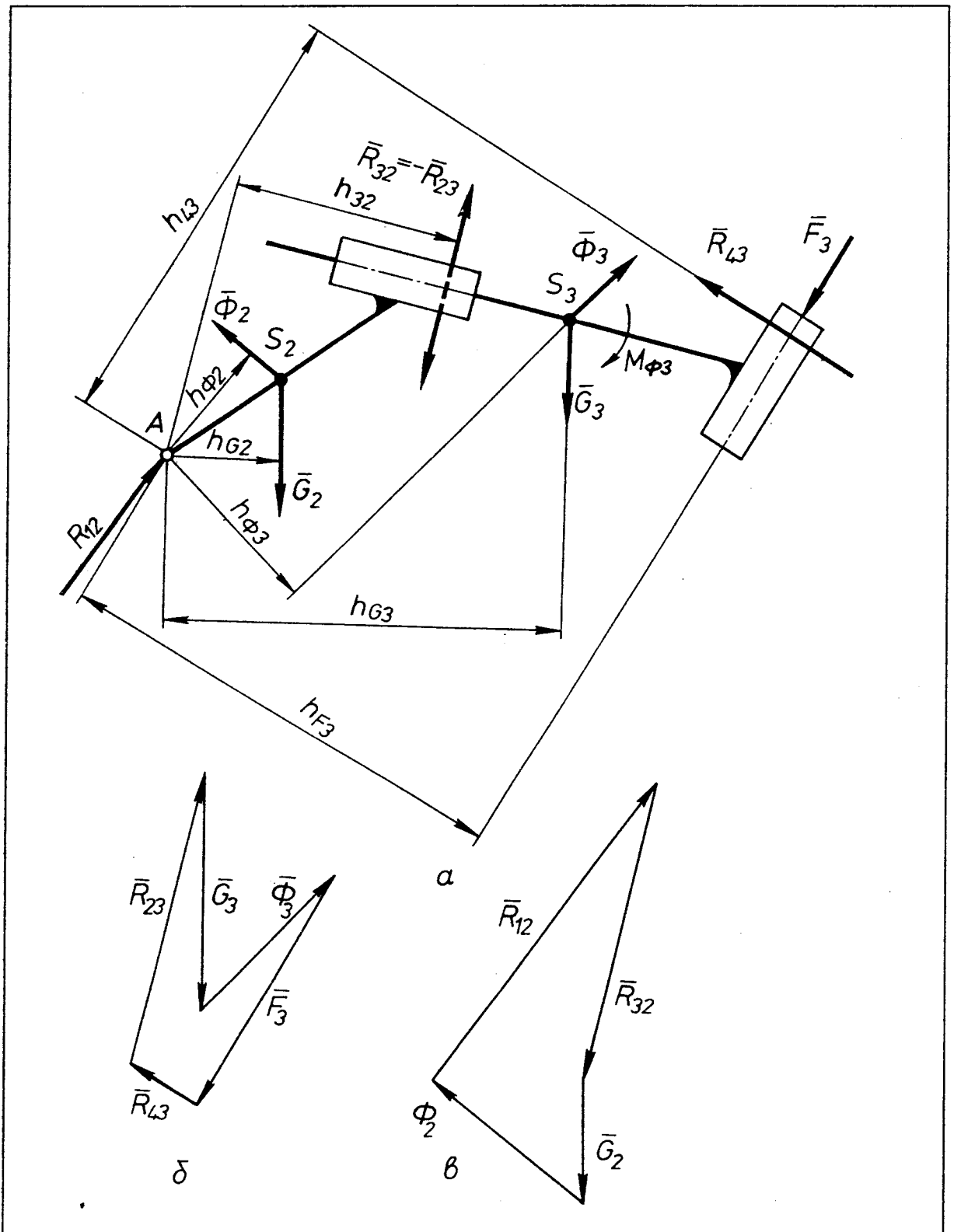


Рис. 5.8

$$\bar{R}_{32} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{12} = 0.$$

Будуємо план сил і знаходимо реакцію \bar{R}_{12} (рис.5.8в). Щоб знайти розміри плечей h_{32} і h_{43} , які визначають положення реакцій \bar{R}_{32} і \bar{R}_{43} , складаємо рівняння моментів:

для групи

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{43} h_{43} \mu_1 - M_3 + M(\Phi_3) - M(G_3) - M(F_3) + M(\Phi_2) - M(G_2) = 0;$$

$$h_{43} = \frac{1}{\mu_1 R_{43}} (M_3 - M(\Phi_3) + M(G_3) + M(F_3) - M(\Phi_2) + M(G_2));$$

для ланки 2

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{32} h_{32} \mu_1 + M(\Phi_2) - M(G_2) = 0;$$

$$h_{32} = \frac{1}{\mu_1 R_{32}} (M(G_2) - M(\Phi_2)),$$

де

$$M(\Phi_3) = \Phi_3 h_{\Phi_3} \mu_1, \quad M(G_3) = G_3 h_{G_3} \mu_1,$$

$$M(\Phi_2) = \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_1, \quad M(G_2) = G_2 h_{G_2} \mu_1,$$

$$M(F_3) = F_3 h_{F_3} \mu_1.$$

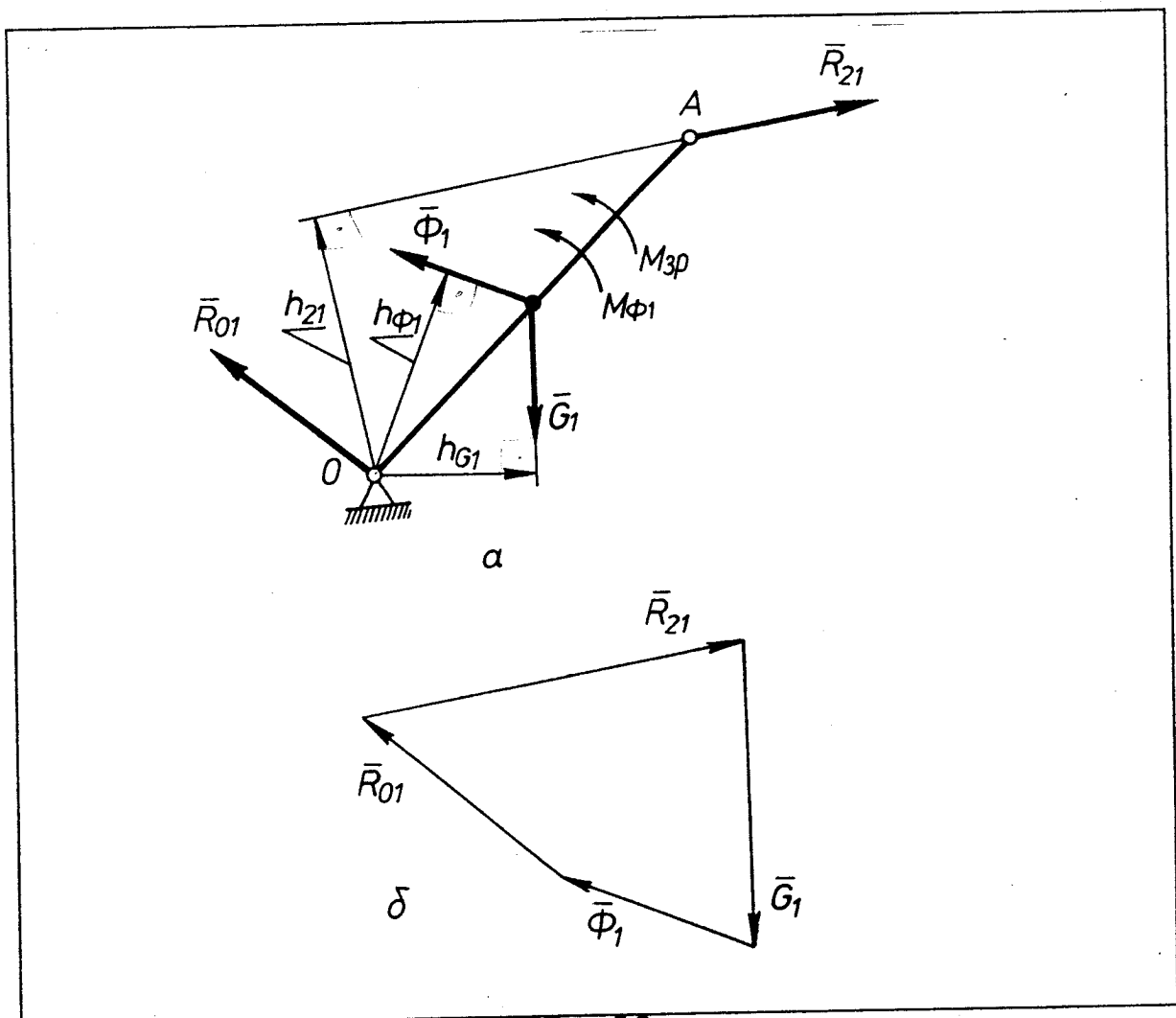


Рис. 5.9

Вхідна ланка. Розрахунок вхідної ланки механізму дозволяє визначити зрівноважуючий момент $M_{зр}$ або силу $F_{зр}$, прикладену до цієї ланки зі сторони приводу. Розглянемо ланку, яка здійснює обертальний рух (рис.5.9).

Для визначення зрівноважуючого моменту $M_{зр}$ використовуємо рівняння суми моментів сил, що відносяться до цієї ланки :

$$\sum M_O = 0 ;$$

$$M_{зр} - R_{21} h_{21} \mu_l + M_{\Phi_1} + \Phi_1 h_{\Phi_1} \mu_l - G_1 h_{G_1} \mu_l = 0 .$$

Звідси знаходимо:

$$M_{зр} = (R_{21} h_{21} - \Phi_1 h_{\Phi_1} + G_1 h_{G_1}) \mu_l - M_{\Phi_1} .$$

Геометрична сума сил по вхідній ланці:

$$\bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{\Phi}_1 + \bar{R}_{01} = 0 .$$

В цьому рівнянні невідомою є реакція \bar{R}_{01} в кінематичній парі O . Будуємо план сил по цій ланці (рис.5.9б). Вектор \bar{R}_{01} замикає суму перших трьох векторів.

5.5. Приклад силового аналізу механізму

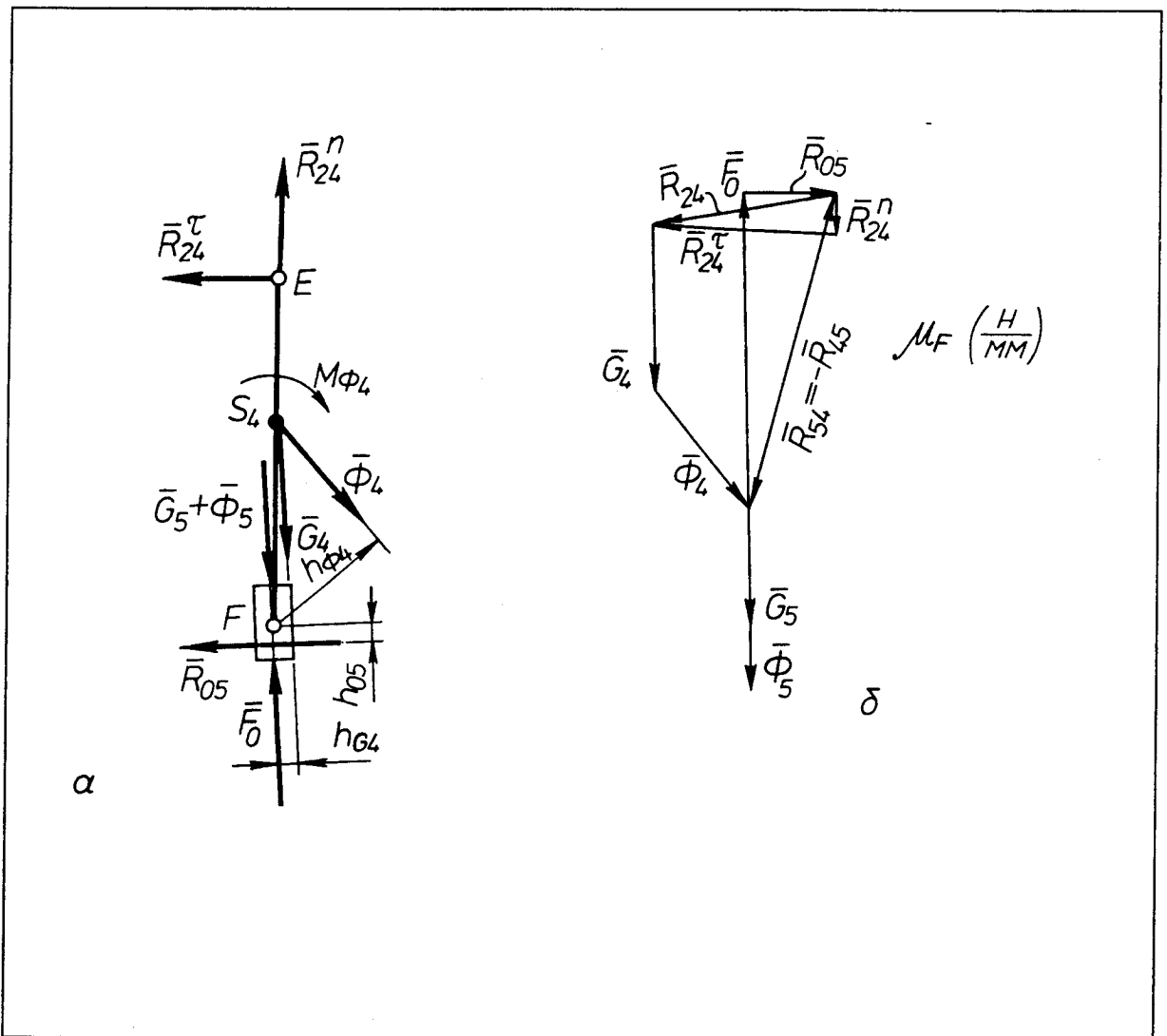


Рис. 5.10

Виконаємо силовий аналіз механізму преса, зображеного на рис.5.2а. На повзун 5, який є вихідною ланкою, діє сила опору F_0 , напрямлена проти руху повзуна, тобто ввверх. Відомі маси m_2, m_4, m_5 ланок 2,4,5 і моменти інерції $J_{01}, J_{S2}, J_{S3}, J_{S4}$ ланок 1,2,3,4. Визначаємо сили інерції Φ_i і моменти M_{Φ_i} сил інерції ланок. Прискорення \bar{a}_{S_i} центрів мас і ε_i ланок відомі з кінематичного аналізу механізму. Отже, маємо:

$$\begin{aligned}\Phi_2 &= m_2 a_{S2}; & G_2 &= m_2 g; & M_{\Phi_1} &= J_{01} \varepsilon_1; \\ \Phi_4 &= m_4 a_{S4}; & G_4 &= m_4 g; & M_{\Phi_2} &= J_{S2} \varepsilon_2; \\ \Phi_5 &= m_5 a_{S5}; & G_5 &= m_5 g; & M_{\Phi_3} &= J_{D3} \varepsilon_3; & M_{\Phi_4} &= J_{S4} \varepsilon_4.\end{aligned}$$

Виділяємо структурну групу, складену з ланок 4,5, і викреслюємо її окремо (рис.5.10а). Це структурна група другого виду і виконуємо для неї розрахунок в послідовності, вказаній в підрозділі 5.3. Показуємо всі сили, що відносяться до ланок $\bar{G}_4, \bar{\Phi}_4, \bar{G}_5, \bar{\Phi}_5, \bar{F}_0$ і момент M_{Φ_4} , а також реакції $\bar{R}_{24}^n, \bar{R}_{24}^t, \bar{R}_{05}$ в розірваних кінематичних парах E і F . Записуємо рівняння суми моментів сил по ланці 4 відносно точки F :

$$\begin{aligned}\sum M_F &= 0; \\ R_{24}^t l_{EF} - M_{\Phi_4} - \Phi_4 h_{\Phi_4} \mu_l - G_4 h_{G_4} \mu_l &= 0.\end{aligned}$$

З цього рівняння знаходимо:

$$R_{24}^t = \frac{1}{l_{EF}} (M_{\Phi_4} + \Phi_4 h_{\Phi_4} \mu_l + G_4 h_{G_4} \mu_l).$$

Складаємо векторне рівняння суми сил по всій структурній групі:

$$\sum \bar{F}_i = 0; \quad \bar{R}_{24}^n + \bar{R}_{24}^t + \bar{G}_4 + \bar{\Phi}_4 + \bar{G}_5 + \bar{\Phi}_5 + \bar{F}_0 + \bar{R}_{05} = 0.$$

Будуємо план сил (рис.5.10б), з якого знаходимо нормальну складову \bar{R}_{24}^n реакції і повні реакції $\bar{R}_{24}, \bar{R}_{05}$. Для визначення плеча h_{05} записуємо рівняння суми моментів сил по ланці 5 відносно точки F :

$$\sum M_F = 0; \quad R_{05} h_{05} = 0.$$

Отже, в цьому випадку $h_{05} = 0$. Замикаємо векторну суму сил $\bar{R}_{24}^n + \bar{R}_{24}^t + \bar{G}_4 + \bar{\Phi}_4$, що відносяться до ланки 4, вектором реакції \bar{R}_{54} ($\bar{R}_{54} = -\bar{R}_{45}$) у внутрішній кінематичній парі E .

Переходимо до силового аналізу наступної структурної групи, складеної із ланок 2 і 3. Кінематична схема групи зображена на рис.5.11. Дана група є структурною групою першого виду. Отже, у відповідності з методикою силового аналізу таких груп, визначаємо тангенціальні складові реакцій \bar{R}_{12}^t і \bar{R}_{03}^t . Користуючись рівнянням суми моментів сил по ланці 2 відносно точки C

$$\begin{aligned}\sum M_C &= 0; \\ R_{12}^t l_{BC} - M_{\Phi_2} - \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_l - G_2 h_{G_2} \mu_l - R_{42} h_{42} \mu_l &= 0,\end{aligned}$$

знаходимо

$$R_{12}^t = (R_{42} h_{42} \mu_l + M_{\Phi_2} + \Phi_2 h_{\Phi_2} \mu_l + G_2 h_{G_2} \mu_l) / l_{BC}.$$

Аналогічно для ланки 3:

$$\sum M_C = 0; \quad R_{03}^t l_{CD} - M_{\Phi_3} = 0; \quad R_{03}^t = \frac{M_{\Phi_3}}{l_{CD}}.$$

Будуємо план сил по векторному рівнянню суми сил, що записане для всієї структурної групи:

$$\sum \bar{F}_i = 0; \quad \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^\tau + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{42} + \bar{R}_{03}^n + \bar{R}_{03}^\tau = 0.$$

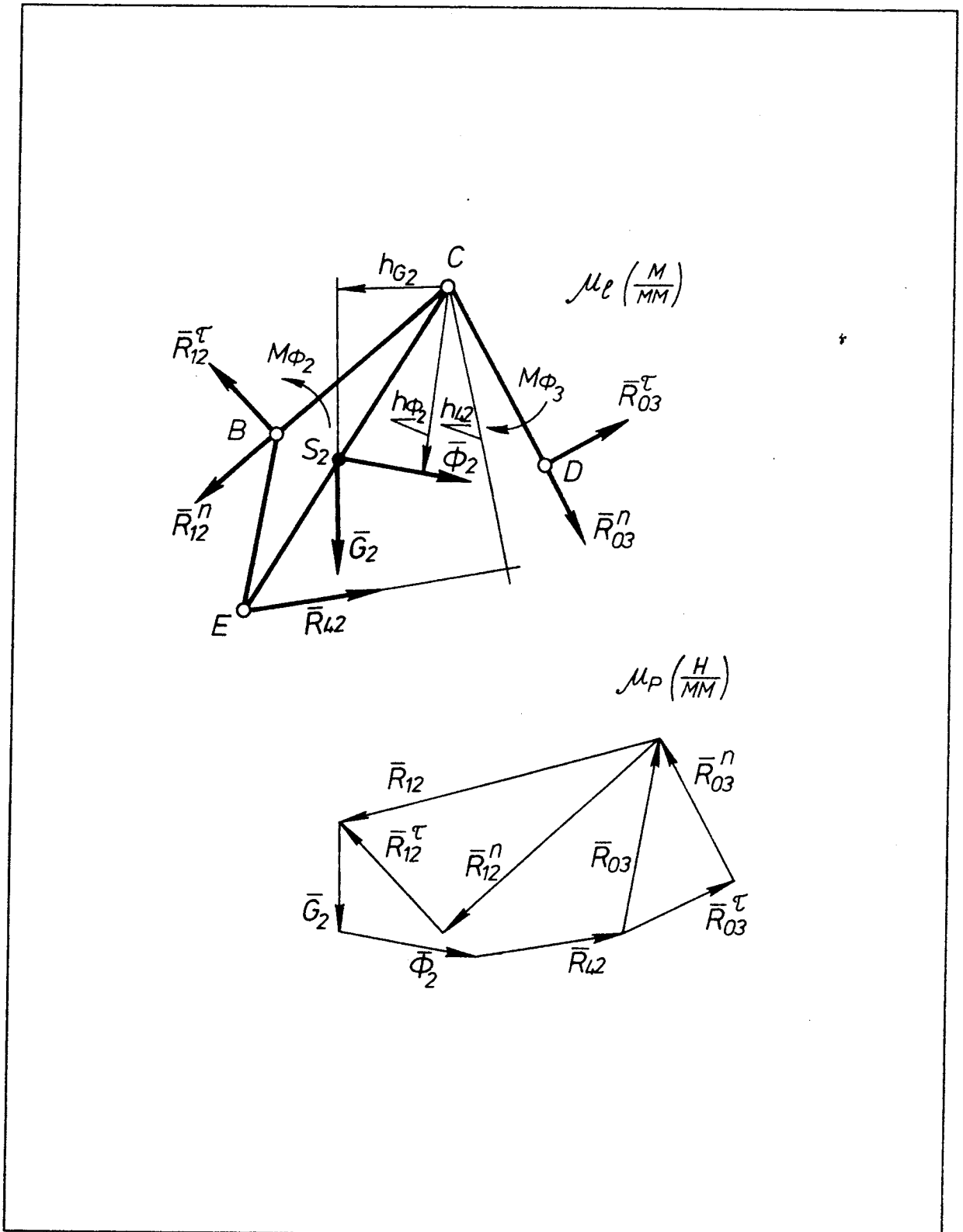


Рис. 5.11

План сил показаний на рис.5.11б. З нього знаходимо реакції \bar{R}_{12}^n , \bar{R}_{12}^τ , \bar{R}_{03} . Реакція \bar{R}_{23} у внутрішній кінематичній парі С групи дорівнює:

$$\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32} = \bar{R}_{03}.$$

Розглянемо вхідну ланку механізму. До неї прикладено зрівноважуючий момент $M_{зр}$, реакції в кінематичних парах $\bar{R}_{21}, \bar{R}_{01}$. Крім того, так як реакції в кінематичних парах визначаються кінето-статичним методом, то необхідно врахувати момент сил інерції M_{ϕ_1} (рис.5.12а).

Для визначення зрівноважуючого моменту $M_{зр}$ складаємо рівняння суми моментів сил по першій ланці:

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{21} h_{21} \mu_l - M_{зр} - M_{\phi_1} = 0.$$

Звідси знаходимо: $M_{зр} = R_{21} h_{21} \mu_l - M_{\phi_1}$.

Реакцію R_{01} визначаємо з плану сил.

В даному випадку до вхідної ланки прикладені тільки дві зосереджені сили: $\bar{R}_{01} + \bar{R}_{21} = 0$. Отже $\bar{R}_{01} = -\bar{R}_{21}$.

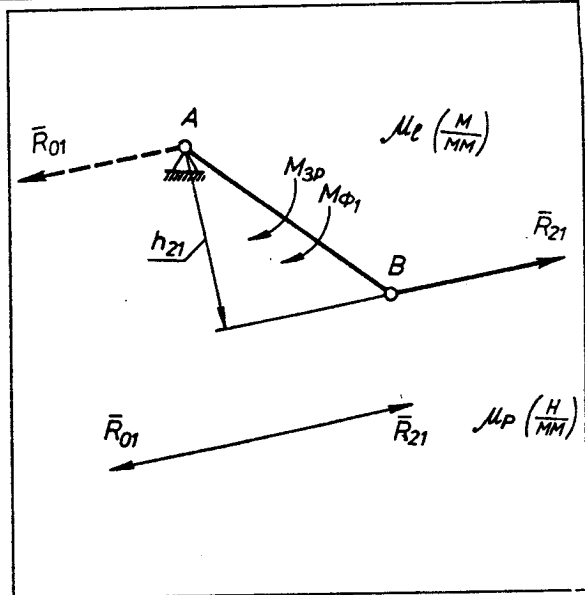


Рис. 5.12

5.6. Розрахунок структурних груп аналітичним методом

Структурна група 1-го виду. Розглянемо силовий розрахунок структурної групи 1-го виду (рис.5.13). Приймаємо такі позначення: ланка, до якої приєднується ланка 1, є i -тою, а ланка, яка з'єднується з ланкою 2, є j -тою. Реакцію, прикладену до ланки 1 з боку i -ої ланки, позначимо \bar{R}_{i1} , а реакції в

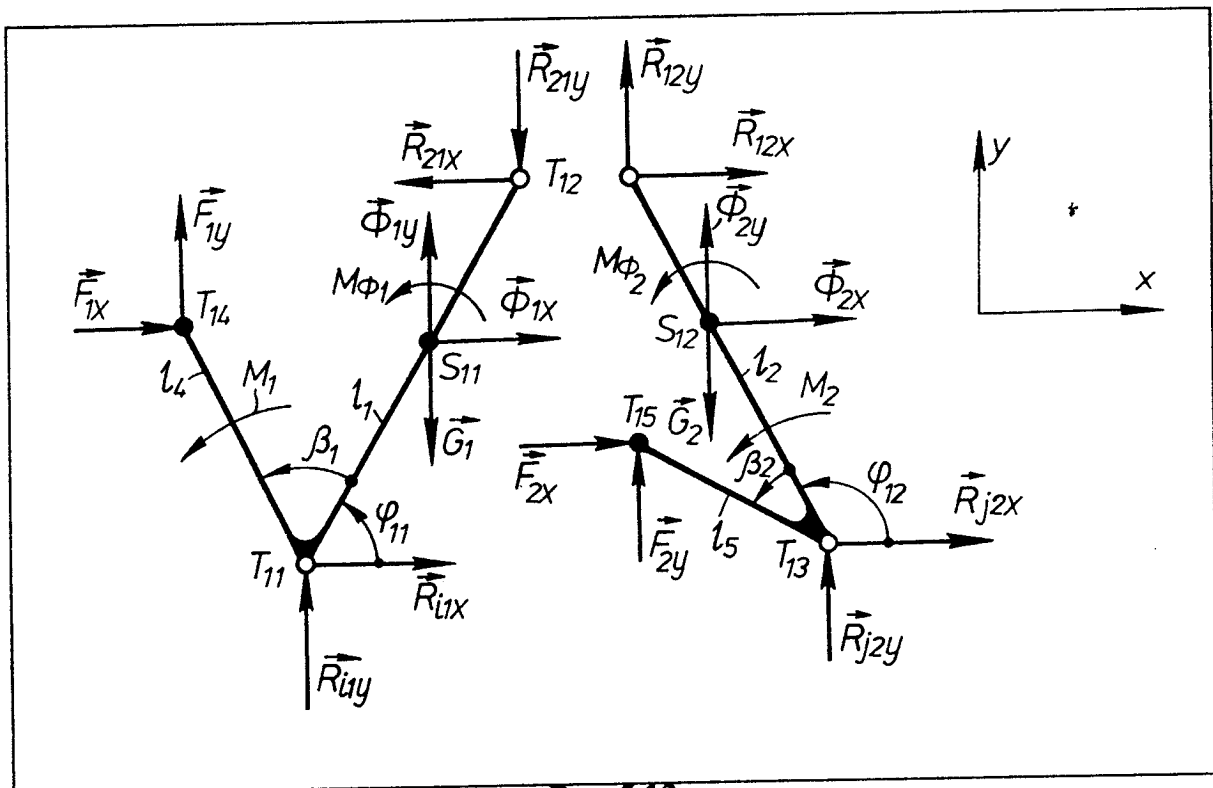


Рис. 5.13

кінематичних парах T_{12}, T_{13} - відповідно $\bar{R}_{12}, \bar{R}_{j2}$. Нехай ланки структурної групи навантажені силами \bar{F}_1, \bar{F}_2 , моментами M_1, M_2 , силами ваги \bar{G}_1, \bar{G}_2 . Сили інерції ланок $\bar{\Phi}_1, \bar{\Phi}_2$ і моменти сил інерції M_{Φ_1}, M_{Φ_2} відомі. Всі вказані сили розкладаємо на складові, напрямлені вздовж осей координат.

Розв'язок задачі зручно почати з визначення реакції \bar{R}_{12} у внутрішній кінематичній парі. Для цього досліджуємо кожен ланку окремо. Записуємо рівняння суми моментів сил відносно зовнішніх кінематичних пар:

для ланки 1

$$R_{12x} l_1 \sin\varphi_{11} - R_{12y} l_1 \cos\varphi_{11} + \sum M_{T_{11}}(F_i) = 0, \quad (5.6)$$

для ланки 2

$$-R_{12x} l_2 \sin\varphi_{12} + R_{12y} l_2 \cos\varphi_{12} + \sum M_{T_{12}}(F_i) = 0, \quad (5.7)$$

де

$$\sum M_{T_{11}}(F_i) = M_1 + M_{\Phi_1} - F_{1x} l_4 \sin(\varphi_{11} + \beta_1) + F_{1y} l_4 \cos(\varphi_{11} + \beta_1) + (\Phi_{1y} - G_1) l_{S_{11}} \cos\varphi_{11} - \Phi_{1x} l_{S_{11}} \sin\varphi_{11};$$

$$\sum M_{T_{12}}(F_i) = M_2 + M_{\Phi_2} - F_{2x} l_5 \sin(\varphi_{12} + \beta_2) + F_{2y} l_5 \cos(\varphi_{12} + \beta_2) + (\Phi_{2y} - G_2) l_{S_{12}} \cos\varphi_{12} - \Phi_{2x} l_{S_{12}} \sin\varphi_{12}.$$

Рівняння (5.6) і (5.7) утворюють систему лінійних рівнянь відносно невідомих R_{12x}, R_{12y} . Розв'язуємо цю систему і одержуємо складові реакції:

$$R_{12x} = \frac{\sum M_{T_{11}}(F_i) l_2 \cos\varphi_{12} + \sum M_{T_{12}}(F_i) l_1 \cos\varphi_{11}}{l_1 l_2 \sin(\varphi_{11} - \varphi_{12})};$$

$$R_{12y} = \frac{\sum M_{T_{11}}(F_i) l_2 \sin\varphi_{12} + \sum M_{T_{12}}(F_i) l_1 \sin\varphi_{11}}{l_1 l_2 \sin(\varphi_{11} - \varphi_{12})}.$$

Повну реакцію обчислюємо за формулою:

$$R_{12} = \sqrt{(R_{12x})^2 + (R_{12y})^2}.$$

Для визначення складових реакції \bar{R}_{i1} почергово проектуємо всі сили, що відносяться до ланки 1, на осі координат.

$$R_{i1x} = R_{21x} - F_{1x} - \Phi_{1x}; \quad R_{i1y} = R_{21y} - F_{1y} - \Phi_{1y} + G_1; \quad R_{i1} = \sqrt{(R_{i1x})^2 + (R_{i1y})^2}.$$

Аналогічно визначаємо складові реакції \bar{R}_{j2} в другій зовнішній кінематичній парі T_{13} :

$$R_{j2x} = -R_{12x} - F_{2x} - \Phi_{2x}; \quad R_{j2y} = -R_{12y} - F_{2y} - \Phi_{2y} + G_2; \quad R_{j2} = \sqrt{(R_{j2x})^2 + (R_{j2y})^2}.$$

Описаний алгоритм визначення реакцій в кінематичних парах реалізується підпрограмою SAD1 ($T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, S_{11}, S_{12}, \varphi_{11}, \varphi_{12}, m_1, m_2, J_{S_{11}}, J_{S_{12}}, \omega_1, \varepsilon_1, F_{1x}, F_{1y}, M_1, F_{2x}, F_{2y}, M_2, R_{i1x}, R_{i1y}, R_{i1}, R_{12x}, R_{12y}, R_{12}, R_{j2x}, R_{j2y}, R_{j2}, \Phi_{1x}, \Phi_{1y}, \Phi_{2x}, \Phi_{2y}, M_{\Phi\Sigma}$) (додаток 2).

При складанні програми приймалось до уваги, що :

$$l_2 \cos\varphi_{12} = X_{T_{12}} - X_{T_{11}}; \quad l_2 \sin\varphi_{12} = Y_{T_{12}} - Y_{T_{11}};$$

$$l_1 \cos\varphi_{11} = X_{T_{12}} - X_{T_{11}}; \quad l_1 \sin\varphi_{11} = Y_{T_{12}} - Y_{T_{11}}.$$

Із перерахованих формальних параметрів в заголовку підпрограми до вхідних даних відносяться: $T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, S_{11}, S_{12}, \varphi_{11}, \varphi_{13}$

стики точок структурної групи; m_1, m_2 - маси ланок 1,2; J_{S1}, J_{S2} - моменти інерції цих ланок; ω_1, ε_1 - кутова швидкість і кутове прискорення вхідної ланки механізму. Інші параметри є результатом виконання програми: R_{i1x}, R_{i1y}, R_{i1} - проекції і повна реакція в кінематичній парі T_{11} ; R_{12x}, R_{12y}, R_{12} - проекція і повна реакція в кінематичній парі T_{12} ; R_{j2x}, R_{j2y}, R_{j2} - проекція і повна реакція в кінематичній парі T_{13} ; $\Phi_{1x}, \Phi_{1y}, \Phi_{2x}, \Phi_{2y}$ - проекції сил інерції ланок 1,2; $M_{\Phi\Sigma}$ - сумарний момент сил інерції ланок.

Структурна група 2-го виду. Розглянемо структурну групу 2-го виду (рис.5.14). До ланок групи прикладені зовнішні сили \vec{F}_1, \vec{F}_2 , які на схемі зображені проекціями на осі координат, і моменти M_1, M_2 . Ланки сприймають навантаження також від сил ваги \vec{G}_1, \vec{G}_2 . Сили інерції ланок відповідно $\vec{\Phi}_1, \vec{\Phi}_2$, а $M_{\Phi 1}$ - момент сил інерції ланки 1 відносно осі, що проходить через центр мас.

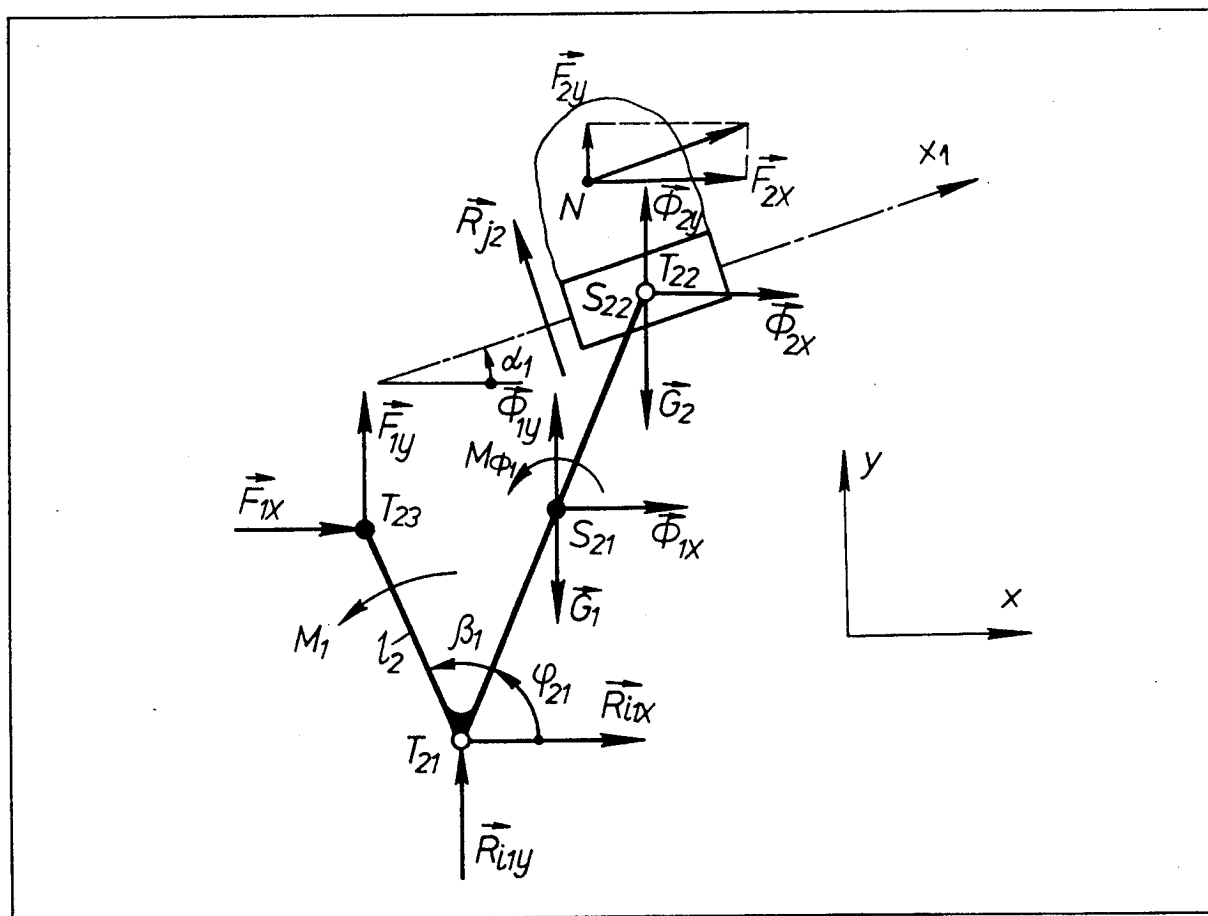


Рис. 5.14

В обертових кінематичних парах T_{21}, T_{22} реакції $\vec{R}_{i1}, \vec{R}_{j2}$ замінені складовими, паралельними осям координат x_0y_0 . В поступальній кінематичній парі реакцію \vec{R}_{j2} напрямляємо в бік осі y_1 допоміжної системи координат x_1y_1 , положення осей якої фіксується кутом α_1 .

На основі принципу Даламбера записуємо рівняння суми проекцій сил на осі координат, які відносяться до повзуна:

$$\begin{aligned} R_{12x} + F_{2x} - R_{j2} \sin \alpha_1 + \Phi_{2x} &= 0; \\ R_{12y} + F_{2y} + R_{j2} \cos \alpha_1 + \Phi_{2y} - G_2 &= 0, \end{aligned}$$

$$R_{12y} + F_{2y} + R_{j2} \cos \alpha_1 + \Phi_{2y} - G_2 = 0,$$

а для шатуна використовуємо рівняння суми моментів відносно точки T_{21}

$$R_{12x} l_1 \sin \varphi_{21} - R_{12y} l_1 \cos \varphi_{21} - F_{1x} l_2 \sin(\varphi_{21} + \beta_1) + F_{1y} l_2 \cos(\varphi_{21} + \beta_1) + M_1 + (\Phi_{1y} - G_1) l_{S1} \cos \varphi_{21} - \Phi_{1x} l_{S1} \sin \varphi_{21} + M_{\Phi_1} = 0.$$

Із перших двох рівнянь виражаємо складові \bar{R}_{12x} , \bar{R}_{12y} через \bar{R}_{j2} і підставляємо в третє рівняння. В результаті одержимо:

$$R_{j2} = \frac{(\Phi_{2x} + F_{2x}) l_1 \sin \varphi_{21} - (\Phi_{2y} + F_{2y} + G_2) l_1 \cos \varphi_{21} + b}{l_1 \cos(\varphi_{21} - \alpha_1)},$$

де

$$b = F_{1x} l_2 \sin(\varphi_{21} + \beta_1) - F_{1y} l_2 \cos(\varphi_{21} + \beta_1) - M_1 - M_{\Phi_1} - (\Phi_{1y} - G_1) l_{S1} \cos \varphi_{21} + \Phi_{1x} l_{S1} \sin \varphi_{21};$$

$$R_{12x} = R_{j2} \sin \alpha - F_{2x} - \Phi_{2x}; \\ R_{12y} = -R_{j2} \cos \alpha - F_{2y} - \Phi_{2y} + G_2.$$

Для шатуна складаємо два рівняння суми проекцій сил на осі координат і визначаємо реакцію \bar{R}_{i1} :

$$R_{i1x} = R_{12x} - F_{1x} - \Phi_{1x}; \quad R_{i1y} = R_{12y} - F_{1y} - \Phi_{1y} + G_1; \quad R_{i1} = \sqrt{(R_{i1x})^2 + (R_{i1y})^2}.$$

Описаний алгоритм силового аналізу структурної групи 2-го виду реалізується підпрограмою SAD2 ($T_{21}, T_{22}, T_{23}, S_{21}, S_{22}, \varphi_{21}, \alpha_1, m_1, m_2, J_{S21}, \omega_1, \varepsilon_1, F_{1x}, F_{1y}, M_1, F_{2x}, F_{2y}, M_2, R_{i1x}, R_{i1y}, R_{i1}, R_{12x}, R_{12y}, R_{12}, R_{j2}, \Phi_{1x}, \Phi_{1y}, \Phi_{2x}, \Phi_{2y}, M_{\Phi\Sigma}$) (до додаток 2).

До вхідних даних відносяться параметри: $T_{21}, T_{22}, T_{23}, S_{21}, S_{22}, \varphi_{21}, \alpha_1, m_1, m_2, J_{S21}, \omega_1, \varepsilon_1, F_{1x}, F_{1y}, M_1, F_{2x}, F_{2y}, M_2$. Суть цих параметрів така ж, як і у випадку силового аналізу структурної групи 1-го виду, за винятком кута нахилу напрямної повзуна α_1 .

Структурна група 3-го виду. Схема структурної групи і характер навантаження ланок зовнішніми силами зображені на рис.5.15. Реакцію в обертальній кінематичній парі T_{31} розкладаємо на дві складові $\bar{R}_{i1x}, \bar{R}_{i1y}$ паралельно осям координат $хоу$, а реакцію в другій обертальній кінематичній парі T_{32} - на складові $\bar{R}_{j2x1}, \bar{R}_{j2y1}$ паралельно осям $x_{1o1}y_{1o1}$ допоміжної системи координат. Додатній напрямок реакції \bar{R}_{12} в поступальній кінематичній парі співпадає з напрямком осі y_1 .

Для ланки 2 записуємо рівняння суми проекцій сил на вісь x_1

$$R_{j2x1} + \Phi_{2x} \cos \varphi_{31} + (\Phi_{2y} - G_2) \sin \varphi_{31} = 0,$$

звідси

$$R_{j2x1} = -\Phi_{2x} \cos \varphi_{31} - (\Phi_{2y} - G_2) \sin \varphi_{31}.$$

Тепер з рівняння суми моментів сил, які відносяться до ланок структурної групи, відносно точки T_{31} , визначаємо складову \bar{R}_{j2y1} :

$$R_{j2y1} = \frac{1}{s} (-R_{j2x} h + \Phi_{2x} s \sin \varphi_{31} - (\Phi_{2y} - G_2) s \cos \varphi_{31} + \Phi_{1x} l_{S31} \sin(\varphi_{31} + \beta_2) - (\Phi_{1y} - G_1) l_{S31} \cos(\varphi_{31} + \beta_2) + F_{1x} l_2 \sin(\varphi_{31} + \beta_1) - F_{1y} l_2 \cos(\varphi_{31} + \beta_1) - M_{\Phi_1} - M_1).$$

Користуючись формулами переходу від однієї системи координат до іншої, визначаємо складові реакцій \bar{R}_{j2} в основній системі координат $хоу$:

$$R_{j2y} = R_{j2x1} \sin \varphi_{31} + R_{j2y1} \cos \varphi_{31} .$$

Повна реакція

$$R_{j2} = \sqrt{(R_{j2x})^2 + (R_{j2y})^2} .$$

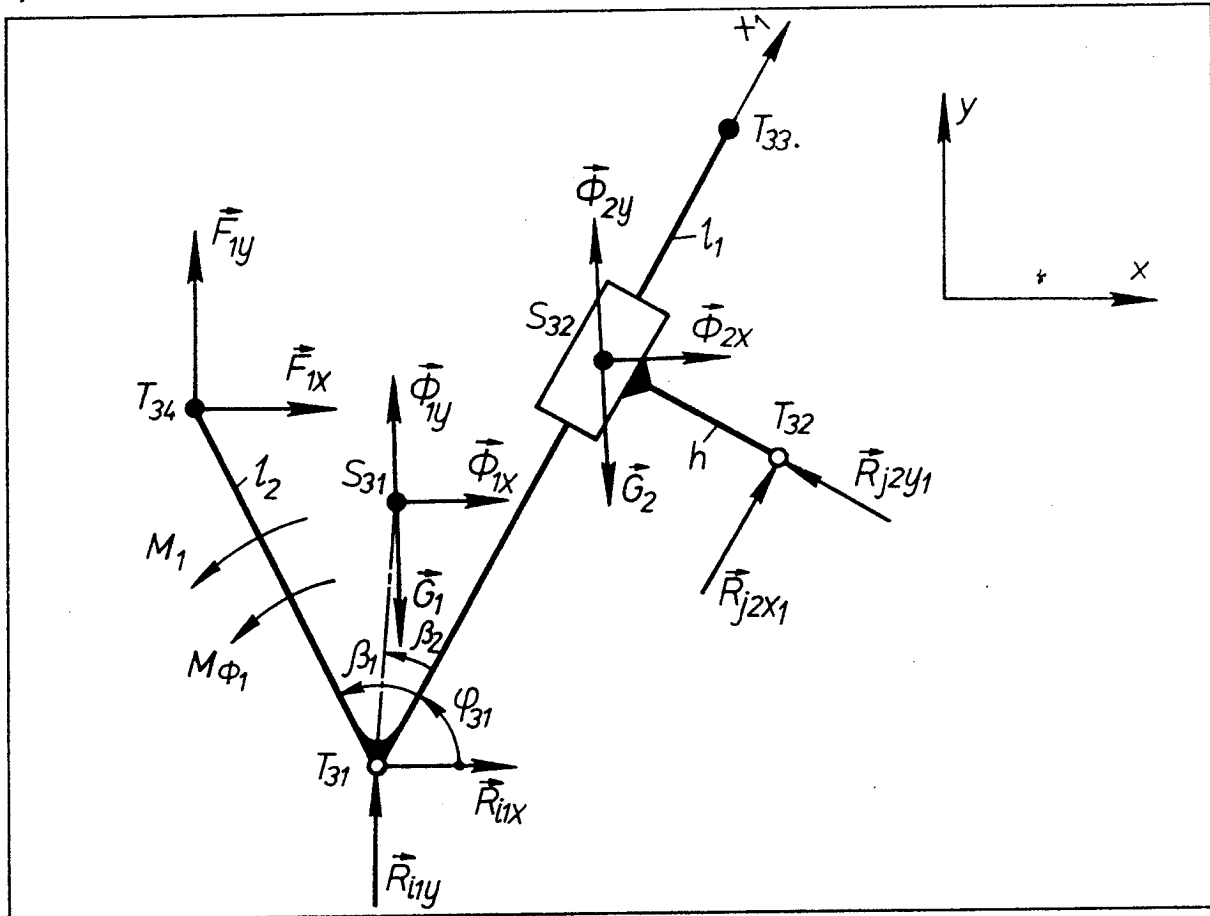


Рис. 5.15

Розглядаємо знову ланку 2. Рівняння суми проєкцій сил на вісь y_1 :

$$R_{12} + R_{j2y1} - \Phi_{2x} \sin \varphi_{31} + (\Phi_{2y} - G_2) \cos \varphi_{31} = 0 .$$

звідси

$$R_{12} = \Phi_{2x} \sin \varphi_{31} - R_{j2y1} - (\Phi_{2y} - G_2) \cos \varphi_{31} .$$

Проектуючи по черзі на осі координат $хоу$ сили, які відносяться до першої ланки, визначаємо складові і повну реакцію \bar{R}_{i1} :

$$R_{i1x} = -\Phi_{1x} - F_{1x} + R_{12} \cos(\varphi_{31} + \pi/2) ;$$

$$R_{i1y} = G_1 - \Phi_{1y} - F_{1y} + R_{12} \sin(\varphi_{31} + \pi/2) ;$$

$$R_{j2} = \sqrt{(R_{j2x})^2 + (R_{j2y})^2} .$$

Наведений алгоритм силового аналізу структурної групи 3-го виду реалізується за допомогою підпрограми SAD3 ($T_{31}, T_{32}, T_{33}, T_{34}, S_{31}, S_{32}, \varphi_{31}, h, m_1, m_2, J_{S31}, \omega_1, \varepsilon_1, F_{1x}, F_{1y}, M_1, F_{2x}, F_{2y}, M_2, R_{i1x}, R_{i1y}, R_{i1}, R_{12}, R_{j2x}, R_{j2y}, R_{j2}, \Phi_{1x}, \Phi_{1y}, \Phi_{2x}, \Phi_{2y}, M_{\Phi 2}$) (додаток 2).

Із перерахованих формальних параметрів в заголовку підпрограми до вхідних даних відносяться: $T_{31}, T_{32}, T_{33}, T_{34}, S_{31}, S_{32}, \varphi_{31}$ - геометричні характеристики структурної групи; h - конструктивний розмір ланки 2 (див.рис.3.4); m_1, m_2 - маси

ланок; J_{S31} - момент інерції ланки 1; ω_1, ε_1 - кутова швидкість і прискорення вхідної ланки; F_{1x}, F_{1y}, M_1 - навантаження ланки 1. Решта параметрів обчислюються в результаті виконання підпрограми.

Структурна група 4-го виду. На рис.5.16 зображена схема структурної групи і вказаний можливий варіант навантаження її ланок. Позитивний напрямок реакцій $\bar{R}_{i1}, \bar{R}_{j2}$ співпадає з таким же напрямком відповідно осей y_1, y_2 допоміжних систем координат.

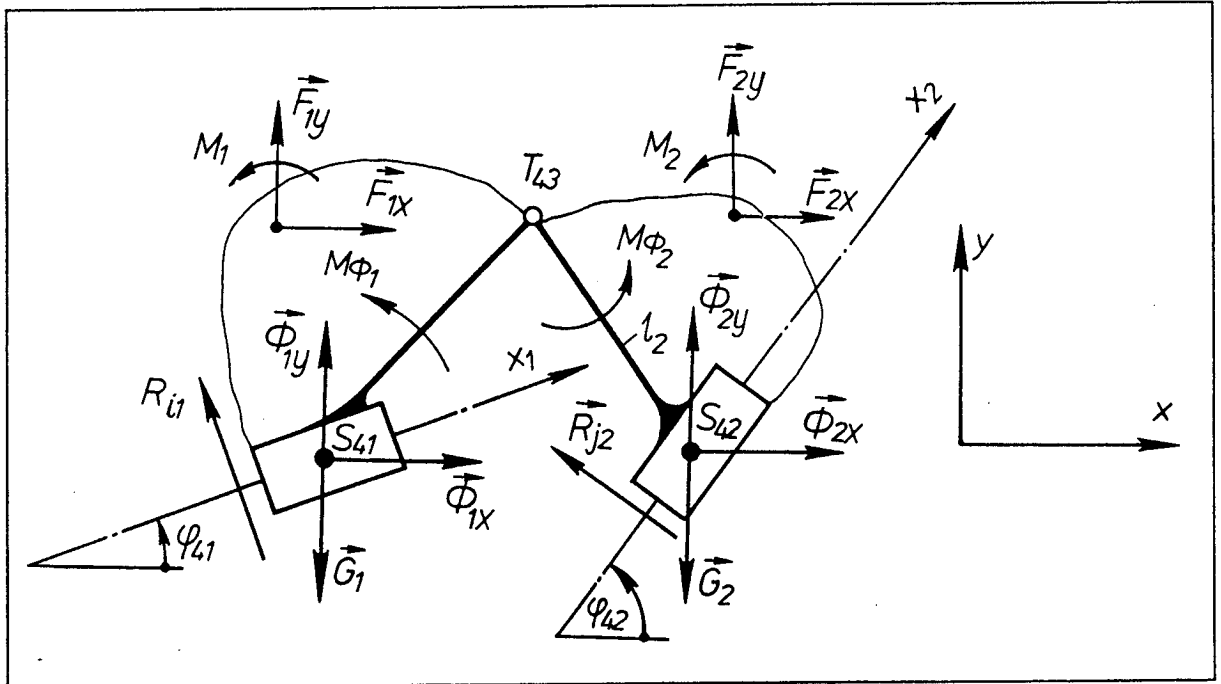


Рис.5.16

Проектуємо всі сили на вісь x_1 і суму проекцій прирівнюємо до нуля:

$$Q_{ix} \cos\varphi_{41} + Q_{iy} \sin\varphi_{41} - R_{j2} \sin(\varphi_{42} - \varphi_{41}) = 0.$$

Знаходимо

$$R_{j2} = \frac{Q_{ix} \cos\varphi_{41} + Q_{iy} \sin\varphi_{41}}{\sin(\varphi_{42} - \varphi_{41})},$$

де

$$\begin{aligned} Q_{ix} &= \Phi_{1x} + \Phi_{2x} + F_{1x} + F_{2x}; \\ Q_{iy} &= \Phi_{1y} + \Phi_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - G_1 - G_2. \end{aligned}$$

Далі проектуємо всі сили на вісь x_2 :

$$Q_{ix} \cos\varphi_{42} + Q_{iy} \sin\varphi_{42} - R_{i1} \sin(\varphi_{41} - \varphi_{42}) = 0.$$

Одержуємо:

$$R_{i1} = \frac{Q_{ix} \cos\varphi_{42} + Q_{iy} \sin\varphi_{42}}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{42})}.$$

Для визначення складових реакції \bar{R}_{12} почергово проектуємо всі сили, які відносяться до ланки 2, на осі координат x, y і з отриманих рівнянь визначаємо:

$$R_{12x} = R_{j2} \sin\varphi_{42} - \Phi_{2x} - F_{2x};$$

$$R_{12y} = -R_{j2} \cos\varphi_{42} - \Phi_{2y} - F_{2y} + G_2.$$

Повна реакція дорівнює:

$$R_{12} = \sqrt{(R_{12x})^2 + (R_{12y})^2}.$$

Розрахунок реакцій в структурній групі 4-го виду виконується підпрограмою SAD4 ($S_{41}, S_{42}, \varphi_{41}, \varphi_{42}, \varphi_{41}, \varphi_{42}, m_1, m_2, J_{S41}, J_{S42}, \omega_1, \varepsilon_1, F_{1x}, F_{1y}, M_1, F_{2x}, F_{2y}, M_2, R_{i1}, R_{12x}, R_{12y}, R_{12}, R_{j2}, \Phi_{1x}, \Phi_{1y}, \Phi_{2x}, \Phi_{2y}, M_{\Phi\Sigma}$) (див. додаток 2).

Із перерахованих в заголовку підпрограми параметрів до вхідних даних відносяться: $S_{41}, S_{42}, \varphi_{41}, \varphi_{42}$ - геометричні характеристики точок структурної групи; $\varphi_{41}, \varphi_{42}$ - кути, які визначають положення напрямних ланок 1 і 2; m_1, m_2 - маси ланок; J_{S41}, J_{S42} - моменти інерції ланок; ω_1, ε_1 - кутова швидкість і кутове прискорення вхідної ланки; $F_{1x}, F_{1y}, M_1, F_{2x}, F_{2y}, M_2$ - зовнішнє навантаження ланок силами і моментами. Інші параметри є результатом виконання підпрограми.

Структурна група 5-го виду. Характер навантаження ланок структурної групи найчастіше зустрічається такий, як це зображено на схемі (рис. 5.17). Реакцію в обертальній кінематичній парі розкладаємо на складові $\bar{R}_{i1x}, \bar{R}_{i1y}$. Додатній напрямком реакції \bar{R}_{j2} співпадає з позитивним напрямком осі y_1 допоміжної системи координат $x_{10}y_1$. У внутрішній поступальній кінематичній парі додатній напрямком реакції R_{12} визначається кутом ($\varphi_{52} + \beta_2 + \pi/2$).

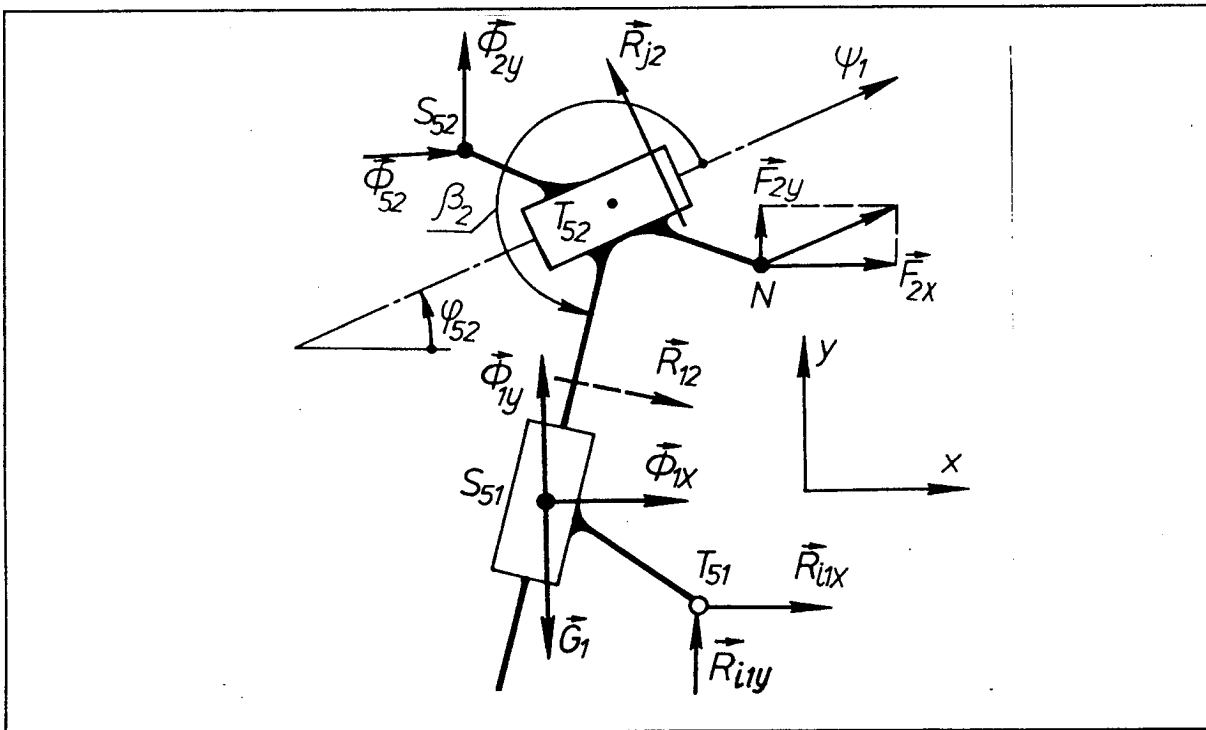


Рис. 5.17

Сили, які відносяться до ланки 2, проектуємо на вісь x_1 і цю суму проєкцій прирівнюємо до нуля. Одержимо рівняння

$$R_{12} \cos(\beta_2 + \pi/2) + (F_{2x} + \Phi_{2x}) \cos\varphi_{52} + (F_{2y} + \Phi_{2y} - G_2) \sin\varphi_{52} = 0,$$

з якого визначаємо:

$$R_{12} = - \frac{(F_{2x} + \Phi_{2x}) \cos\varphi_{52} + (F_{2y} + \Phi_{2y} - G_2) \sin\varphi_{52}}{\cos(\beta_2 + \pi/2)}.$$

Тепер складаємо суму проекцій цих же сил на вісь y_1 і визначаємо реакцію R_{j2}

$$R_{j2} + R_{12} \sin(\beta_2 + \pi/2) - (F_{2x} + \Phi_{2x}) \sin\varphi_{52} + (F_{2y} + \Phi_{2y} - G_2) \cos\varphi_{52} = 0.$$

$$R_{j2} = (F_{2x} + \Phi_{2x}) \sin\varphi_{52} - (F_{2y} + \Phi_{2y} - G_2) \cos\varphi_{52} - R_{12} \sin(\beta_2 + \pi/2).$$

Складові реакції в обертальній кінематичній парі визначаємо, склавши почергово рівняння проекцій сил ланки 1 на осі x, y :

$$R_{i1x} + \Phi_{1x} - R_{12} \cos(\varphi_{52} + \beta_2 + \pi/2) = 0;$$

$$R_{i1y} + \Phi_{1y} - G_1 - R_{12} \sin(\varphi_{52} + \beta_2 + \pi/2) = 0.$$

Тоді

$$R_{i1x} = R_{12} \cos(\varphi_{52} + \beta_2 + \pi/2) - \Phi_{1x};$$

$$R_{i1y} = R_{12} \sin(\varphi_{52} + \beta_2 + \pi/2) - \Phi_{1y} + G_1;$$

$$R_{i1} = \sqrt{(R_{i1x})^2 + (R_{i1y})^2}.$$

Описаний алгоритм силового аналізу структурної групи реалізується підпрограмою SAD5 ($S_{51}, S_{52}, \varphi_{52}, m_1, m_2, \omega_1, \varepsilon_1, F_{2x}, F_{2y}, R_{i1x}, R_{i1y}, R_{i1}, R_{12}, R_{j2}, \Phi_{1x}, \Phi_{1y}, \Phi_{2x}, \Phi_{2y}$) (див. додаток 2).

До вхідних даних, які передаються в підпрограму через формальні параметри, відносяться: S_{51}, S_{52} - геометричні характеристики центрів мас ланок; φ_{52} - кут, який визначає положення напрямної ланки 2, а також $m_1, m_2, \omega_1, \varepsilon_1, F_{2x}, F_{2y}$, зміст яких аналогічний відповідним параметрам, що описані в інших структурних групах. Інші параметри, що вказані в заголовку підпрограми є результатом її виконання.

Вхідна ланка. Вхідна ланка механізму може утворювати із стояком обертальну (рис.5.18а) або поступальну (рис.5.18б) кінематичну пару.

В першому випадку для кривошипа невідомими являються зрівноважуючий момент $M_{зп}$ і реакції $\bar{R}_{01x}, \bar{R}_{01y}$. З рівняння моментів сил, відносно точки A , знаходимо $M_{зп}$.

$$M_{зп} + M_A(R_{21x}) + M_A(R_{21y}) + M_A(\Phi_{1x}) + M_A(\Phi_{1y}) + M_A(G_1) + M_{\Phi_1} = 0,$$

де: $M_A(R_{21x}) = -R_{21x} l_{AB} \sin\varphi_1;$ $M_A(R_{21y}) = R_{21y} l_{AB} \cos\varphi_1;$

$$M_A(\Phi_{1x}) = \Phi_{1x} l_{AS1} \sin\varphi_1;$$
 $M_A(\Phi_{1y}) = \Phi_{1y} l_{AS1} \cos\varphi_1;$

$$M_A(G_1) = -G_1 l_{AS1} \cos\varphi_1;$$
 $M_{\Phi_1} = -J_{S1} \varepsilon_1.$

З рівняння суми проекцій сил по ланці знаходимо R_{01x} і R_{01y} :

$$R_{01x} = R_{21x} - \Phi_{1x}; \quad R_{01y} = -R_{21y} - \Phi_{1y} + G_1.$$

Повна реакція в кінематичній парі A дорівнює:

$$R_{01} = \sqrt{(R_{01x})^2 + (R_{01y})^2}.$$

Напрямок вектора \bar{R}_{01} визначається кутом α_{01} :

$$\alpha_{01} = \text{arctg} \frac{|R_{01y}|}{|R_{01x}|}.$$

Якщо вхідною ланкою механізму являється повзун, рис.5.18б, то визначається зрівноважуюча сила $\bar{F}_{зп}$, реакція \bar{R}_{01} і плече h_1 . Проектуємо всі сили на осі x, y :

$$F_{зп} + \Phi_1 - G_1 \sin\beta_1 - R_{21x} \cos\beta_1 + R_{21y} \sin\beta_1 = 0;$$

$$R_{01} - G_1 \cos\beta_1 + R_{21x} \sin\beta_1 + R_{21y} \cos\beta_1 = 0,$$

і знаходимо сили $\bar{F}_{зп}, \bar{R}_{01}$.

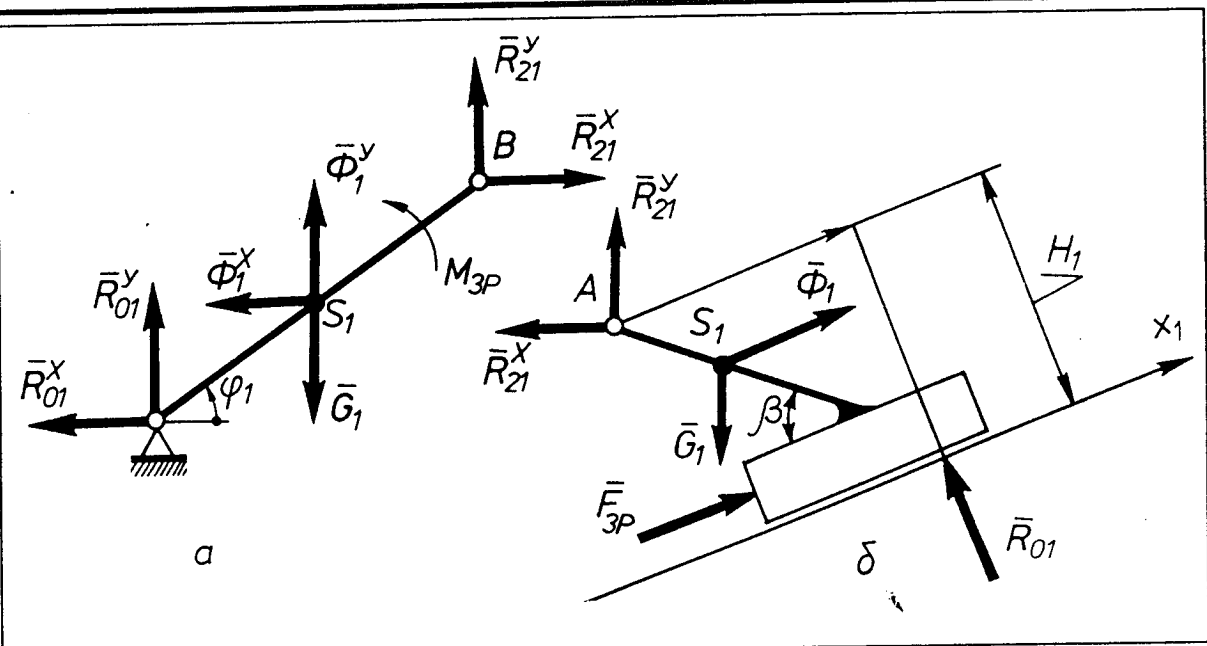


Рис. 5.18

Запишемо рівняння суми моментів сил по ланці 1 відносно точки А:

$$R_{01} + M_A(F_{3P}) + M_A(\Phi_1) + M_A(G_1) = 0$$

і знаходимо h_1 .

Тут:

$$M_A(F_{3P}) = F_{3P} h_1;$$

$$M_A(\Phi_1) = \Phi_1 l_{AS_1} \sin \beta_1;$$

$$M_A(G_1) = -G_1 l_{AS_1} \cos(\beta_1 - \varphi_1).$$

Алгоритм силового розрахунку вхідної ланки реалізується головною програмою.

5.7. Побудова годографів реакцій в кінематичних парах

Величини реакцій, обчислені аналітичним методом для контрольного положення механізму, вводяться в ЕОМ. Машина їх перевіряє і, якщо результати до-

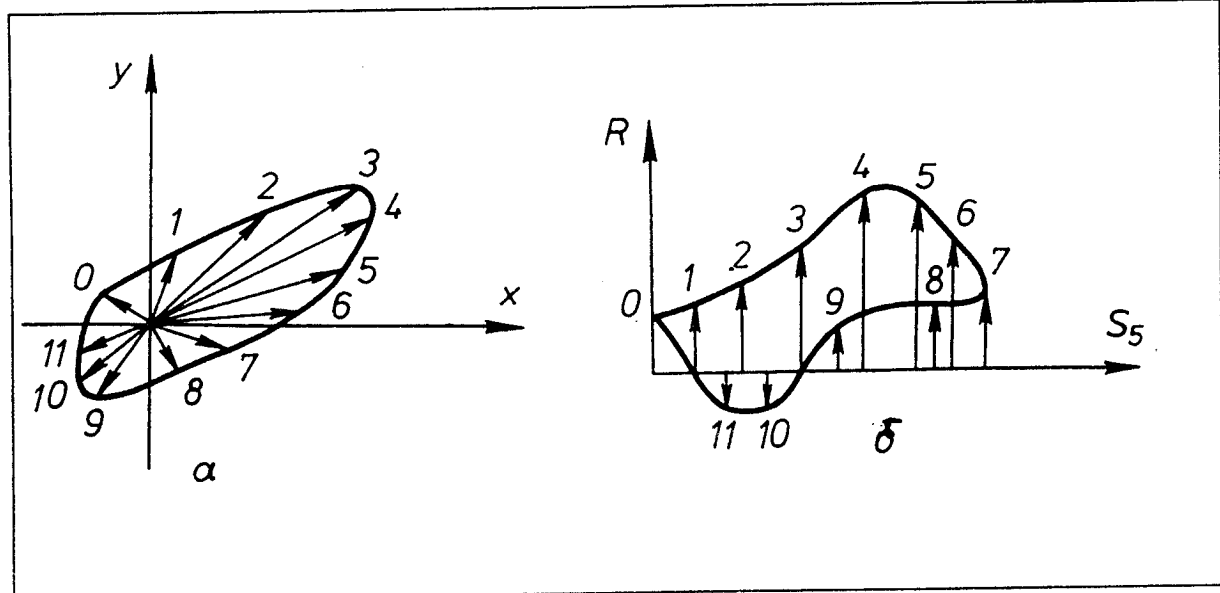


Рис. 5.19

стовірні, то вона обчислює і роздруковує величини реакцій у всіх кінематичних парах для 12-ти положень механізму.

Для кожної обертальної кінематичної пари будується нерухома система координат xoy , центр якої вважається центром кінематичної пари. Вибираємо єдиний масштабний коефіцієнт сил μ_R (Н/мм). З центрів систем координат, користуючись масштабним коефіцієнтом μ_R відкладаємо відрізки, які відповідають складовим $\bar{R}_{ix}, \bar{R}_{iy}$ реакцій і будуємо вектори повних реакцій $\bar{R}_{ij} = \bar{R}_{ix} + \bar{R}_{iy}$ для 12-ти положень. Кінці векторів з'єднуємо плавною кривою (рис.5.19а). Для поступальної пари вибираємо систему координат, в якій вісь абсцис напрямлена вздовж напрямної, по якій рухається повзун, а вісь ординат - перпендикулярно до напрямної (рис.5.19б). Якщо напрямна здійснює обертальний рух, наприклад, у кулісному механізмі, то система координат прив'язується до одного з проміжних (середніх) положень напрямної. Вздовж осі абсцис відкладається переміщення повзуна, а вздовж осі ординат - реакція.

5.8. Визначення незрівноважених сил інерції

В процесі руху механізму сили інерції ланок Φ_i і моменти сил інерції M_{Φ_i} безперервно міняються як по величині, так і по напрямку. Якщо звести всі сили інерції Φ_i і моменти M_{Φ_i} до центра O обертання кривошипа, то одержимо головний вектор

$$\Phi_{\Sigma} = \sum \Phi_i \quad (5.8)$$

і головний момент сил інерції

$$M_{\Phi\Sigma} = \sum M_{\Phi_i} + \sum M_O(\Phi_i). \quad (5.9)$$

Як відомо, на фундамент не будуть діяти динамічні навантаження, якщо виконуватимуться такі умови

$$\Phi_{\Sigma} = 0; \quad M_{\Phi\Sigma} = 0.$$

Механізми, для яких мають місце записані вище умови називаються зрівноваженими. Нерівність нулю головного вектора Φ_{Σ} сил інерції і головного момента $M_{\Phi\Sigma}$ сил інерції можна прийняти за міру незрівноваженості механізму.

Чим менші ці величини, тим ближче механізм до повного зрівноваження і навіпаки. Назвемо силу Φ_{Σ} і момент $M_{\Phi\Sigma}$ незрівноваженими.

Головний вектор сил інерції можна записати у вигляді

$$\Phi_{\Sigma} = \sqrt{\Phi_{\Sigma x}^2 + \Phi_{\Sigma y}^2}, \quad (5.10)$$

де

$$\Phi_{\Sigma x} = \sum \Phi_{ix} = - \sum m_i a_{S_{ix}}; \quad \Phi_{\Sigma y} = \sum \Phi_{iy} = - \sum m_i a_{S_{iy}} \quad (5.11)$$

суми проекцій сил інерції на осі координат x і y .

В рівнянні (5.9) моменти також можна розкласти на складові:

$$M_{\Phi\Sigma} = \sum M_{\Phi_i} + \sum M_O(\Phi_{ix}) + \sum M_O(\Phi_{iy}), \quad (5.12)$$

тут

$$\sum M_{\Phi_i} = - \sum J_{S_i} \varepsilon_i; \quad \sum M_O(\Phi_{ix}) = \sum \Phi_{ix} Y_{S_i}; \quad \sum M_O(\Phi_{iy}) = \sum \Phi_{iy} X_{S_i}; \quad (5.13)$$

X_{S_i}, Y_{S_i} - координати центрів мас ланок в системі координат, що проходить через точку O .

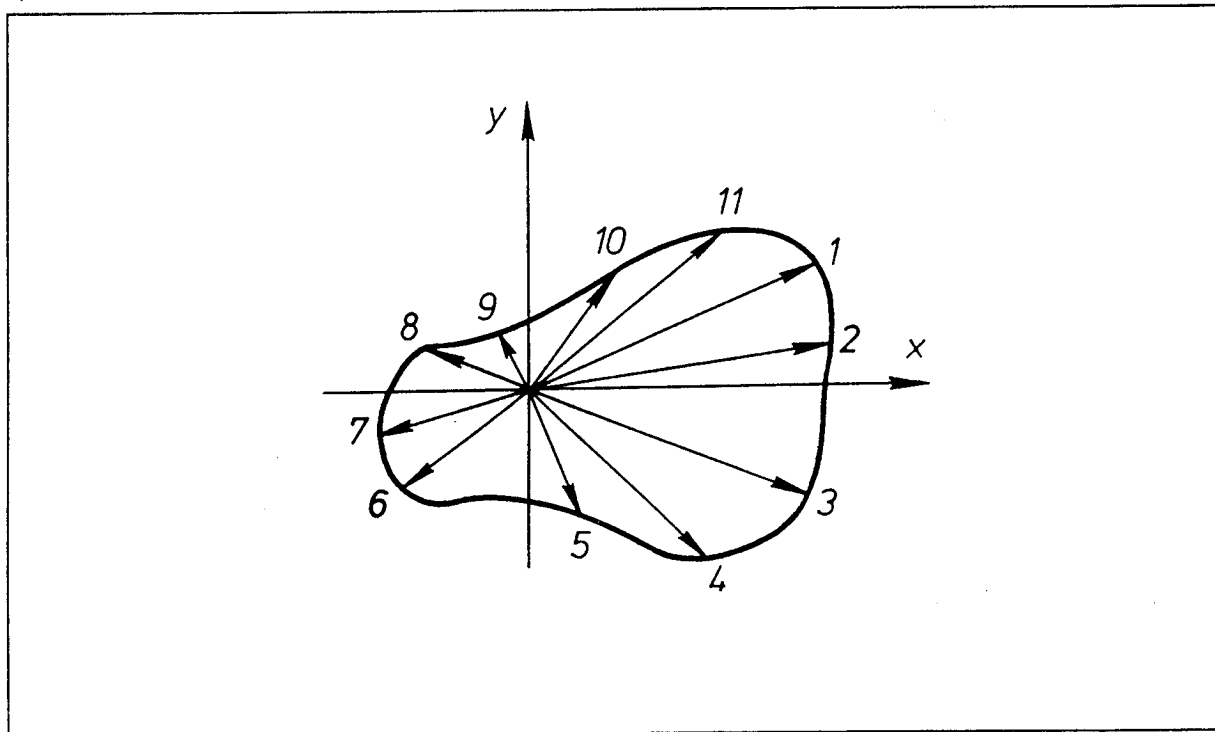
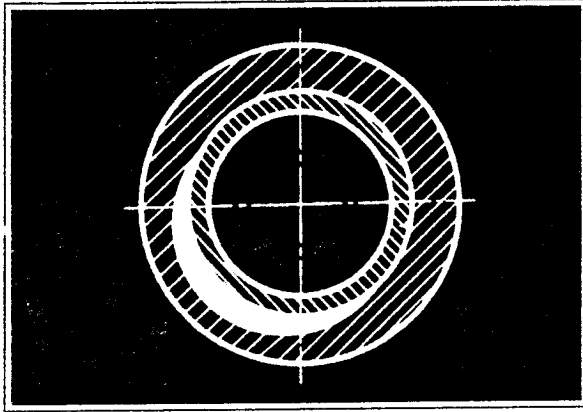


Рис. 5.20

Для обчислення прискорень ε_i ланок і $a_{S_{ix}}, a_{S_{iy}}$ центрів мас використовуються результати розрахунків других передаточних функцій (аналогів прискорень) $\varphi_i'', X_{S_i}'', Y_{S_i}''$, виконаних в кінематичному аналізі механізмів:

$$\varepsilon_1 = \varphi_1'' \omega_1^2; \quad a_{S_{ix}} = X_{S_i}'' \omega_1^2; \quad a_{S_{iy}} = Y_{S_i}'' \omega_1^2. \quad (5.14)$$

Використовуючи рівняння (5.11) і (5.12), обчислюємо проекції $\Phi_{\Sigma x}, \Phi_{\Sigma y}$ незрівноваженої сили інерції Φ_{Σ} на осі координат. Повну силу Φ_{Σ} знаходимо з допомогою графічної побудови (рис.5.20). Розрахунки і побудову виконуємо для 12-ти положень механізму. Побудову по рівнянню (5.10) необхідно виконувати з одного центра і кінці векторів Φ_{Σ} сполучити плавною кривою. Одержимо годограф незрівноваженої сили. З допомогою рівнянь (5.12), (5.13), (5.14) необхідно обчислити значення незрівноваженого моменту $M_{\Phi\Sigma}$ і побудувати його графік в функції кута повороту φ_1 вхідної ланки (рис.5.20б).



ВИЗНАЧЕННЯ ККД МАШИНИ, ЗНОСУ В ЕЛЕМЕНТАХ КІНЕМАТИЧНИХ ПАР

6.1. Механічний коефіцієнт втрат і коефіцієнт корисної дії машини.

Енергія двигуна, який приводить в дію машину, витрачається не тільки на виконання корисної роботи, зумовленої безпосередньо технологічним процесом, а також на подолання сил тертя в кінематичних парах механізмів. Частина енергії, яку поглинає тертя, переходить в тепло і розсіюється, а друга частина витрачається на механічне руйнування поверхонь тертя. Це явище називається *зносом*. Для оцінки втрат енергії на тертя використовують поняття механічного коефіцієнта втрат і механічного коефіцієнта корисної дії, скорочено к.к.д.

Робота є еквівалентом енергії, використаної за певний проміжок часу. В машинах найчастіше таким є час t_c одного циклу її руху. Потужність характеризує миттєві затрати енергії. Відповідно до цього розрізняють циклові і миттєві коефіцієнти втрат і к.к.д. Механічний коефіцієнт втрат визначає відношення енергії, затраченої на подолання сил тертя, до всієї енергії, яку машина одержує від двигуна:

$$\xi_c = \frac{A_T}{A_p}; \quad \xi_m = \frac{P_T}{P_p}, \quad (6.1)$$

тут A_T, A_p - роботи сил тертя і рушійних сил за цикл; P_T, P_p - потужності сил тертя і рушійних сил.

Механічним коефіцієнтом корисної дії називається відношення роботи, затраченої на подолання сил технологічного (корисного) опору, до роботи рушійних сил:

$$\eta_c = \frac{A_0}{A_p}; \quad \eta_m = \frac{P_0}{P_p}. \quad (6.2)$$

де A_0, P_0 - відповідно робота за цикл і потужність в даний момент часу сил технологічного опору.

Між коефіцієнтами втрат і к.к.д. існує зв'язок:

$$\eta_c = 1 - \xi_c; \quad \eta_m = 1 - \xi_m. \quad (6.3)$$

Коефіцієнт корисної дії і коефіцієнт втрат є тими критеріями, які дозволяють дати якісну оцінку машини або окремого механізму по економічності енергоспо-

живання. Для характеристики кінематичних пар доцільно використовувати коефіцієнт втрат, так як кінематична пара не виконує корисної роботи.

6.2. Визначення діаметрів осей в обертальних кінематичних парах

Діаметр d осі для кожної кінематичної пари необхідно обчислити. За результатами силового розрахунку вибираємо максимальні значення реакцій в кожній кінематичній парі. Діаметри осей визначаємо з умови міцності на зріз:

$$d \geq \left(\frac{4R_{\max}}{\pi \tau_{adm}} \right)^{1/2} \text{ (мм)}, \quad (6.4)$$

де τ_{adm} - допустиме напруження зрізу, яке приймається в межах $\tau_{adm} = 60 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$. Одержаний результат закругляємо до найближчого більшого значення, кратного числу п'ять.

Вісь, на якій закріплено кривошип, передає крутний момент M_p і її розраховуємо по умові міцності на кручення:

$$d = \left(\frac{16M_p}{\pi \tau_{adm}} \right)^{1/3}$$

Значення τ_{adm} в цьому випадку приймаємо в межах $\tau_{adm} = 15 \dots 25 \text{ Н/мм}^2$.

6.3. Сили і моменти сил тертя в кінематичних парах

В кінематичних парах механізмів має місце тертя ковзання або тертя кочення. Наявність одного або другого виду тертя в кожній конкретній парі визначається її конструкцією. В поступальних парах діє тільки тертя ковзання, а в обертальних - вид тертя залежить від типу підшипників, які застосовуються. В підшипниках ковзання є наявним тертя ковзання, а в підшипниках кочення - тертя кочення. Підшипники кочення частіше використовуються в опорах валів зубчастих механізмів. В обертальних парах важільних механізмів застосовують підшипники ковзання. Це дає змогу зменшити габарити шарнірів.

Вважаємо, що в кінематичних парах має місце напівсухе тертя ковзання. В цьому випадку силу тертя можна визначити за формулою Амонтона-Кулона:

$$F^T = f N,$$

де f - коефіцієнт тертя між елементами кінематичної пари; N - нормальна сила в області контакту ланок.

Значення коефіцієнта тертя знаходяться експериментальним методом і для деяких пар тертя наведені в табл. 6.1. Вказані коефіцієнти тертя відповідають ковзанню плоских тіл. Якщо форма поверхні тіла не є плоскою, то замість коефіцієнта тертя f використовується зведений коефіцієнт тертя f^* :

$$F^T = f^* N. \quad (6.5)$$

Між коефіцієнтами f і f^* існує зв'язок:

$$f^* = \mu f, \quad (6.6)$$

де μ - коефіцієнт зведення, який залежить від форми поверхонь ковзання.

Пара тертя	Коефіцієнт тертя, f
сталь по сталі	0,15...0,2
сталь по чавуну	0,12...0,15
сталь по бронзі	0,1...0,15
сталь по баббіту	0,07...0,12
сталь по фторопласту	0,04...0,06
сталь по сталі (змащені)	0,09...0,1
сталь по чавуну (змащені)	0,01
сталь по бронзі (змащені)	0,01...0,05
сталь по баббіту (змащені)	0,005...0,009

Значення коефіцієнта μ для деяких форм поверхонь наведені в табл.6.2.

Для обчислення сили тертя, яка виникає в кінематичній парі, в формулу (6.5) замість N підставляємо значення реакції R в цій парі:

$$F^T = f^* R. \quad (6.7)$$

Момент сили тертя в обертальній парі дорівнює:

$$T = F^T r = f^* R r, \quad (6.8)$$

де $r = 0,5d$ - радіус осі.

Обчислення сил тертя F^T в поступальних парах і моментів T в обертальних парах виконується для всіх 12-ти положень механізму. Величини реакцій в кінематичних парах беремо з силового розрахунку механізму. Одержані результати доцільно звести в таблицю (див.розділ 11).

За результатами обчислень будемо діаграми зміни сил і моментів сил тертя в кінематичних парах для дванадцяти положень механізму (рис.6.1). Масштабні коефіцієнти μ_F (Н/мм) та μ_T (Нм/мм) вибираємо довільно, виходячи з того, щоб ординати, які відповідають максимальним значенням F^T і T , були в межах $u_T = 50...100$ мм.

6.4. Втрати енергії на тертя в кінематичних парах

Енергія, яка втрачається на тертя в кінематичній парі, може бути оцінена через потужність P^T або роботу A^T сил тертя. Потужність характеризує миттєве значення втрат енергії на тертя і обчислюється за формулами:

для поступальних пар

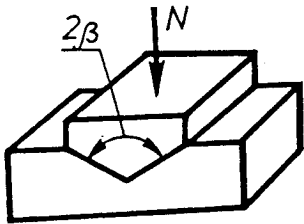
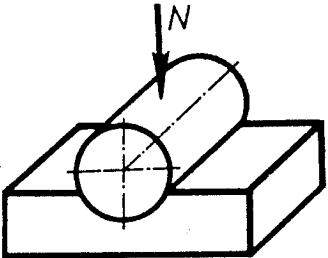
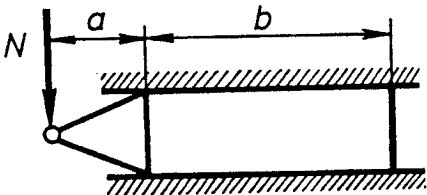
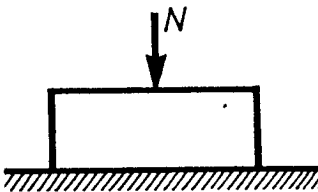
$$P_{ij}^T = F_{ij}^T V_{ij}, \quad (6.9)$$

для обертальних пар

$$P_{kn}^T = T_{kn} \omega_{kn}, \quad (6.10)$$

де $V_{ij} = |V_i - V_j|$ - відносна швидкість поступального руху між i -ою та j -ою ланками; $\omega_{kn} = |\omega_k - \omega_n|$ - відносна швидкість обертального руху між k -тою та n -ною ланками.

Таблиця 6.2

Форма поверхні	Відносний рух	Коефіцієнт μ
<p>Клинчаста</p> 	<p>Поступальний</p>	$\mu = \frac{1}{\sin\beta}$
<p>Циліндрична</p> 	<p>Поступальний або обертальний</p>	$\mu = \frac{4}{\pi} \approx 1,27$
<p>Плоска</p> 	<p>Поступальний</p>	$\mu = \frac{2a + l}{l}$
<p>Плоска</p> 	<p>Поступальний</p>	$\mu = 1$

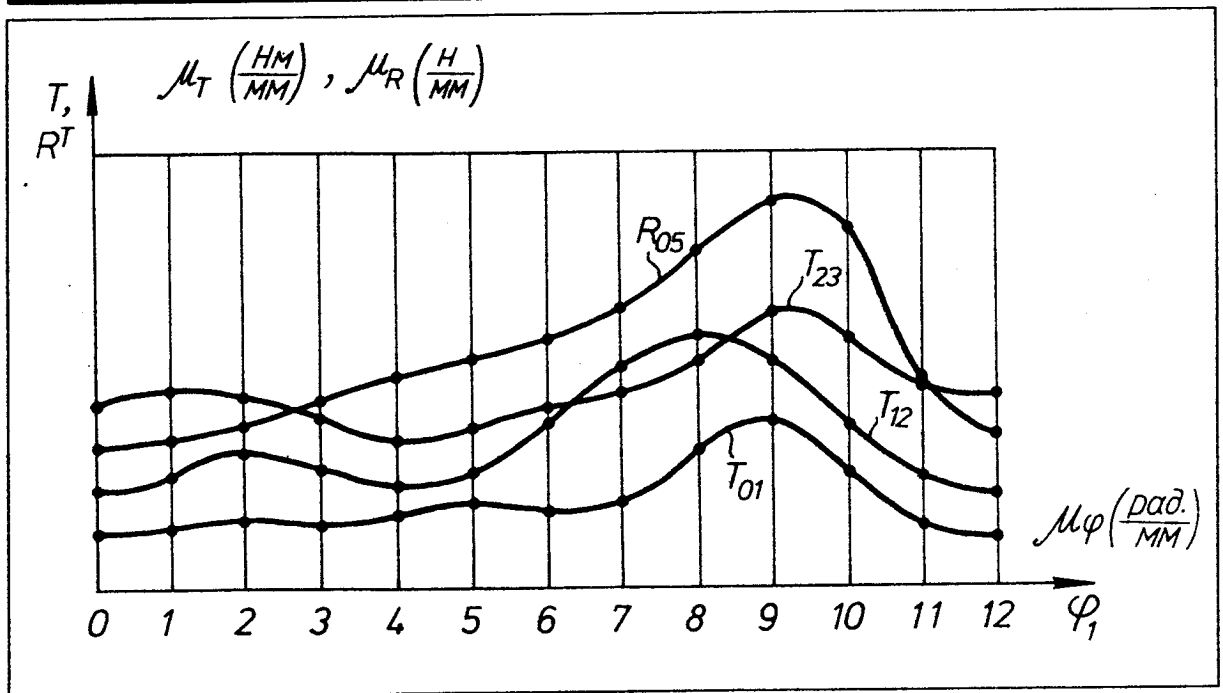


Рис. 6.1.

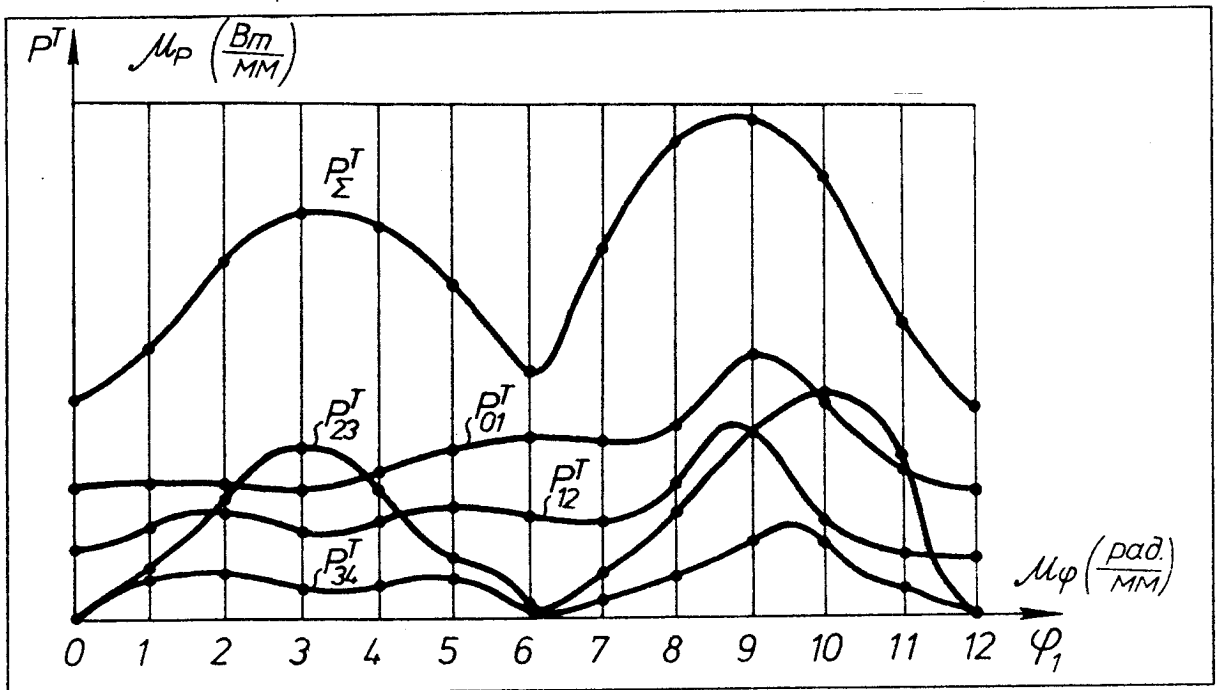


Рис. 6.2.

Значення швидкостей $V_i, V_j, \omega_k, \omega_n$ беруться з кінематичного розрахунку механізму.

Щоб визначити роботу сил тертя, необхідно проінтегрувати рівняння (6.9) і (6.10). Здійснити це можна тоді, коли відомі аналітичні вирази для сил F_{ij}^T , моментів T_{kn} , швидкостей V_{ij}, ω_{kn} і, крім того, якщо ці вирази є достатньо простими. В переважній більшості випадків названі умови не виконуються, тому втрати енергії на тертя оцінюються через потужність. З врахуванням (6.7) і (6.8) формули (6.9) і (6.10), для обчислення потужностей, приймають вигляд:

$$P_{ij}^T = f^* R_{ij} V_{ij}, \quad (6.11)$$

$$P_{kn}^T = f^* R_{kn} r_{kn} \omega_{kn}. \quad (6.12)$$

За формулами (6.11) і (6.12) обчислюємо втрати потужності на тертя у всіх кінематичних парах важільного механізму для 12-ти положень. Загальна втрата потужності в механізмі дорвнює сумі втрат потужностей в окремих кінематичних парах:

$$P_{\Sigma i}^T = P_{01}^T + \dots + P_{ij}^T + \dots + P_{kn}^T. \quad (6.13)$$

Результати підрахунків доцільно звести в таблицю. За результатами обчислень будуюмо діаграми зміни втрат потужності на тертя в кінематичних парах важільного механізму (рис.6.2).

6.5. Коефіцієнт корисної дії важільного механізму

Знаючи втрати потужності на тертя можна визначити миттєвий коефіцієнт втрат важільного механізму :

$$\xi_m = \frac{P_{\Sigma i}^T}{P_{ko} + P_{\Sigma i}^T}.$$

де P_{ko} - це потужність, яку розвивають сили корисного опору в технологічних машинах або рушійні сили в двигунах.

Відповідно миттєвий коефіцієнт корисної дії механізму дорівнює:

$$\eta_m = 1 - \xi_m = \frac{P_{ko}}{P_{ko} + P_{\Sigma i}^T} \quad (6.14)$$

Знаючи потужність в усіх 12-ти положеннях можна визначити її середнє значення за цикл руху механізму:

$$P_{cp} = \frac{P_{\Sigma 0}^T + P_{\Sigma 1}^T + \dots + P_{\Sigma 11}^T}{12} = \sum_{i=0}^{11} \frac{P_{\Sigma i}^T}{12}$$

В цьому випадку цикловий коефіцієнт корисної дії дорівнює :

$$\eta_u = \frac{P_p}{P_p + P_{cp}^T} \quad (6.15)$$

Тут P_p - це потужність, яку розвивають рушійні сили в технологічних машинах або сили опору в двигунах.

Значення потужності P_p обчислюємо за формулою :

$$P_p = M_{36}^p \omega,$$

де M_{36}^p - зведений момент рушійних сил;

ω - швидкість ланки зведення.

Значення M_{36}^p і ω беремо з першого листа курсового проекту.

Визначити миттєвий коефіцієнт корисної дії за формулою (6.14) незручно, так як сили корисного опору діють не у всіх положеннях механізму. Тому розглянемо

спрощений метод для знаходження наближеного значення миттєвого к.к.д. механізму.

Вважаємо, що сила корисного опору, яка прикладена до вихідної ланки, має постійне значення і дорівнює $F_{ко}^* = 1$. Якщо вихідна ланка здійснює обертальний рух, то до неї прикладений момент опору $M_{ко}^* = 1$.

Потужність одиничної сили опору:

$$P_{ко} = F_{ко}^* V_{вих} \text{ або } P_{ко} = M_{ко}^* \omega_{вих}.$$

Тут $V_{вих}, \omega_{вих}$ - швидкість вихідної ланки.

Записуємо значення цих швидкостей у вигляді:

$$V_{вих} = S'_{вих} \omega_1; \quad \omega_{вих} = \varphi'_{вих} \omega_1,$$

де $S'_{вих}$ - аналог швидкості ланки, яка здійснює поступальний рух;

$\varphi'_{вих}$ - аналог швидкості ланки при обертальному русі;

ω_1 - кутова швидкість вхідної ланки.

Тепер формули для потужності сили опору будуть:

$$P_{ко} = F_{ко}^* S'_{вих} \omega_1 \text{ або } P_{ко} = M_{ко}^* \varphi'_{вих} \omega_1.$$

Потужність сил тертя в кінематичних парах дорівнює:

$$P_{\Sigma}^T = \sum R_{ij}^* f_{ij} V_{ij} + \sum R_{кп}^* f_{кп} r_{кп} |\omega_n - \omega_k|$$

або

$$P_{\Sigma}^T = \sum R_{ij}^* f_{ij} S_{ij} \omega_1 + \sum R_{кп}^* f_{кп} r_{кп} |\varphi_n' - \varphi_k'| \omega_1$$

Підставляючи вирази для $P_{ко}$ і P_{Σ}^T в формулу (6.14) одержимо

$$\eta_m = \frac{S'_{вих}}{S'_{вих} + \sum \alpha_{ij} f_{ij} S_{ij}' + \sum \alpha_{кп} f_{кп} r_{кп} |\varphi_n' - \varphi_k'|}, \quad (6.15a)$$

або

$$\eta_m = \frac{\varphi'_{вих}}{\varphi'_{вих} + \sum \beta_{ij} f_{ij} S_{ij}' + \sum \beta_{кп} f_{кп} r_{кп}' |\varphi_n' - \varphi_k'|}, \quad (6.15b)$$

тут

$$\alpha_{ij} = \frac{R_{ij}^*}{F_{ко}^*} = R_{ij}^*; \quad \alpha_{кп} = \frac{R_{кп}^*}{F_{ко}^*} = R_{кп}^*;$$

$$\beta_{ij} = \frac{R_{ij}^*}{M_{ко}^*} = R_{ij}^*; \quad \beta_{кп} = \frac{R_{кп}^*}{M_{ко}^*} = R_{кп}^*.$$

Формули (6.15a), (6.15b) дозволяють визначити миттєві к.к.д. важільного механізму в усіх положеннях.

За одержаними результатами будуються графіки зміни η_m і η_u (рис.6.3). Миттєвий к.к.д. приймає значення $\eta_m = 0$ в крайніх положеннях механізму, де $S'_{вих} = 0$ або $\varphi'_{вих} = 0$.

6.6. Коефіцієнт корисної дії зубчастого механізму

В схему машини, яка є в завданні на курсове проектування, входить зубчастий механізм. Він складається з послідовно з'єднаних планетарного і рядного зубчастих механізмів.

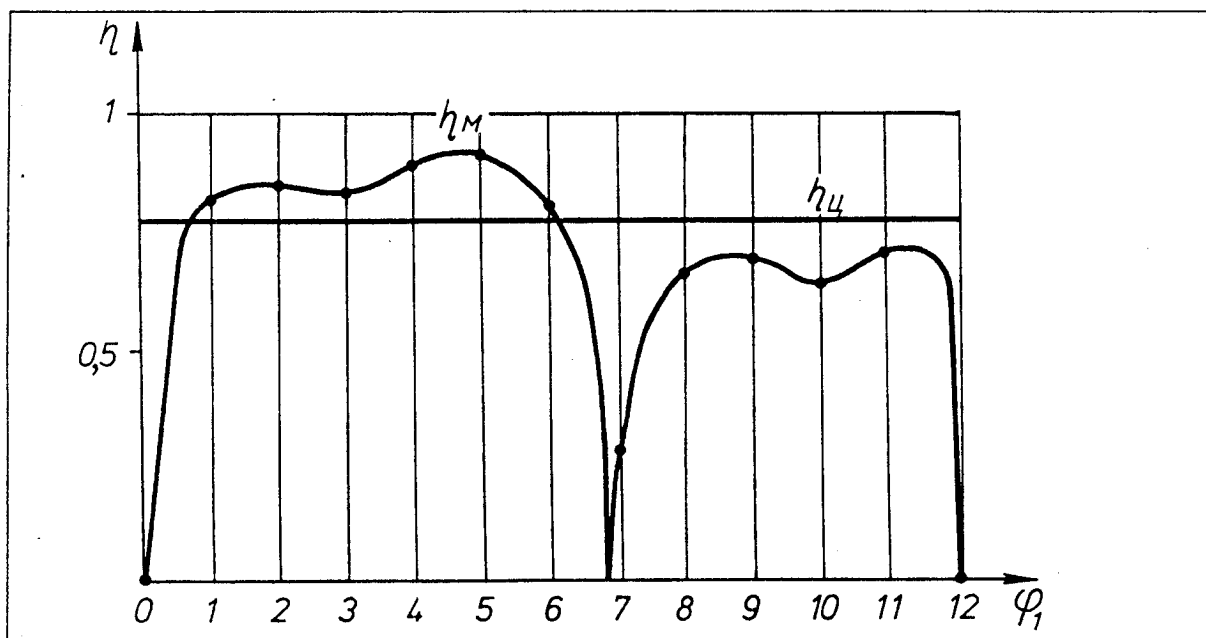


Рис. 6.3

Коефіцієнт корисної дії зубчастого механізму визначається на основі к.к.д. зубчастих зачеплень, утворених окремими парами коліс.

При зовнішньому зачепленні маємо

$$\eta_{zn} = 1 - \frac{f\pi \varepsilon_\alpha}{2} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (6.16)$$

а при внутрішньому

$$\eta_{вн} = 1 - \frac{f\pi \varepsilon_\alpha}{2} \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right). \quad (6.17)$$

Тут:

f - коефіцієнт тертя ковзання зубів; для сталевих коліс приймамо $f = 0,05$;

ε_α - коефіцієнт перекриття, значення якого обчислюємо або задаємо в межах $\varepsilon = 1,2 \dots 1,6$;

z_1, z_2 - числа зубів в колесах.

Коефіцієнти корисної дії планетарних механізмів, які використовуються в завданнях на курсове проектування (рис. 8.1), визначаються за однією із формул [1];

а) зубчасте колесо 1 вхідне, водило H вихідне,

при $1 > i_{1H} > 0$

$$\eta_{1H} = \frac{1}{i_{1H}} \left(1 - \frac{1 - i_{1H}}{\eta_{14}^H} \right); \quad (6.18)$$

при $i_{1H} > 1; i_{1H} < 0$

$$\eta_{1H} = \frac{1 - (1 - i_{1H})\eta_{14}^H}{i_{1H}}; \quad (6.19)$$

б) водило H вхідне, зубчасте колесо 1 вихідне,

при $1 > i_{1H} > 0$

$$\eta_{H1} = \frac{i_{1H}}{1 - \eta_{14}^H (1 - i_{1H})}; \quad (6.20)$$

при $i_{1H} > 1; i_{1H} < 0$

$$\eta_{H1} = \frac{i_{1H}}{1 - \frac{1 - i_{1H}}{\eta_{14}^H}} \quad (6.21)$$

В формули (6.18)...(6.21) входять величини: i_{1H} - передаточне відношення планетарного механізму, яке визначається за формулою (8.4); η_{14}^H - к.к.д. зубчастого механізму при нерухомому водилі:

$$\eta_{14}^H = \eta_{12} \eta_{34} \eta_0^3 \quad (6.22)$$

де η_{12} , η_{34} - к.к.д. зубчастих зачеплень, обчислюються за формулами (6.16) або (6.17);

η_0 - к.к.д. однієї пари підшипників, на яких встановлені вали коліс і водила.

Враховуючи, що в опорах валів найчастіше використовують серійні підшипники кочення і їх к.к.д. відомий, то приймаємо $\eta_0 = 0,99$. Степінь 3 вказує на кількість пар підшипників.

6.7. Побудова годографів реакцій в кінематичних парах

При силовому аналізі механізмів (розділ 5) виконувалась побудова годографів реакцій в кінематичних парах. Побудова здійснювалась в нерухомій системі координат, зв'язаній з стояком. Для інженера-конструктора і технолога, які будуть розробляти конструкцію кожної ланки,назначати режими метало- і термообробки

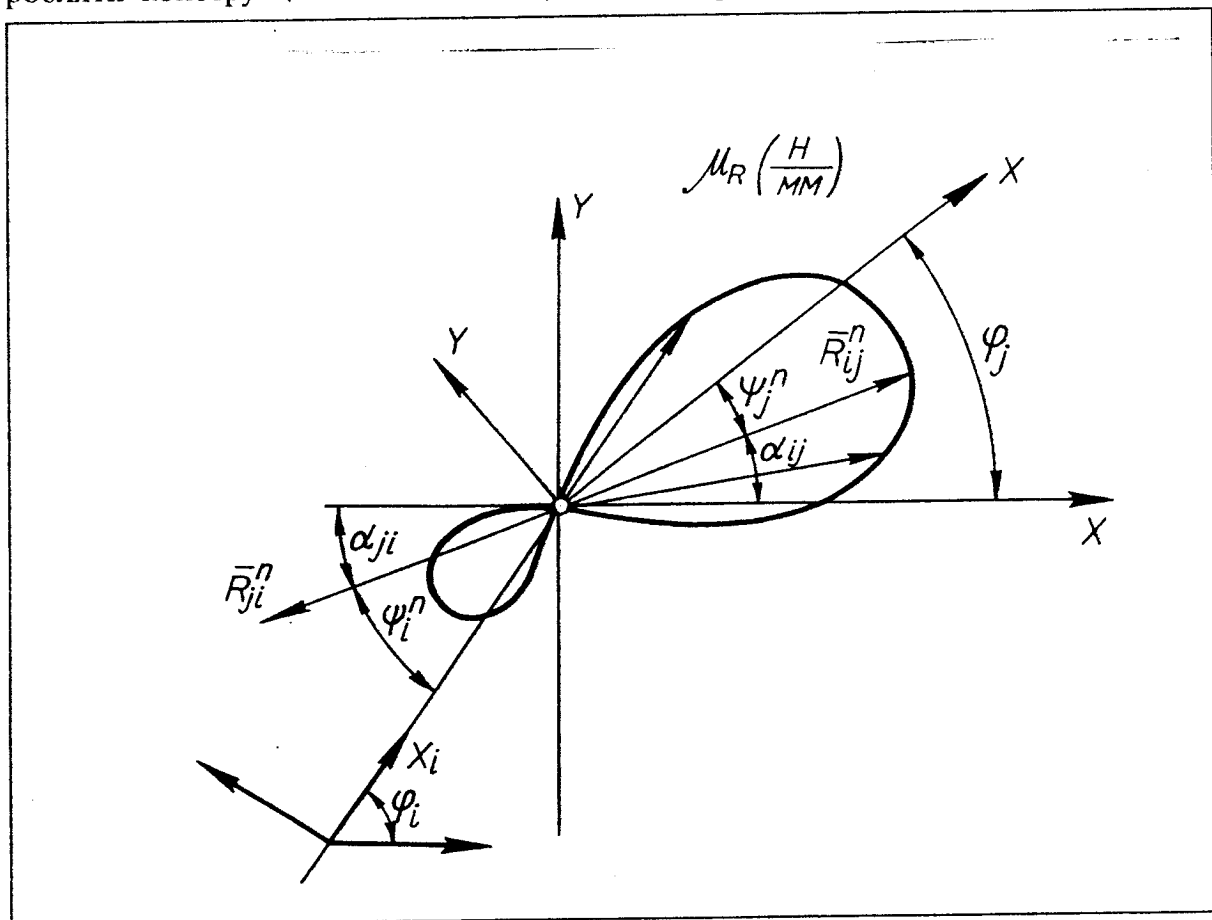


Рис. 6.4

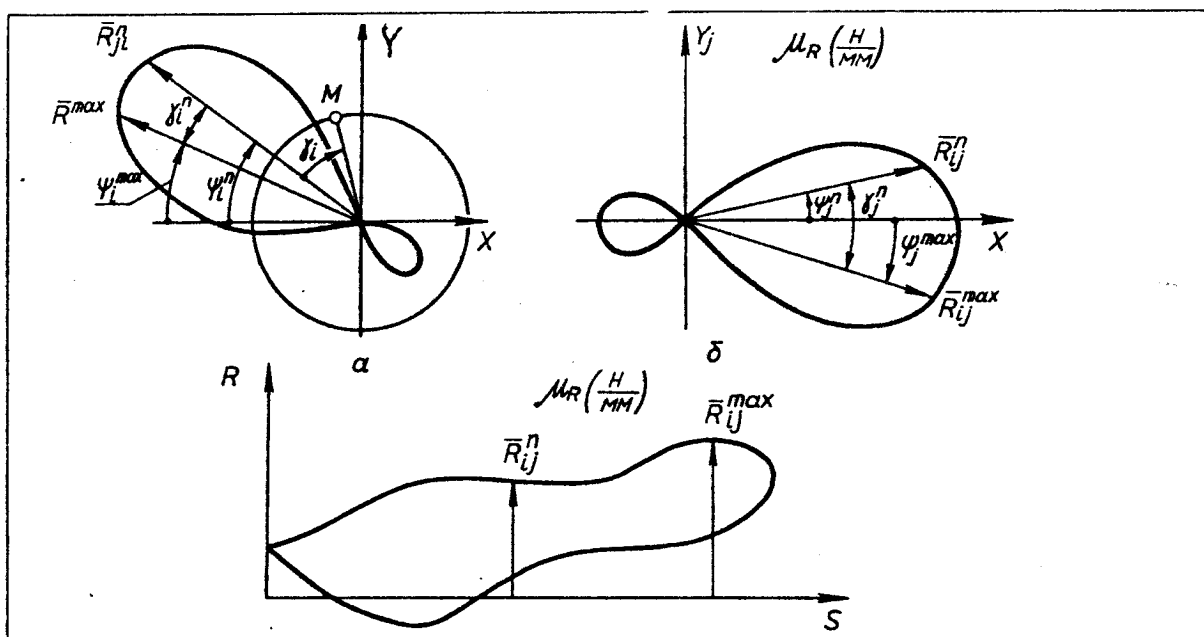


Рис. 6.5

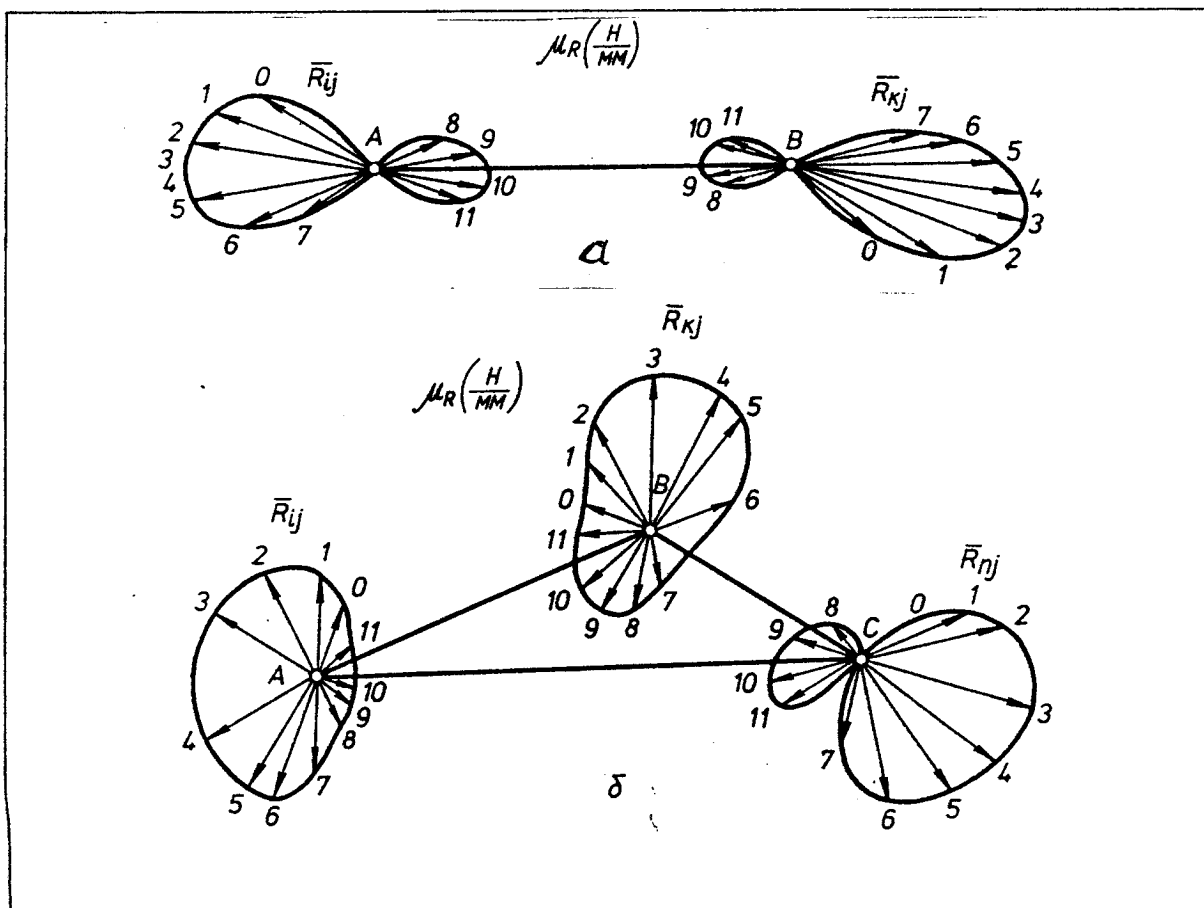


Рис. 6.6

елементів (поверхонь, ліній) кінематичних пар, важливо знати, як будуть розподілятися сили по поверхнях і лініях в кінематичних парах. З цією метою побудуємо годографи реакцій в кінематичних парах в системах координат, зв'язаних нерухомо безпосередньо з ланками. Тобто, кожен ланку умовно зупиняємо і пока-

зуємо, як по відношенню до неї міняється напрямок і величина реакції в кінематичних парах, які ця ланка утворює з іншими ланками.

З силового розрахунку відомі реакції $\bar{R}_{ij}^{(n)}$ і кути $\alpha_{ij}^{(n)}$, які визначають напрями реакцій в кожному n -ному положенні механізму, а з кінематичного розрахунку відомі кутові координати $\varphi_i^{(n)}$, $\varphi_j^{(n)}$ ланок в цих положеннях (рис.6.4). В процесі руху механізму міняються величини і напрями реакцій, а також положення ланок. Відповідно змінюються і значення кутів $\varphi_i^{(n)}$, $\varphi_j^{(n)}$ між напрямками реакцій та осями ланок. Якщо ж тепер зупинити i -ту ланку і побудувати годограф сили \bar{P}_{ji} , напрямки якої визначаються кутами:

$$\psi_{ji}^{(n)} = \alpha_{ji}^{(n)} - \varphi_i^{(n)} \quad (6.23)$$

то одержимо діаграму розподілу навантаження по поверхні кінематичної пари для цієї ланки (рис.6.5а). Аналогічна побудова виконується для елемента кінематичної пари j -тої ланки (рис.6.5б). Годограф реакції \bar{R}_{ij} в напрямній поступальній парі будуємо в функції переміщення S повзуна (рис.6.5в).

Кожна ланка плоского механізму входить у дві або більше кінематичні пари з іншими ланками. Щоб мати реальну картину навантажень, які діють на ланку, необхідно показати її окремо, в певному масштабі, і в кінематичних парах побудувати годографи реакцій. На рис.6.6а показана ланка з двома кінематичними парами, а на рис.6.6б - ланка з трьома парами.

6.8. Визначення зносу в кінематичних парах

Однією з причин втрати роботоздатності машин і механізмів є знос елементів кінематичних пар в зоні тертя. В результаті зносу зменшуються розміри січень окремих деталей і їх міцність, точність механізмів, зростає вібрація і шум при роботі машини. Щоб запобігти цьому необхідно знати розподіл зносу по поверхні тертя. Це дозволяє раціонально вибрати матеріали пар тертя, їх механічну і термічну обробку, забезпечити достатнє змащення.

Згідно теорії зношування [16], яка одержала підтвердження багатьма дослідними даними, для прироблених поверхонь елементів кінематичних пар машин, швидкість зношування дорівнює:

$$\gamma = \frac{dh}{dt} = k q V_k, \quad (6.24)$$

де h - лінійний знос матеріалу в заданій точці по напрямку нормалі до поверхні тертя;

k - коефіцієнт зносу, який визначається дослідним шляхом за середніми значеннями тиску і швидкості ковзання;

q - питомий тиск в точці;

$V_k = dS/dt$ - швидкість ковзання (відносна швидкість між точками ланок в кінематичній парі).

Коефіцієнт зносу k залежить від матеріалу, його механіко-термічної обробки і визначається експериментальним методом. Дані про коефіцієнт зносу окремих пар тертя наведені в спеціальній літературі [16].

Інтегруючи рівняння (6.24) одержимо формулу для визначення лінійного зносу в точці:

$$h = k q S \quad (6.25)$$

Враховуючи, що елементи кінематичної пари належать різним ланкам і можуть бути виготовлені з різних матеріалів, то й знос у них буде різний:

$$h_i = k_i q_i S_i,$$

$$h_j = k_j q_j S_j.$$

В курсі ТММ не розглядається питання підбору матеріалів для пар тертя, тому доцільно перейти від лінійного зносу h до відносного зносу δ , який не залежить від характеристик матеріалу:

$$\delta_i = \frac{h_i}{k_i} = q_i S_{ij}; \quad (6.26)$$

$$\delta_j = \frac{h_j}{k_j} = q_j S_{ji}. \quad (6.27)$$

В формули (6.26) і (6.27) входять значення тисків q в точці зносу і шляхів s ковзання. Розглянемо методи їх обчислення для обертальних і поступальних кінематичних пар.

6.9. Знос елементів обертальних кінематичних пар

В обертальній парі тиск q , який виникає від реакції \bar{R}_{ij} , розподіляється по поверхні дотику ланок по косинусоїдальному закону (рис.6.7).

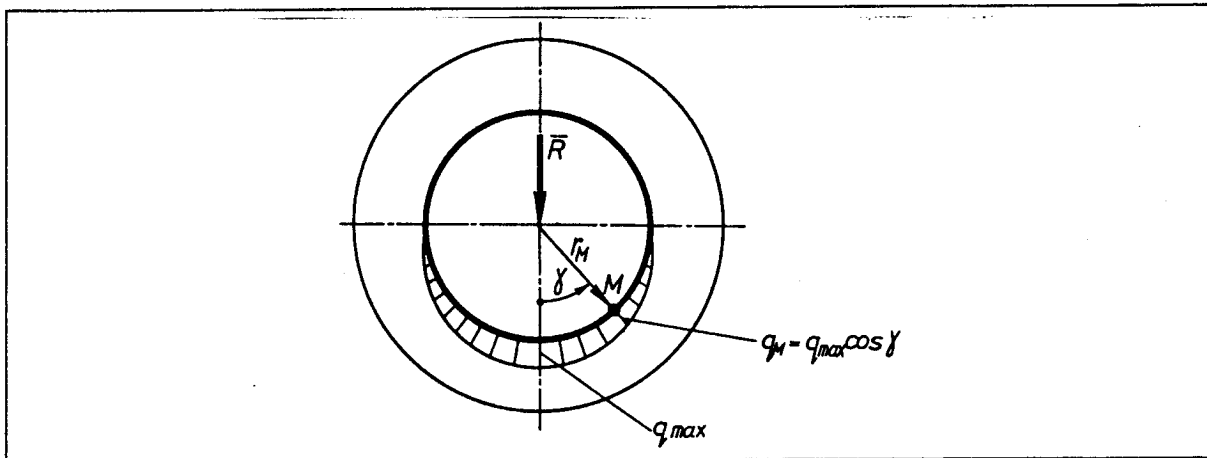


Рис. 6.7

Значення максимального тиску q_{\max} визначається за формулою [16] :

$$q_{\max} = \frac{2R_{ij}}{\pi b r},$$

де b - довжина осі шарніра; $r = d/2$ - діаметр осі.

Тиск q_M в довільній точці M на поверхні дотику ланок дорівнює:

$$q_M = q_{\max} \cos \gamma.$$

Середній тиск, який враховує дію реакцій на точку M , визначається за формулою:

$$q_{cp} = \frac{2}{\pi b r} \frac{1}{N} (R_M + R_1 \cos \gamma_1 + R_2 \cos \gamma_2 + \dots + R_N \cos \gamma_N) =$$

$$= \frac{2}{\pi b r} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N R_i \cos \gamma_i \quad (6.28)$$

Тут $\sum_{i=1}^N R_i \cos \gamma_i$ - сума проєкцій всіх реакцій на радіус-вектор \bar{r}_M , напрямлений від центра кінематичної пари до точки, в якій визначається знос; γ_i - кут між напрямком реакції \bar{R}_i в парі і радіус-вектором \bar{r}_M (якщо $\gamma_i > \pi/2$, то приймаємо $\gamma_i = 0$) значення кутів можна обчислити або заміряти з рис.6.5; N - кількість реакцій, які враховуються (реакції, для яких $\psi_i > \pi/2$, не враховувати). Кут береться із знаком "+" (плюс) незалежно від того, в яку сторону від \bar{r}_M він напрямлений. Тиски q_i та q_j для формул (6.26), (6.27) обчислюються за формулою (6.28).

Шлях ковзання $S_{ij} = S_{ji}$ в кінематичній парі складається з суми відносних переміщень точок на поверхнях елементів пари при зміні положень ланок. Наприклад, координати ланок, які утворюють обертальну кінематичну пару, в нульовому положенні мають значення $\varphi_i^{(0)}$ та $\varphi_j^{(0)}$, кут між цими ланками $\varphi_{ij}^{(0)} = \varphi_i^{(0)} - \varphi_j^{(0)}$. В першому положенні значення кутів помінялись $\varphi_i^{(1)}$, $\varphi_j^{(1)}$, $\varphi_{ij}^{(1)} = \varphi_i^{(1)} - \varphi_j^{(1)}$. Кут ковзання між цими положеннями дорівнює:

$$\Delta \varphi_{ij}^{(01)} = |\varphi_{ij}^{(1)} - \varphi_{ij}^{(0)}|. \quad (6.29)$$

Сумуючи окремі переміщення, одержимо повний кут ковзання:

$$\sum \varphi_{ij} = \sum_n^{N-n} \Delta \varphi_{ij}. \quad (6.30)$$

Тут n, N - початкове і кінцеве положення механізму, які враховуються.

Шлях ковзання в обертальній парі дорівнює:

$$S_{ij} = r_{ij} \sum \varphi_{ij}. \quad (6.31)$$

Обчислення сумарного кута ковзання можна спростити, якщо напрямки обертання ланок, які входять в кінематичну пару, не міняються. Тоді маємо (рис.6.8):

$$\sum \varphi_{ij} = |\varphi_{ij}^{(N)} - \varphi_{ij}^{(n)}| = |(\varphi_i^{(N)} - \varphi_j^{(N)}) - (\varphi_i^{(n)} - \varphi_j^{(n)})|. \quad (6.31)$$

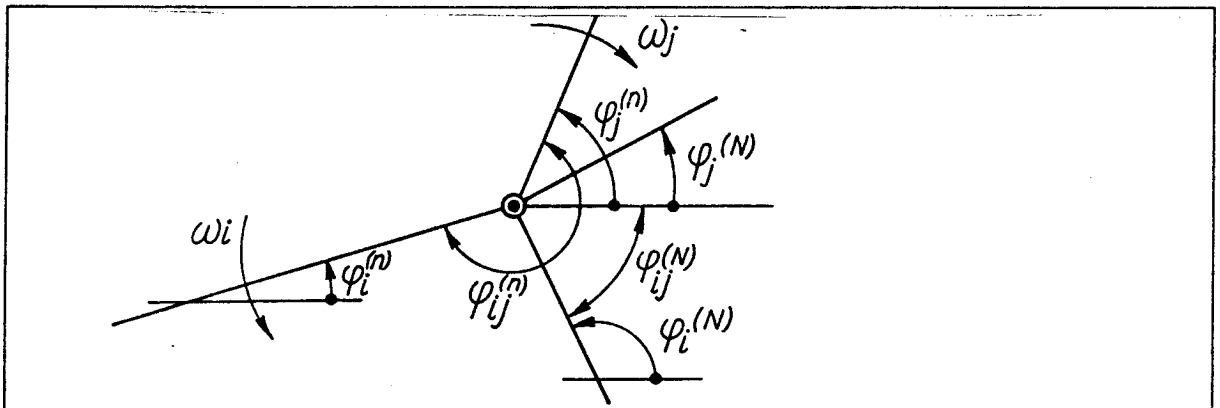


Рис. 6.8

Таким чином, вибравши точку на поверхні елементу ланки, в якій визначаємо знос, за формулою (6.28) обчислюємо тиск в цій точці, а за формулою (6.31) - шлях ковзання і одержані результати підставляємо в формулу (6.26) або (6.27). Відповідні обчислення виконуються для всіх точок на поверхнях елементів ланок в кінематичній парі.

6.10. Знос елементів поступальних кінематичних пар

Повзун i -ий, довжина якого l_n , переміщається по j -ій напрямній j (рис.6.9а). Хід повзуна дорівнює H . Годограф реакції в парі показано на рис.6.9б. Знос в точках на поверхнях повзуна і напрямної визначається за формулами (6.26), (6.27).

В поступальних кінематичних парах шлях ковзання для точок на поверхні повзуна і на поверхні напрямної - різні. Для повзуна він становить:

$$S_{i1} = 2H - H_2; S_{i2} = H_2.$$

де S_{i1} - шлях ковзання для верхньої поверхні повзуна; S_{i2} - шлях ковзання для нижньої поверхні.

Всю довжину l_H напрямної можна розділити на три інтервали, довжини яких дорівнюють:

$$l_1 = l_3 = l_n; l_2 = l_H - 2l_n$$

Для точок поверхні напрямної, які знаходяться на другому участку l_2 , шлях тертя дорівнює $2l_n$, якщо напрямок реакції \bar{R}_{ij} не міняється. Для точок, які розташовані на першому l_1 , або третьому l_3 інтервалах, наприклад точки C і D , шлях тертя дорівнює $2l_C$ або $2l_D$.

Вважаємо, що реакція \bar{R}_{ij} напрямлена по лінії, що проходить через точку K . Ця точка фіксована на повзуні, наприклад, це є центр обертальної кінематичної пари. Відомі віддалі l_{n1}, l_{n2} від точки K до лівої і правої кінцевої точок на поверхні повзуна. Точки K' і K'' визначають граничні положення повзуна при зміні поверхні контакту. На інтервалі H_2 повзун притискається до нижньої поверхні напрямної, на решті частині ходу повзуна $2H - H_2$ повзун притискається до верхньої поверхні напрямної.

Для визначення зносу в довільній точці M напрямної необхідно в'яснити, на якому з інтервалів l_1, l_2, l_3 вона розташована. Визначаємо границі повзуна справа і зліва від цієї точки і реакції $\bar{R}_{ij}^{(n)}$, які попадають в ці границі (реакції $R_{ij}^4, R_{ij}^5, R_{ij}^6, R_{ij}^8, R_{ij}^9$ на рис.6.9б). Якщо в область попадають реакції з протилежним знаком, то вони не враховуються. Ці реакції враховуються при визначенні зносу на протилежній поверхні напрямної. Отже шлях ковзання в точці M дорівнює

$$S_M = 2l_n.$$

Тиск в цій точці обчислюємо за формулою (6.28), приймаючи кути $\gamma_i = 0$. При цьому маємо:

$$q_M = \frac{2}{lb} = \frac{R_{ij}^{(4)} + R_{ij}^{(5)} + R_{ij}^{(6)} + R_{ij}^{(8)} + R_{ij}^{(9)}}{5},$$

де b - ширина повзуна.

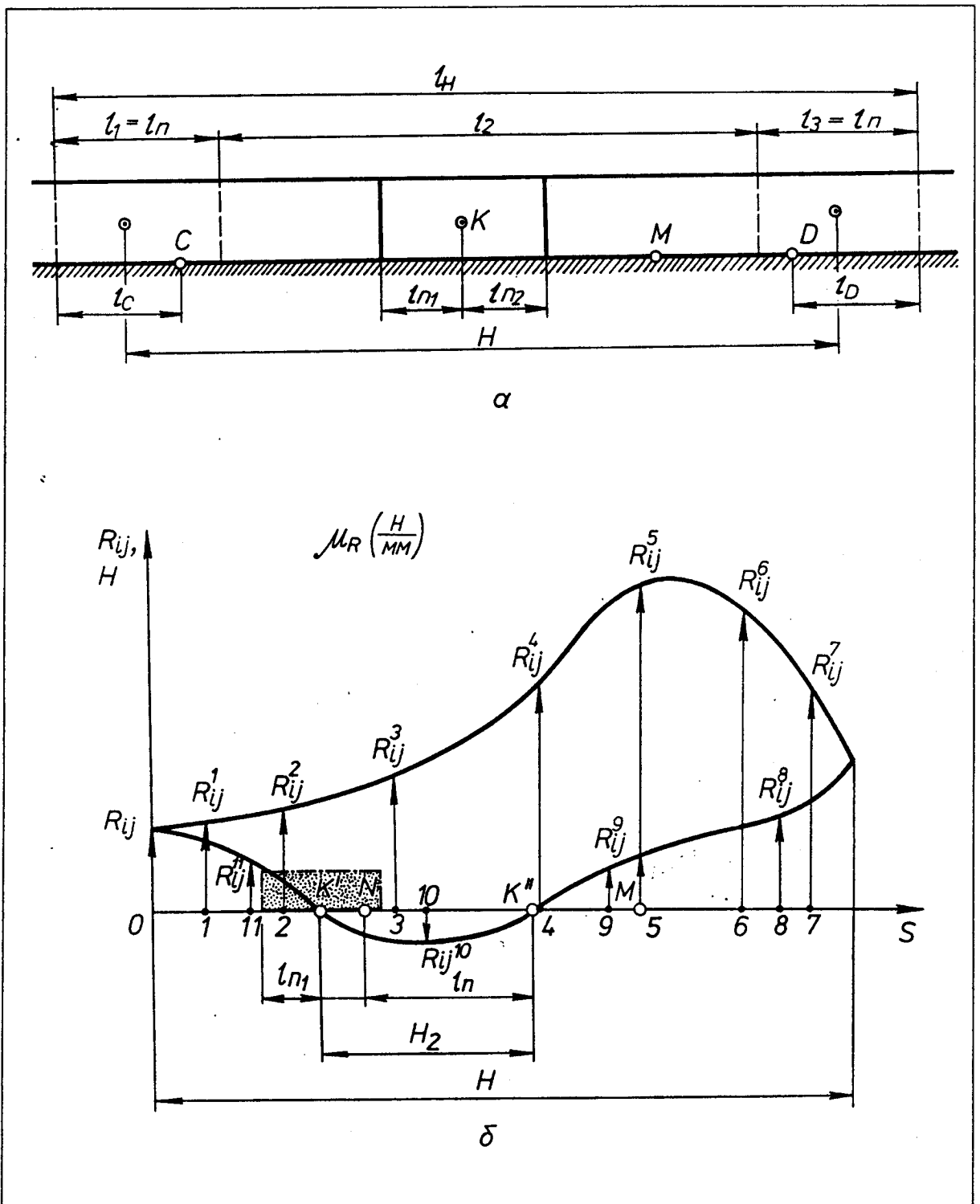


Рис. 6.9

Знос в точці M визначається за формулою (6.26):

$$\delta_M = q_M S_M$$

Якщо в завданні на проектування не задано розміри, то їх необхідно визначити по таких умовах:

$$l_n = 0,2H; b = 0,5l_n$$

Аналогічним чином визначається знос в інших точках напрямної.

Якщо точка, в якій визначається знос, наприклад, точка N (рис.6.9б), розташована на інтервалі H_2 , то шлях ковзання дорівнює:

$$\begin{aligned}
 S_N &= l_{n1} + l_{K'N}, & \text{якщо } l_{K'N} < l_{n2}; & & l_{NK''} > l_{n1}; \\
 S_N &= l_n, & \text{якщо } l_{K'N} > l_{n2}; & & l_{NK''} > l_{n1}; \\
 S_N &= l_{NK''} + l_{n2}, & \text{якщо } l_{K'N} > l_{n2}; & & l_{NK''} < l_{n1}; \\
 S_N &= H_2, & \text{якщо } l_{K'N} < l_{n2}; & & l_{NK''} < l_{n1}.
 \end{aligned}$$

Тиск в точці N дорівнює:

$$q_N = \frac{2R_{ij}^{(10)}}{l_n b}.$$

Знос в цій точці має значення:

$$\delta_N = q_N S_N$$

Якщо ж точка, в якій визначається знос, розташована на участку l_1 або l_3 , наприклад точка C , то шлях ковзання в цій точці дорівнює:

$$S_C = 2l_c$$

Тиск q_C має значення:

$$q_C = \frac{2}{l_n b} \frac{R_{ij}^{(0)} + R_{ij}^{(1)} + R_{ij}^{(2)} + R_{ij}^{(11)}}{4}.$$

Знос в точці C

$$\delta_C = q_C S_C.$$

Щоб визначити знос повзуна на його верхній і нижній поверхнях, необхідно попередньо обчислити середні тиски на цих поверхнях.

Для верхньої поверхні маємо (рис.6.9б):

$$q_{1B} = \frac{2}{l_n b} \frac{R_{ij}^{(0)} + R_{ij}^{(1)} + \dots + R_{ij}^{(9)} + R_{ij}^{(11)}}{10}.$$

На нижній поверхні:

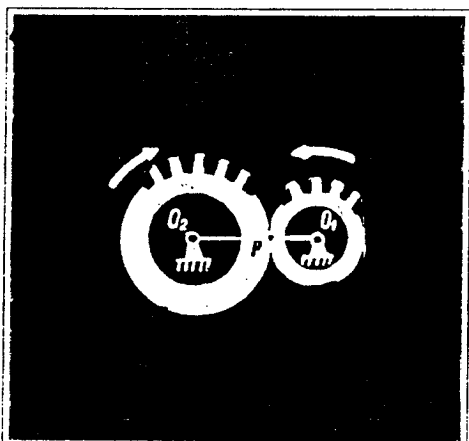
$$q_{1H} = \frac{2}{l_n b} \frac{R_{ij}^{(10)}}{1}.$$

Відповідні шляхи ковзання:

$$S_{1B} = 2H - H_2; \quad S_{1H} = H_2$$

Зноси повзуна на цих поверхнях мають значення:

$$\delta_{1B} = q_{1B} S_{1B}; \quad \delta_{1H} = q_{1H} S_{1H}$$



ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЗУБЧАСТОЇ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ*

7.1. Алгоритми синтезу зубчастої передачі

Вихідними даними для проектування зубчастої передачі є модуль передачі m і числа зубів z_1, z_2 першого і другого коліс. Замість чисел зубів коліс для синтезу передачі може задаватися її передаточне відношення. В такому разі число зубів z_1 меншого колеса (шестерні) вибирається самостійно (при виконанні курсового проекту рекомендується брати $z_1 < 17$), а число зубів z_2 другого колеса обчислюється

$$z_2 = z_1 |i_{12}| \pm \Delta, \quad (7.1)$$

де i_{12} - передаточне відношення передачі;

$\pm \Delta$ - величина, яка необхідна для одержання найближчого цілого числа.

Після цього потрібно знайти нове значення передаточного відношення

$$|i_{12}^*| = \frac{z_2}{z_1} \quad (7.2)$$

(допускається відхилення передаточного відношення i_{12}^* від заданого значення в границях, що не перевищують 5%) і розрахувати його відхилення від i_{12}

$$\Delta i = \left| \frac{i_{12}^* - i_{12}}{i_{12}} \right| 100\% \quad (7.3)$$

Якщо $\Delta i \leq 5\%$, то для синтезу передачі приймаються одержані значення z_1 і z_2 , а якщо $\Delta i > 5\%$, то вибирається нове значення z_1 і розрахунки по формулах (7.1)...(7.3) повторюються.

Нижче наведено два алгоритми синтезу зубчастої передачі. Перший алгоритм передбачає розрахунок зубчастої передачі за допомогою калькулятора, використо-

*) В даній роботі розглядається синтез зубчастої передачі зовнішнього зачеплення.

вуючи відомі чи знайдені числа зубів коліс z_1, z_2 і модуль передачі m . Другий алгоритм - це алгоритм оптимізаційного синтезу зубчастої передачі. Він забезпечує проектування зубчастої передачі заданого передаточного відношення і заданого модуля при мінімальних її габаритах.

Послідовність розрахунків за першим алгоритмом така:

- обчислюються коефіцієнти зміщень x_1 і x_2 інструментальної рейки відповідно для шестерні і колеса із умови відсутності підрізання зубів коліс за формулою ($x_{1,2} = 0$, якщо $z_{1,2} > 17$)

$$x_{1,2} = h_a^* \frac{z_{\min} - z_{1,2}}{z_{\min}}, \quad (7.4)$$

де h_a^* - коефіцієнт висоти головки зуба вихідного контуру ($h_a^* = 1,0$ по ГОСТ 13755-81);

z_{\min} - найменше число зубів колеса, для якого відсутнє підрізання при $x = 0$

$$\left(z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} = \frac{2 \times 1,0}{\sin^2 20^\circ} \approx 17,09726 \right);$$

α - кут профілю вихідного контуру ($\alpha = 20^\circ$ по ГОСТ 13755-81);

(тут і нижче з метою скорочення запису зроблено об'єднання індексів, наприклад, написано $x_{1,2}$, що означає x_1 або x_2 ; для одержання x_1 в формулі необхідно взяти величини з першими індексами, а для одержання x_2 - величини з другими індексами);

- визначається евольвентний кут

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{2x_\Sigma}{z_\Sigma} \text{tg } \alpha, \quad (7.5)$$

де $x_\Sigma = x_1 + x_2$, $z_\Sigma = z_1 + z_2$.

По таблиці евольвентної функції через $\text{inv } \alpha_w$ знаходиться кут зачеплення α_w зубчастої передачі, а при застосуванні ЕОМ для визначення α_w через $\text{inv } \alpha_w$ складається спеціальна підпрограма;

- обчислюється коефіцієнт сприйманого зміщення

$$y = \frac{z_\Sigma}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right); \quad (7.6)$$

- коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\Delta y = x_\Sigma - y, \quad (7.7)$$

- міжосьова відстань зубчастої передачі

$$a_w = \frac{m z_\Sigma \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}; \quad (7.8)$$

- визначаються радіуси ділительних кіл

$$r_{1,2} = \frac{m}{2} z_{1,2}, \quad (7.9)$$

- основних кіл

$$r_{b1,2} = r_{1,2} \cos \alpha, \quad (7.10)$$

- кіл вершин

$$r_{a1,2} = m \left(\frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} + h_a^* - \Delta y \right); \quad (7.11)$$

- кіл западин

$$r_{f1,2} = m \left(\frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_a^* - c^* \right); \quad (7.12)$$

(c^* - коефіцієнт радіального зазора, по ГОСТ 13755-81 $c^* = 0,25$)

- початкових кіл

$$r_{w1,2} = \frac{m}{2} z_{1,2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}; \quad (7.13)$$

- знаходяться висота зуба

$$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y); \quad (7.14)$$

- товщина зуба по ділильному колу

$$s_{1,2} = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \operatorname{tg} \alpha \right); \quad (7.15)$$

- ширина западини по ділильному колу

$$e_{1,2} = \pi m - s_{1,2}; \quad (7.16)$$

- товщина зуба по колу вершин

$$s_{a1,2} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a1,2}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \operatorname{tg} \alpha + z_{1,2} (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1,2}) \right], \quad (7.17)$$

де $\alpha_{a1,2} = \arccos \frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}}$;

($\operatorname{inv} \alpha_{a1,2}$ знаходиться або за допомогою таблиці евольвентної функції через кут профілю $\alpha_{a1,2}$, або за формулою $\operatorname{inv} \alpha_{a1,2} = \operatorname{tg} \alpha_{a1,2} - \alpha_{a1,2}$)

- коефіцієнт торцьового перекриття передачі

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w); \quad (7.18)$$

- перевіряються умови

$$\varepsilon_\alpha \geq 1,2; s_{a1} \geq 0,25m; s_{a2} \geq 0,25m; \quad (7.19)$$

- якщо всі умови (7.19) виконуються, то при цьому синтез зубчастої передачі по даному алгоритму завершено;

- якщо хоча б одна з умов (7.19) не виконується, то необхідно або вибрати число зубів z_1 шестерні більшим і розрахунок повторити спочатку або, якщо це можливо, зменшити коефіцієнти зміщень x_1, x_2 . Наприклад, якщо x_1 знайдено з умови відсутності підрізання зубів першого колеса за формулою (7.4), а $x_2 = 0$, тому що $z_2 > 17$, то, в такому разі, можна зменшити тільки x_2 , взявши його від'ємним, але не меншим, в алгебраїчному розумінні, ніж значення, обчислене за формулою (7.4) при підстановці в неї числового значення z_2 .

При геометричному синтезі зубчастої передачі для розрахунку коефіцієнтів зміщень x_1, x_2 можна користуватися і рекомендаціями ISO*). Ці рекомендації такі:

1) якщо $z_{1,2} > 30$, то $x_1 = x_2 = 0$;

*) ISO - міжнародна організація по стандартизації.

2) якщо $z_1 < 30$ і $z_2 < 60$, то $x_{1,2} = 0,03(30 - z_{1,2})$;

3) якщо $z_1 < 30$ і $z_2 > 60$, то $x_1 = 0,03(30 - z_1)$, $x_2 = -x_1$.

Крім того, для вибору коефіцієнтів зміщень x_1 і x_2 існує альбом блокуючих контурів, який розміщений в довіднику [3], а також в додатку до стандартів на зубчасті передачі (див. ГОСТ 16530-83, ГОСТ 16531-83, ГОСТ 16532-70).

Блокуючі контури дають можливість не тільки вибрати коефіцієнти x_1 і x_2 так, щоб виконувались умови (7.19), але й так, щоб спроектована зубчаста передача мала практично оптимальну ту чи іншу властивість (наприклад, високу навантажувальну здатність).

В другому алгоритмі вихідними даними є модуль m зубчастих коліс передачі і $|i_{12}|$. Якщо $|i_{12}|$ не задається, а задаються числа зубів z_1, z_2 коліс, то попередньо визначається $|i_{12}|$:

$$|i_{12}| = z_2/z_1.$$

Послідовність розрахунків за другим алгоритмом:

- приймається початкове значення числа зубів шестерні $z_1 = 15$;
- за формулами (7.1), (7.2), (7.3) визначаються z_2 , $|i_{1,2}^*|$, Δi ;
- якщо $\Delta i > 5\%$, то початкове значення z_1 зменшується на 1 і розрахунок за формулами (7.1), (7.2) і (7.3) повторюється, а якщо $\Delta i \leq 5\%$, то виконується наступний крок алгоритму;
- обчислюються коефіцієнти зміщень x_1, x_2 , по формулі (7.4), або по рекомендаціях ISO, або вибираються з допомогою блокуючих контурів (з цього кроку другий алгоритм співпадає з першим аж до його кінця - нерівностей (7.19));
- якщо всі нерівності (7.19) виконуються, то число зубів z_1 шестерні зменшується на 1 і алгоритм повторюється спочатку.

Розрахунки за цим алгоритмом продовжуються до тих пір, поки при якомусь значенні z_1 не настає момент, коли одна чи декілька умов (7.19) не виконуються. При цьому обчислення за алгоритмом припиняються і результати розрахунку параметрів коліс і передачі при попередньому значенні z_1 (тобто при z_1 більшому на 1) є результатами оптимізаційного синтезу зубчастої передачі (синтезу зубчастої передачі мінімальних габаритів).

Обидва алгоритми забезпечують геометричний синтез зубчастої евольвентної прямозубої циліндричної передачі при вільному виборі міжосьової відстані.

При виконанні курсового проекту доцільно використати і перший і другий алгоритми. Користуючись першим алгоритмом, заданими числами зубів z_1, z_2 коліс і їх модулем m , студент виконує геометричний синтез зубчастої передачі з допомогою калькулятора. Далі вводить результати свого синтезу в ЕОМ, машина перевіряє роботу студента і у випадку, коли вона виконана безпомилково, ЕОМ здійснює оптимізаційний синтез зубчастої передачі за відомими $|i_{1,2}| = z_2/z_1$ і модулю m коліс передачі. Програма, по якій працює ЕОМ в даному випадку, складається з двох частин. Перша частина програми забезпечує перевірку роботи студента і вона фактично базується на першому алгоритмі, а в другій частині програми

ми здійснюється оптимізаційний синтез зубчастої передачі. Ця частина програми реалізує другий алгоритм.

В наступному підрозділі викреслена і описана блок-схема такої програми.

7.2. Блок-схема програми оптимізаційного синтезу зубчастої передачі для ЕОМ

На рис.7.1, 7.2, 7.3 зображена блок-схема програми геометричного оптимізаційного синтезу зубчастої передачі. На основі цієї блок-схеми написана програма на алгоритмічній мові ФОРТРАН для ЕОМ сумісних з ІВМ (див.Додаток 3). Для виконання синтезу зубчастої передачі по вказаній програмі необхідно попередньо без ЕОМ виконати синтез передачі по першому алгоритму, який описаний в попередньому підрозділі, і отримати всі параметри коліс і передачі, які є вводом для роботи по програмі і які послідовно вказані на блок-схемі.

На рис.7.1 викреслена блок-схема основної програми геометричного синтезу зубчастої передачі. При цьому на схемі збережені позначення всіх величин, що відносяться до синтезу передачі. Перша частина блок-схеми передбачає перевірку роботи студента по ручному синтезу передачі. Параметри коліс і передачі, які вводяться, мають звичайне позначення, а позначення тих же параметрів, які повинні обчислювати ЕОМ відрізняються тільки індексом 0 , який проставлено внизу.

Якщо відхилення параметрів, обчислених студентом і машиною перевищують певну границю, то на блок-схемі відмічається, що при цьому ЕОМ, яка працюватиме по програмі, складеній на основі даної блок-схеми, буде давати друковане повідомлення про те, що той, чи інший параметр або група параметрів коліс і передачі обчислені неточно. Закладено, крім того, і повідомлення про недостатнє значення коефіцієнта ε_α і загострення зубів коліс. При всіх цих повідомленнях, як вказано на блок-схемі, програма далі не виконуватиметься і студенту потрібно попередньо виправити всі допущені неточності. Якщо ж всі розрахунки студентом виконано вірно, то далі передбачено виконання оптимізаційного синтезу зубчастої передачі з метою одержання її мінімальних габаритів (друга частина блок-схеми основної програми) по другому алгоритму, який ґрунтується на циклічних розрахунках. Поточні параметри коліс і передачі при цьому мають в позначенні індекс 0 , а ті ж параметри попереднього циклу такого індекса не мають. Блок-схема основної програми завершується вказівкою на друк результатів синтезу зубчастої передачі.

На рис.7.2 зображена блок-схема підпрограми визначення кута зачеплення α_w через евольвентний кут $inv \alpha_w$. Ця схема складена і годиться, в принципі, для розв'язування довільного трансцендентного рівняння. В даному випадку розв'язується рівняння

$$inv \alpha_w = tg \alpha_w - \alpha_w \quad (7.20)$$

Блок-схема основної програми геометричного синтезу евольвентної зубчастої передачі

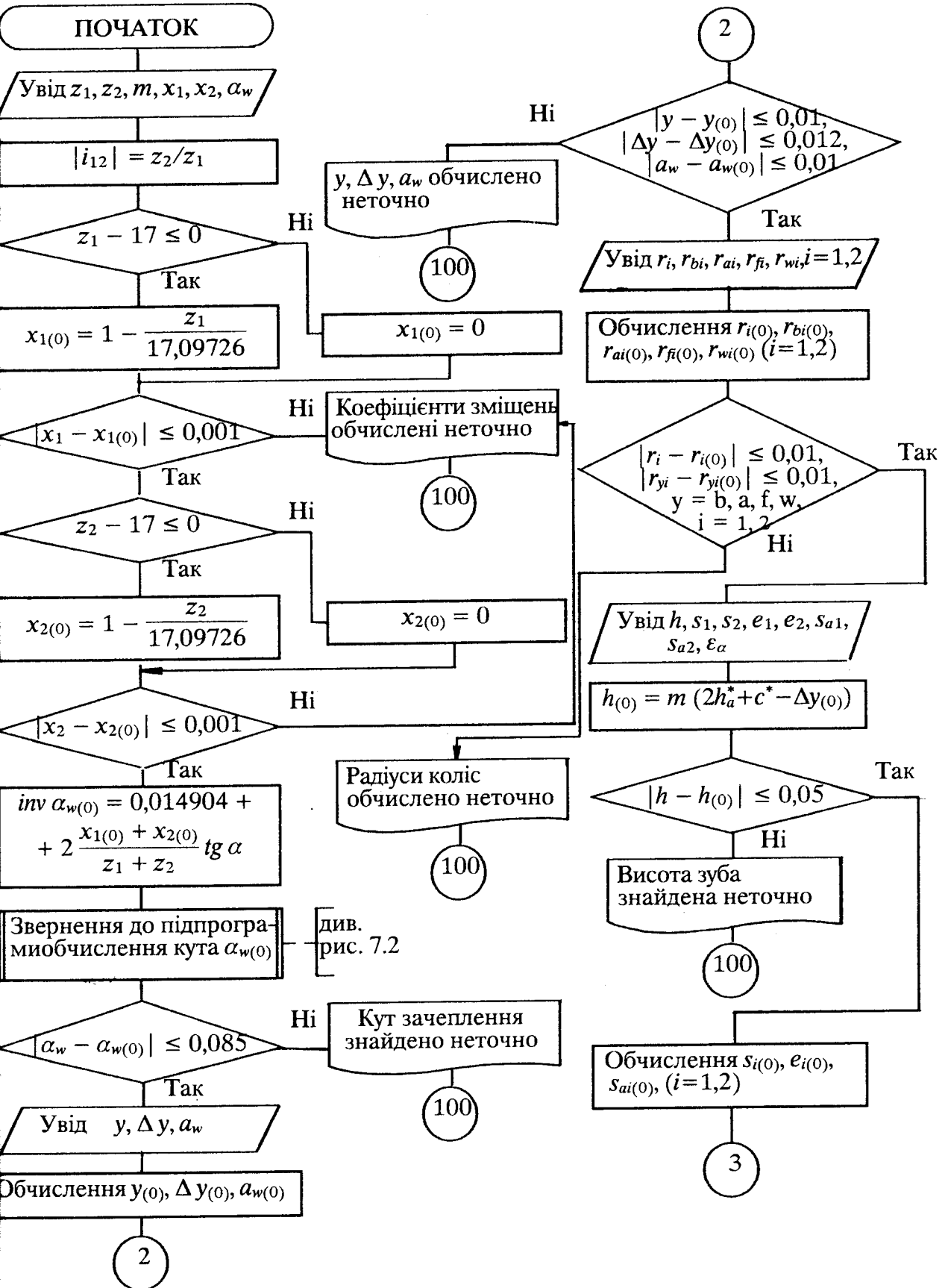
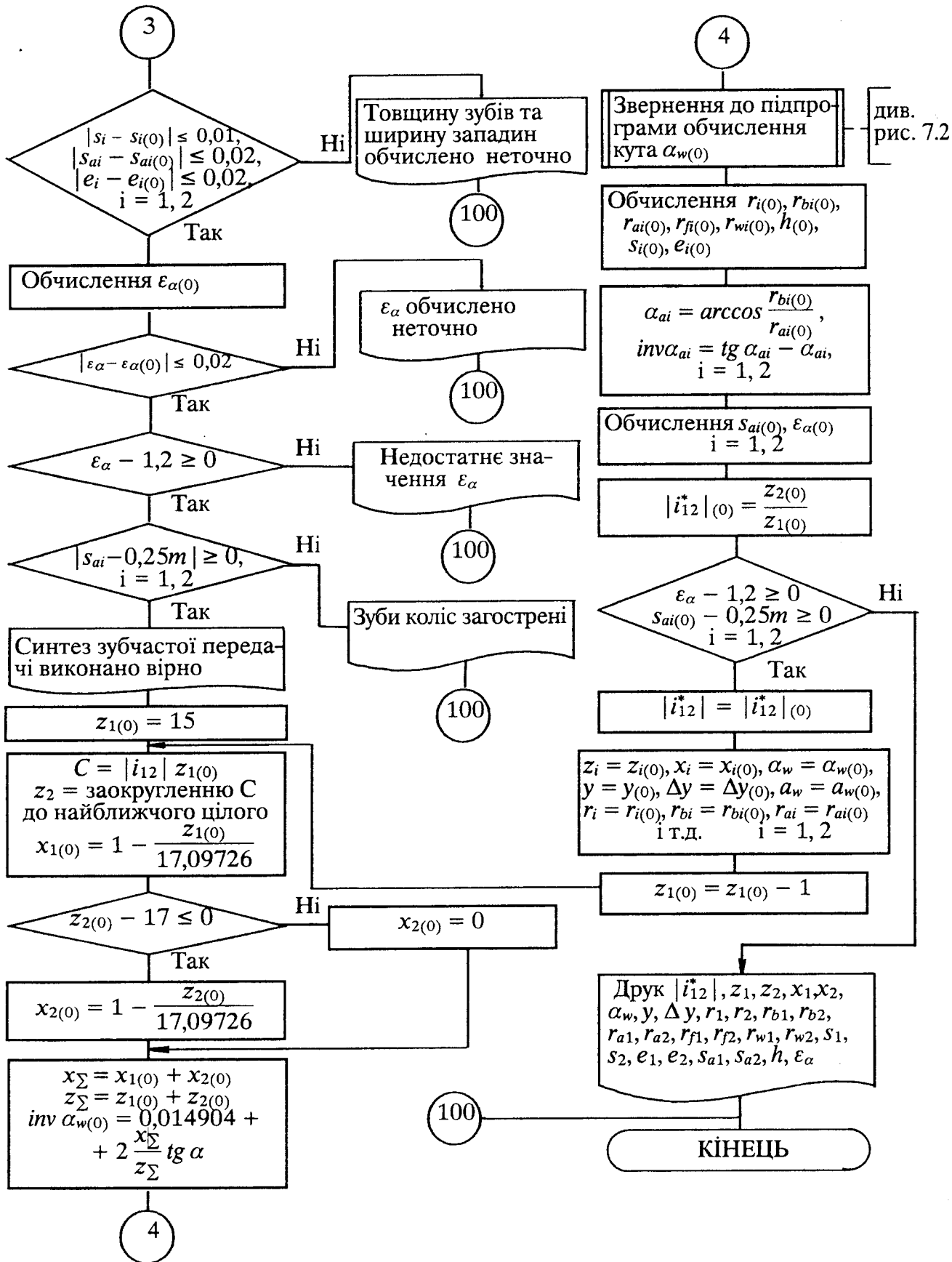


Рис. 7.1

Блок-схема основної програми геометричного синтезу евольвентної зубчастої передачі (продовження)



Блок-схема алгоритму визначення α_w через кут $inv \alpha_w$

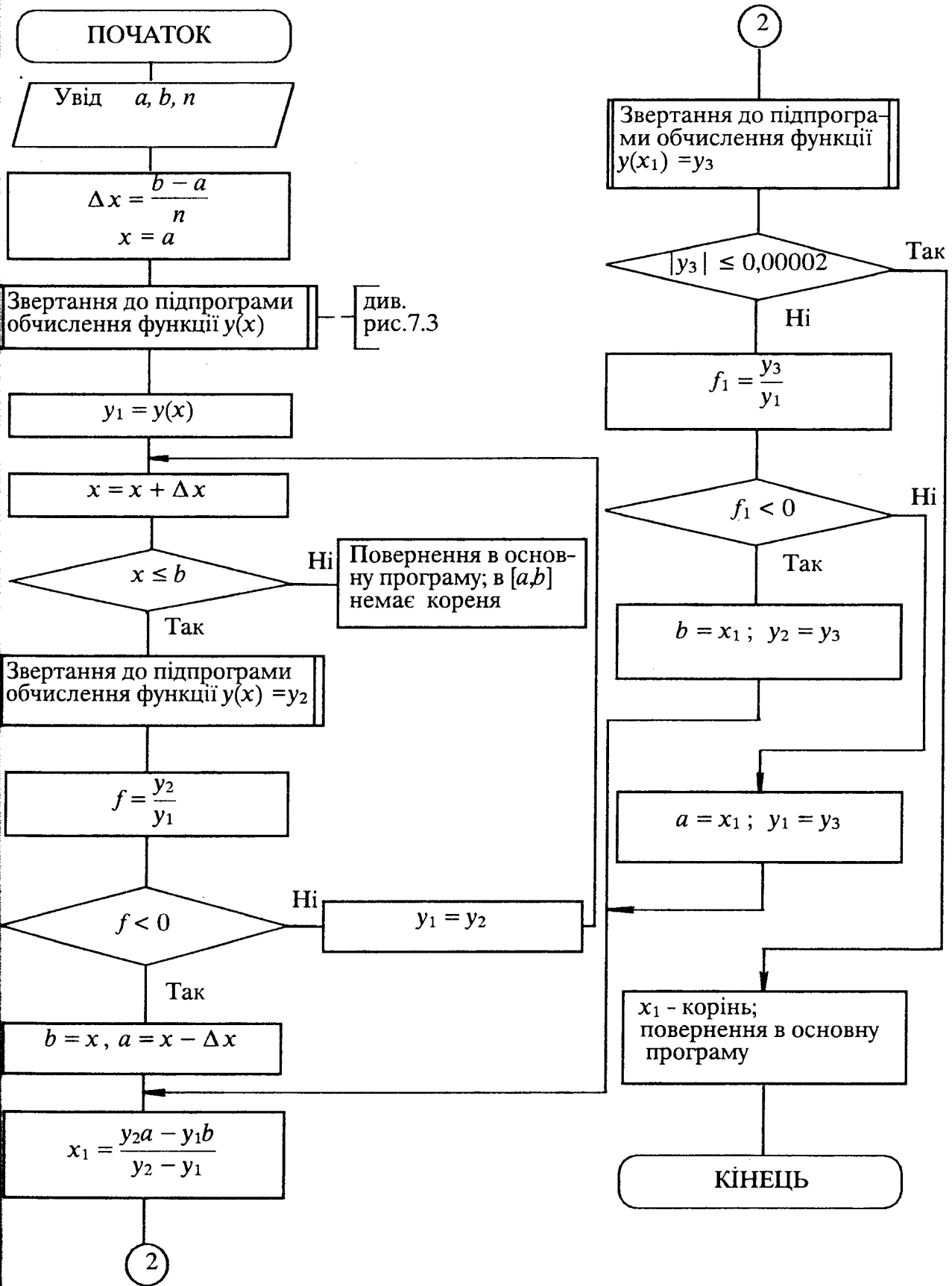


Рис. 7.2

Блок-схема алгоритму обчислення функції $y(x)$

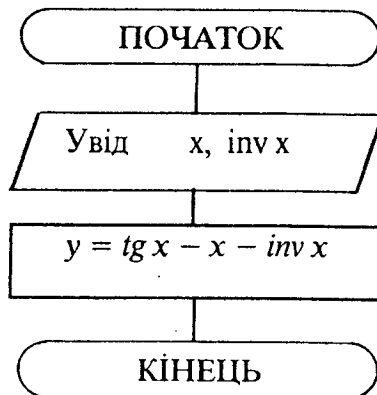


Рис. 7.3

відносно кута зачеплення α_w при відомому куті $inv \alpha_w$.

На блок-схемі (рис.7.2) величини a і b означають границі інтервалу, у середині якого знаходиться корінь рівняння (7.20), n - число ділень інтервалу $[a, b]$ на рівні частини.

Згідно з алгоритмом, який закладено в блок-схемі (рис.7.2), пошук кореня полягає спочатку у визначенні таких двох сусідніх точок ділення інтервалу $[a, b]$ на рівні n частин, в яких функція $y(x) = tg x - x - inv x$ змінює свій знак. Це вказує на те, що корінь рівняння (7.20) лежить десь між цими точками. Для уточнення значення кореня використовується далі метод хорд. Процес обчислень за цим алгоритмом зупиняється тільки тоді, коли $y(x) \leq 0,00002$. Значення x , при якому задовільняється ця умова, є коренем рівняння (7.20).

Для реалізації викладеного вище алгоритму необхідно багаторазово обчислювати функцію $y = tg x - x - inv x$. Блок-схема для визначення функції $y(x)$ зображена на рис.7.3.

7.3. Приклад синтезу евольвентної зубчастої передачі

Допустимо, що необхідно виконати геометричний синтез зубчастої передачі, якщо відомо: $z_1=13$, $z_2=18$, модуль передачі $m=6$ мм. А далі, користуючись передаточним відношенням $i_{12} = -z_2/z_1 \approx -1,385$, модулем передачі $m=6$ мм і складеною програмою (див. Додаток 3), провести оптимізаційний синтез передачі з метою одержання її мінімальних габаритів.

Спочатку синтезуємо зубчасту передачу без застосування ЕОМ в послідовності, яка визначена в першому алгоритмі.

Знаходимо коефіцієнти зміщень x_1 і x_2 із умови відсутності підрізання зубів коліс передачі

$$x_1 = h_a^* \frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}} = \frac{17,09726 - 13}{17,09726} = 0,239640, \quad x_2 = 0 \quad (z_2 > 17).$$

Визначаємо кут зачеплення зубчастої передачі

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2x_\Sigma}{z_\Sigma} \operatorname{tg} \alpha = 0,014904 + \frac{2 \times 0,239640}{31} \operatorname{tg} 20^\circ = 0,020531,$$

де $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,239640 + 0 = 0,239640$,

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 13 + 18 = 31;$$

по таблиці значень евольвентної функції маємо

$$\alpha_w = 22^\circ 10' \approx 22,167^\circ.$$

Обчислюємо коефіцієнт сприйманого зміщення

$$y = \frac{z_\Sigma}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \frac{31}{2} \left(\frac{\cos 20^\circ}{\cos 22,167^\circ} - 1 \right) = 0,227701,$$

- коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\Delta y = x_\Sigma - y = 0,239640 - 0,227701 = 0,011939,$$

- міжосьову відстань зубчастої передачі

$$a_w = \frac{m z_\Sigma \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{6 \times 31}{2} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22,167^\circ} = 94,37 \text{ мм},$$

- радіуси ділительних кіл

$$r_1 = \frac{m}{2} z_1 = \frac{6}{2} 13 = 39 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{m}{2} z_2 = \frac{6}{2} 18 = 54 \text{ мм},$$

- основних кіл

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 39 \cos 20^\circ = 36,65 \text{ мм},$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = 54 \cos 20^\circ = 50,74 \text{ мм},$$

- кіл вершин

$$r_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 + h_a^* - \Delta y \right) = 6 \left(\frac{13}{2} + 0,23964 + 1 - 0,011939 \right) = 46,37 \text{ мм},$$

$$r_{a2} = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 + h_a^* - \Delta y \right) = 6 \left(\frac{18}{2} + 0 + 1 - 0,011939 \right) = 59,93 \text{ мм},$$

- кіл западин

$$r_{f1} = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right) = 6 \left(\frac{13}{2} + 0,23964 - 1 - 0,25 \right) = 32,94 \text{ мм},$$

$$r_{f2} = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right) = 6 \left(\frac{18}{2} + 0 - 1 - 0,25 \right) = 46,5 \text{ мм},$$

- початкових кіл

$$r_{w1} = \frac{m z_1 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{6 \times 13}{2} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22,167^\circ} = 39,57 \text{ мм},$$

$$r_{w2} = \frac{m z_2 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{6 \times 18}{2} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22,167^\circ} = 54,79 \text{ мм}.$$

Знаходимо висоту зубів коліс

$$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y) = 6(2 \times 1 + 0,25 - 0,011939) = 13,43 \text{ мм},$$

- товщину зубів коліс по ділительних колах

$$s_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) = 6 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,23964 \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 10,47 \text{ мм},$$

$$s_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) = 6 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,0 \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 9,42 \text{ мм},$$

- ширину западин зубів по ділительних колах

$$e_1 = \pi m - s_1 = \pi \times 6 - 10,47 = 8,38 \text{ мм},$$

$$e_2 = \pi m - s_2 = \pi \times 6 - 9,42 = 9,42 \text{ мм},$$

- товщину зубів по колах вершин

$$s_{a1} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a1}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + z_1(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1}) \right] =$$

$$= 6 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 37,78^\circ} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,23964 \operatorname{tg} 20^\circ + 13(0,014904 - 1,1573517 \times 10^{-1}) \right] = 3,10 \text{ мм},$$

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \arccos \frac{36,65}{46,37} = 37,78^\circ,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{tg} \alpha_{a1} - \alpha_{a1} = \operatorname{tg} 37,78^\circ - \frac{37,78^\circ \pi}{180^\circ} = 1,1573517 \times 10^{-1},$$

$$s_{a2} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a2}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha + z_2(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2}) \right] =$$

$$= 6 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 32,15^\circ} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,0 \operatorname{tg} 20^\circ + 18(0,014904 - 6,739219 \times 10^{-2}) \right] = 4,17 \text{ мм},$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{r_{b2}}{r_{a2}} = \arccos \frac{50,74}{59,93} = 32,15^\circ,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \alpha_{a2} = \operatorname{tg} 32,15^\circ - \frac{32,15^\circ \pi}{180^\circ} = 6,739219 \times 10^{-2}.$$

Обчислюємо коефіцієнт торцевого перекриття передачі

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w) =$$

$$= \frac{13}{2\pi} (\operatorname{tg} 37,78^\circ - \operatorname{tg} 22,167^\circ) + \frac{18}{2\pi} (\operatorname{tg} 32,15^\circ - \operatorname{tg} 22,167^\circ) = 1,39.$$

Перевіряємо справедливість нерівностей (7.19)

$\varepsilon_\alpha \geq 1,2$; $1,39 > 1,2$; $s_{a1} \geq 0,25m$; $3,10 > 0,25 \times 6 = 1,5$; $s_{a2} \geq 0,25m$; $4,17 > 0,25 \times 6 = 1,5$.

Всі нерівності (7.19) в даному випадку задовільняються.

ВХІДНІ ДАНІ

Завдання - 10

Варіант - 1

PRB	Z1	Z2	X1	X2	ALFW	M
1.385	13.	18.	.239640	.00000	22.17	6.00

R1	R2	RB1	RB2	RA1	RA2	RF1	RF2
39.00	54.00	36.65	50.74	46.37	59.93	32.94	46.50

RW1	RW2	S1	S2	SA1	SA2	H	EPSAL
39.57	54.79	10.47	9.42	3.10	4.18	13.43	1.39

СИНТЕЗ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ВИКОНАНО ВІРНО

РЕЗУЛЬТАТИ ОПТИМІЗАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

- | | |
|--------------------------------------------|----------------------------|
| 1.-Передаточне відношення передачі | PRB = 1.33 |
| 2.-Числа зубів коліс | Z1 = 9.
Z2 = 12. |
| 3.-Коефіцієнти зміщень | X1 = .47360
X2 = .29813 |
| 4.-Кут зачеплення передачі,град. | ALFW = 27.72 |
| 5.-Коефіцієнт сприйманого зміщення | Y = .64604 |
| 6.-Коефіцієнт зрівнювального зміщення | DELY = .12569 |
| 7.-Міжосьова відстань,мм | AW= 66.88 |
| 8.-Радіуси ділительних кіл коліс,мм | R1 = 27.00
R2 = 36.00 |
| 9.-Радіуси основних кіл кліс,мм | RB1 = 25.37
RB2 = 33.83 |
| 10.-Радіуси кіл вершин зубів,мм | RA1 = 35.09
RA2 = 43.03 |
| 11.-Радіуси западин коліс,мм | RF1 = 22.34
RF2 = 30.29 |
| 12.-Радіуси початкових кіл коліс,мм | RW1 = 28.66
RW2 = 38.22 |
| 13.-Товщина зубів по ділительним колам,мм | S1 = 11.49
S2 = 10.73 |
| 14.-Ширина западин по ділительним колам,мм | E1 = 7.36
E2 = 8.12 |
| 15.-Товщина зубів по колам вершин,мм | SA1 = 2.46
SA2 = 3.78 |
| 16.-Висота зуба,мм | H = 12.75 |
| 17.-Коефіцієнт торцювого перекриття | EPSAL = 1.11 |

Далі одержані результати геометричного синтезу зубчастої передачі вводимо в діалоговому режимі в ЕОМ. Машина перевіряє результати нашої роботи. Виявляється, що геометричний синтез зубчастої передачі з допомогою калькулятора виконаний нами вірно. Про це свідчить друковане повідомлення ЕОМ: Синтез зубчастої передачі виконано вірно (див.табл.7.1). Після цього ЕОМ виконує геометричний оптимізаційний синтез зубчастої передачі з метою отримання її мінімальних розмірів і друкує результати цього синтезу (табл.7.1).

При виконанні першої частини синтезу зубчастої передачі (з допомогою калькулятора) з метою уникнення неточностей, які можуть виявитися при перевірці проведеного розрахунку ЕОМ, потрібно величини $x_1, x_2, y, \Delta y, inv\alpha_w, inv\alpha_{a1}, inv\alpha_{a2}$ обчислювати не менш як з шести знаками після коми. Кути в градусах рахувати не менш як з двома знаками після коми, а лінійні розміри при обчисленні заокруглювати на другому знаці після коми.

Одержавши результати оптимізаційного синтезу зубчастої передачі, необхідно викреслити зубчасту передачу в певному стандартному масштабі, про що докладно сказано нижче.

7.4. Викреслювання зачеплення зубчастих коліс з вказівкою основних розмірів і елементів коліс і передачі

За результатами машинного синтезу слід викреслити зубчасту передачу. Для цього потрібно, перш за все, вибрати масштабний коефіцієнт довжини μ_l (м/мм), який відповідає одному із стандартних масштабів, але такий, щоб висота зубів коліс на кресленні була не меншою ніж 40 мм. Наприклад, при $h = 13,43$ мм (для розглянутого вище прикладу) можна прийняти $\mu_l = 0,00025$ м/мм, що відповідає масштабу М4:1. Висота зубів на кресленні при цьому буде 53,72 мм.

Далі необхідно провести міжосьову лінію, вибрати на ній полюс зачеплення Π і від нього відкласти радіуси r_{w1} і r_{w2} початкових кіл і побудувати дуги цих кіл (рис.7.4). А тоді викреслюються дуги ділительних кіл, кіл западин і вершин. Через полюс зачеплення Π проводяться спільна дотична $t-t'$ до початкових кіл коліс і під кутом α_w до $t-t'$ лінія зачеплення передачі. Для більш точної побудови лінії зачеплення рекомендується: по лінії $t-t'$ від Π відкласти відрізок $\Pi K = 200$ мм, через точку K провести перпендикуляр до лінії $t-t'$ і від K по перпендикуляру відкласти відрізок $KL = \Pi K \operatorname{tg} \alpha_w$ (мм). Точку L слід з'єднати з Π і продовжити лінію далі. Одержана пряма є лінією зачеплення.

Для побудови основних кіл потрібно обчислити відрізки $\Pi N_1 = O_1 \Pi \sin \alpha_w$, $\Pi N_2 = O_2 \Pi \sin \alpha_w$, відкласти їх по лінії зачеплення від Π (рис.7.4). Одержані точки N_1 і N_2 з'єднати відповідно з O_1 і O_2 . Радіусами $O_1 N_1$ і $O_2 N_2$ з точок O_1 і O_2 провести основні кола.

Після цього будуються евольвенти зубів першого і другого коліс передачі. З цією метою відрізок $N_1 \Pi$ ділиться на чотири рівні частини і одержані точки по-

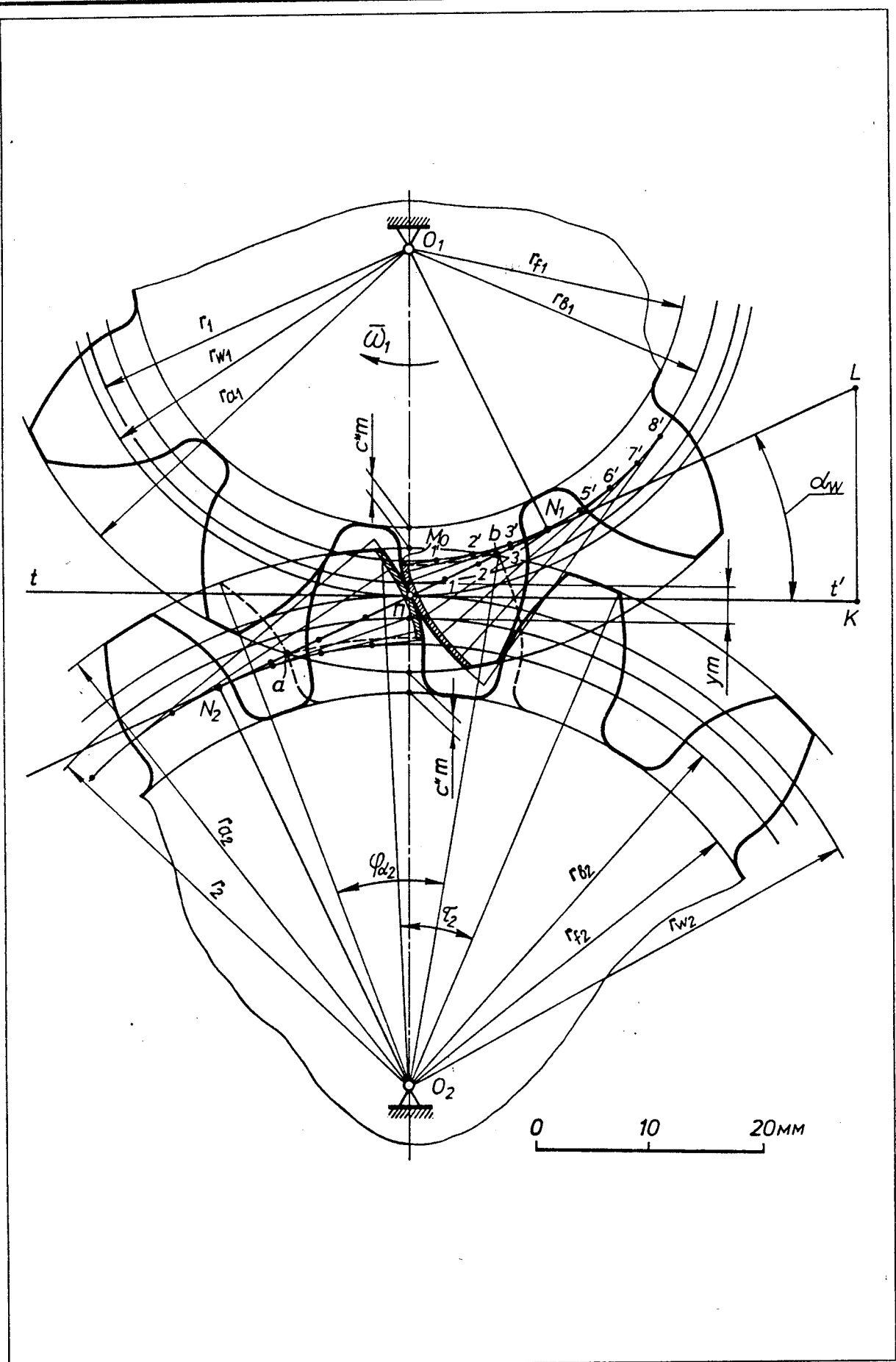


Рис. 7.4

значаються 1, 2, 3. Визначається початкова точка M_o евольвенти зуба першого колеса або проведенням засічки радіусом Π_3 з точки 3 до перетину з основним колом [9], або побудовою хорди $N_1M_o = 2(O_1N_1) \sin(N_1\Pi/(2(O_1N_1)))$ основного кола від точки N_1 . Дуга M_oN_1 ділиться на чотири рівних дуги. Такі ж рівні дуги відкладаються і по другу сторону від точки N_1 . Одержані точки на основному колі позначаються $1', 2', 3', 5', 6', 7'$ і т.д. (див.рис.7.4) і через них до цього ж кола проводяться дотичні, по яких від точок $1', 2', 3', 5'$ і т.д. необхідно відкласти відрізки відповідно рівні $\Delta, 2\Delta, 3\Delta, 5\Delta$ і т.д. (відрізок $\Delta = 0,25 N_1\Pi$). Крива, що проходить через кінці побудованих відрізків, є евольвентою зуба першого колеса. Кінцева її точка повинна знаходитися за колом вершин. Через початкову точку M_o евольвенти проводиться радіальна пряма до перетину з колом западин і в місці перетину радіальна пряма спрягається з колом западин радіусом $0,3 m$. Це - спрощене викреслювання перехідної кривої зуба, яка утворюється в процесі нарізання зубчастого колеса. Перехідна крива разом з евольвентною кривою зуба аж до кола вершин називається профільною кривою зуба. Аналогічно будується профільна крива зуба другого колеса. Відрізок $N_2\Pi$ лінії зачеплення ділиться на чотири рівних частини і т.д.

Далі потрібно викреслити по чотири зуба на кожному колесі. З цією метою рекомендується виготовити шаблони профільних кривих зубів коліс. Для цього кусочок кальки (для олівця) накладається на профільну криву зуба, рисується вона на кальці, а також - і дуги кіл вершин, западин, кіл початкових і основних. Від точки ділильного кола, що лежить на профілі зуба, відкладається товщина зуба і через одержану точку з допомогою шаблона викреслюється друга профільна крива зуба. Від одержаної профільної кривої по ділильному колу відкладається ширина западини і аналогічно будується другий, третій і четвертий зуб колеса (див.рис.7.4).

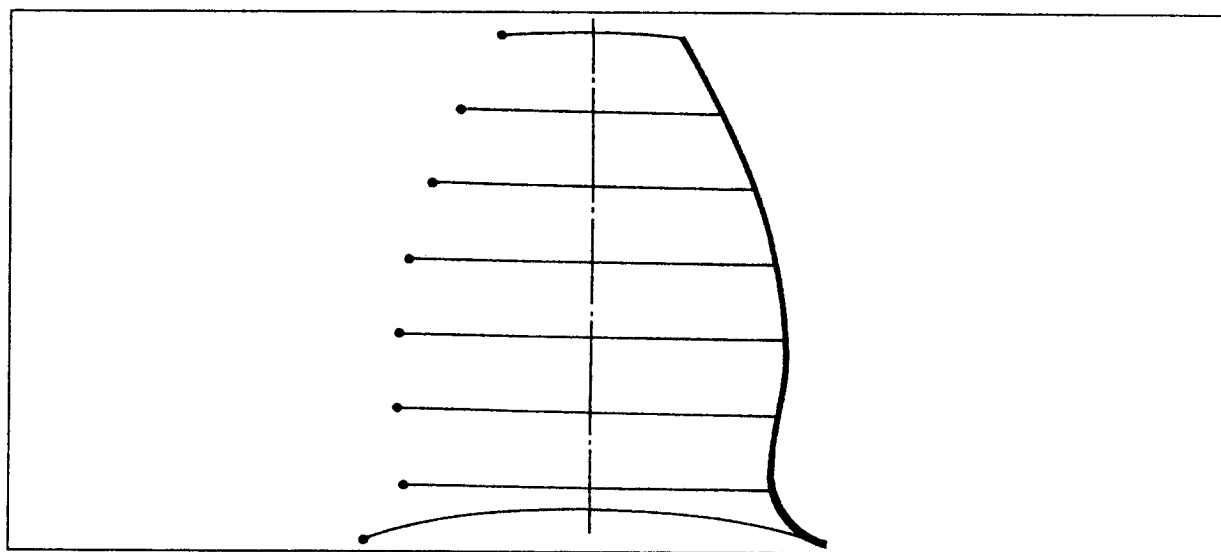


Рис. 7.5

При відсутності шаблонів другу профільну криву зуба можна побудувати геометричним способом (рис.7.5), який ґрунтується на тому, що обидві профільні

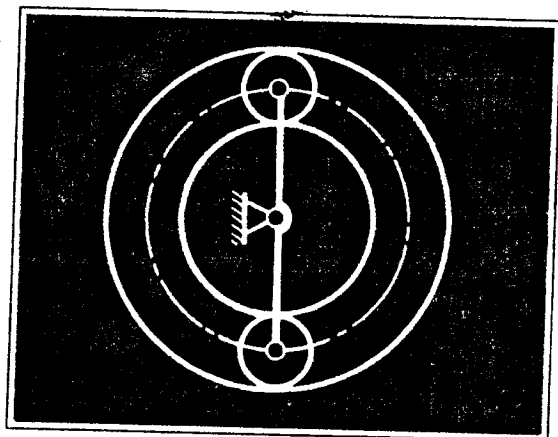
криві зуба є симетричними кривими відносно радіальної лінії, проведеної через середину товщини зуба.

На виконаному кресленні необхідно показати радіуси кіл ділільних, початкових, основних, вершин і западин обидвох коліс передачі, радіальні зазори s^*m в передачі, сприймане зміщення um , кут зачеплення α_w , активну лінію зачеплення, активні профілі зубів, кут торцьового перекриття і кутовий крок для одного з коліс передачі, як показано на рис.7.4. Накінець, вимірюючи кут торцьового перекриття і кутовий крок на кресленні, слід обчислити коефіцієнт торцьового перекриття за формулою

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_{\alpha 2}}{\tau_2}. \quad (7.21)$$

Знайдене при цьому значення повинно бути близьким до результату, який одержано за формулою (7.18) і який міститься в результатах машинного синтезу (табл.7.1).

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА



8.1. Вихідні дані і умови синтезу редуктора

Для проектування планетарного редуктора задається його структурна схема, передаточне відношення (якщо передаточне відношення редуктора не задано, то його необхідно попередньо знайти), число сателітів K . Крім того, відомо, що всі передачі в редукторі мають один і той же модуль $m=1\text{ мм}$ (в деяких завданнях курсового проекту модуль коліс в редукторі може відрізнятися від $m=1\text{ мм}$); всі колеса редуктора нульові. Допускається при необхідності відхилення від заданого передаточного відношення в границях, які не перевищують $\pm 5\%$.

В завданнях курсового проекту використовуються структурні схеми редукторів, які показані на рис.8.1.

Структурні схеми планетарних редукторів із завдань на курсовий проект

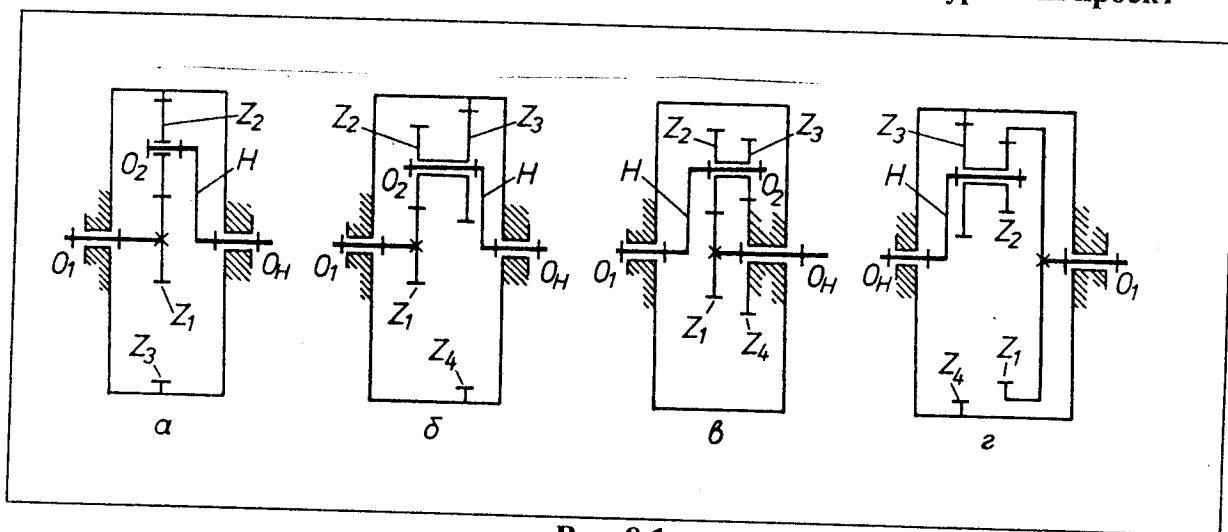


Рис. 8.1.

При проектуванні планетарних редукторів повинні прийматися до уваги не тільки вихідні дані, але й цілий ряд умов. Це умови співвісності, сусідства, складання і правильного зачеплення.

Умова співвісності вхідного і вихідного валів редукторів, поданих на рис.8.1, при однаковому модулі всіх їх коліс зводиться відповідно до таких рівностей

$$z_3 = z_1 + 2z_2, \quad (8.1 \text{ а})$$

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3, \quad (8.1 \text{ б})$$

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4, \quad (8.1 \text{ в})$$

$$z_1 - z_2 = z_4 - z_3, \quad (8.1 \text{ г})$$

Умова сусідства, яка враховує можливість вільного розміщення сателітів без зіткнення їх один з одним, приводить до нерівності [14]

$$\sin \frac{180^\circ}{K} > \frac{z_2(z_3) + 2h^*_a}{z_1 \pm z_2}. \quad (8.2)$$

В правій частині (8.2) в чисельнику пишеться z_2 , якщо $z_2 > z_3$, і навпаки, якщо $z_3 > z_2$, то пишеться z_3 . В знаменнику в правій частині ставиться знак "+", якщо зачеплення коліс z_1 і z_2 зовнішнє, і знак "-", якщо зачеплення внутрішнє.

Умова складання, що забезпечує розміщення сателітів в редукторі з рівними кутами між ними і одночасне їх зачеплення з центральними колесами при симетричній геометрії зон зачеплення, має вигляд [14]

$$\frac{z_1 i_{1H}}{K} (1 + pK) = B, \quad (8.3)$$

де i_{1H} - передаточне відношення редуктора;

p - ціле число повних обертів водила;

B - будь-яке ціле число.

Передаточні відношення редукторів, які тут розглядаються, через числа зубів їх коліс записуються відповідно

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \quad (8.4\text{а})$$

$$i_{1H} = 1 - i_{14}^H = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (8.4\text{б})$$

$$i_{1H} = 1 - i_{14}^H = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (8.4\text{в})$$

$$i_{1H} = 1 - i_{14}^H = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (8.4\text{г})$$

де i_{13}^H, i_{14}^H - передаточні відношення механізмів, зображених на рис.8.1, при русому відповідно третьому, четвертому колесі і нерухомому водилі.

Умова правильного зачеплення дає можливість уникнути заклинювання зубів в передачах внутрішнього зачеплення і підрізання зубів в передачах внутрішнього і

зовнішнього зачеплень [14]. Для забезпечення відсутності підрізання зубів і заклинювання в передачах внутрішнього зачеплення, складених із нульових коліс, необхідно, щоб число зубів коліс з внутрішніми зубами було

$$z_{вн} \geq z_{\min \text{ вн}} = 85, \quad (8.5)$$

а колеса з зовнішніми зубами, які зчеплюються з ними, повинні мати

$$z_{зв} \geq z_{\min \text{ зв}} = 20, \quad (8.6)$$

і різниця чисел зубів цих коліс повинна бути

$$z_{вн} - z_{зв} \geq 8. \quad (8.7)$$

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

$$z \geq z_{\min} = 17. \quad (8.8)$$

Синтез планетарного редуктора полягає в тому, щоб підбором чисел зубів його коліс задовільнити як задане передаточне відношення, так і всі умови синтезу. Крім того, нижче розглядається синтез планетарного редуктора найменших розмірів (оптимізаційний синтез) при одночасному забезпеченні виконання всіх вихідних даних і умов синтезу.

8.2. Алгоритми синтезу

Проектування планетарного редуктора можна виконувати як без застосування ЕОМ, так і з застосуванням ЕОМ. Цим різними способами проектування відповідають свої алгоритми.

8.2.1. Алгоритм синтезу без застосування ЕОМ

Досить часто при підборі чисел зубів планетарного редуктора без примінення ЕОМ користуються методом співмножників. Цей алгоритм ілюструється на прикладі редуктора, поданого на рис.8.16.

Число зубів кожного з коліс записують у вигляді добутку двох співмножників. Числа зубів коліс, які утворюють зачеплення, мають спільний множник

$$z_1 = \alpha A; z_2 = \alpha B, z_3 = \beta C; z_4 = \beta D. \quad (8.9)$$

Вирази (8.9) підставляють в (8.16)

$$\alpha (A + B) = \beta (D - C). \quad (8.10)$$

Рівняння (8.10) стає тотожністю, коли

$$\alpha = D - C, \beta = A + B. \quad (8.11)$$

З врахуванням (8.11) вирази (8.9) приймають вигляд

$$z_1 = A(D - C); z_2 = B(D - C); z_3 = C(A + B); z_4 = D(A + B). \quad (8.12)$$

Рівняння (8.12) слід підставити в (8.46) і в результаті скорочень одержимо:

$$i_{1H} - 1 = \frac{BD}{AC}. \quad (8.13)$$

Далі необхідно підібрати такі числові значення співмножників B, D, A і C , щоб забезпечити виконання рівності (8.13).

Якщо це зробити важко, то можна дещо змінити задане передаточне відношення редуктора, але не більш ніж на $\pm 5\%$.

Після цього за формулами (8.12) потрібно визначити числа зубів z_1, z_2, z_3, z_4 і перевірити умови сусідства (8.2), складання (8.3) і правильного зачеплення (8.5)...(8.8). Якщо хоч одна із названих умов не виконується, то необхідно вибрати інші числові значення величин B, D, A і C , при яких забезпечувалось би передаточне відношення i_{IH} і повторно перевірити умови сусідства, складання і правильного зачеплення. При необхідності, як це вказано вище, можна змінити і i_{IH} , але не більше, ніж на $\pm 5\%$.

8.2.2. Алгоритм синтезу редуктора з застосуванням ЕОМ без оптимізації його розмірів

Алгоритм синтезу редуктора, зображеного на рис. 8.1а. Для цього редуктора з допомогою рівняння (8.4а) необхідно в першу чергу знайти

$$z_1 = -\frac{z_3}{i_{13}^H} \pm \Delta_{\pm}, \quad (8.14)$$

де $z_{3min} \leq z_3 \leq z_{3max}$; z_{3min}, z_{3max} - відповідно мінімальне і максимальне число зубів третього колеса; Δ_+, Δ_- - величини, які забезпечують отримання цілого z_1 при їх відповідно додаванні і відніманні.

Число z_{3min} задовільняє умові правильного зачеплення, а z_{3max} забезпечує не надто великі розміри редуктора. Необхідно прийняти $z_{3min} = 85$, а для максимального числа зубів можна взяти $z_{3max} = 150$. Обчислення z_1 за формулою (8.14) потрібно починати з $z_3 = z_{3min}$.

За цією формулою треба спочатку знайти z_1 з допомогою величини $-\Delta_-$ і, користуючись умовою співвісності (8.1а), визначити

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (8.15)$$

Далі слід перевірити, чи є z_2 цілим числом і чи виконуються умови: $z_1 \geq 17$, $z_2 \geq 20$, $z_3 - z_2 \geq 8$. Після цього уточнюється значення передаточного відношення редуктора

$$i_{IH}^* = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \quad (8.16)$$

перевіряється відхилення передаточного відношення в порівнянні з допустимим значенням

$$\left| \frac{i_{IH}^* - i_{IH}}{i_{IH}} \right| \leq 0,05 \quad (8.17)$$

і виконання умов сусідства (8.2) і складання (8.3). Умова сусідства для цього редуктора буде

$$\sin \frac{180^\circ}{K} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}. \quad (8.18)$$

При перевірці умови складання максимальне значення величини p прийняти $p_{max} = 50$.

Якщо при цьому хоч одна з вищеперерахованих умов або вимог не виконується, то потрібно за формулою (8.14) визначити z_1 з допомогою величини Δ_+ і далі, в такому ж порядку, повторити необхідні обчислення і перевірки. Якщо ж знову хоч одна з умов або вимог не виконується, то необхідно збільшити z_3 на одиницю і всі обчислення і перевірки повторити від початку. Збільшення z_3 продовжується до тих пір, поки при якомусь певному z_3 не будуть виконані всі вказані умови і вимоги.

Числа зубів z_1, z_2, z_3 , які відповідають цьому випадку, є результатом синтезу планетарного редуктора.

При уводі в ЕОМ передаточних відношень i_{1H}, i_{13}^H слід обмежуватися двома значущими цифрами після коми.

За викладеним алгоритмом синтезу редуктора складена блок-схема, яка зображена на рис.8.2.

Алгоритм синтезу редукторів, зображених на рис.8.1б,в,г. З рівнянь (8.4б), (8.4в), (8.4г) можна записати

$$i_{14}^H = \mp \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (8.19)$$

де знак "-" відповідає схемі рис.8.1б, а знак "+" - всім іншим схемам. Знаходячи з умов співвісності (8.1б), (8.1в), (8.1г) число зубів z_4 і підставивши його в (8.19), після розв'язку квадратного рівняння відносно z_2 одержується:

для редуктора рис.8.1б

$$z_2 = -\frac{1}{2}(z_1 + z_3) + \frac{1}{2}\sqrt{(z_1 + z_3)^2 - 4i_{14}^H z_1 z_3}, \quad (8.20)$$

для редуктора рис.8.1в

$$z_2 = -\frac{1}{2}(z_1 - z_3) + \frac{1}{2}\sqrt{(z_1 - z_3)^2 + 4i_{14}^H z_1 z_3}, \quad (8.21)$$

для редуктора рис.8.1г

$$z_2 = \frac{1}{2}(z_1 + z_3) - \frac{1}{2}\sqrt{(z_1 + z_3)^2 - 4i_{14}^H z_1 z_3}. \quad (8.22)$$

Даний алгоритм полягає в переборі чисел зубів z_1 і z_3 , при якому відшуковуються такі значення z_1 і z_3 , а через них і z_2 і z_4 , при яких виконуються як задане передаточне відношення i_{1H} (можливе відхилення i_{1H} в границях $\pm 5\%$), так і умови правильного зачеплення, співвісності, сусідства і складання. Тому, перш за все, необхідно задати границі зміни z_1 і z_3 , тобто встановити $z_{1min}, z_{1max}, z_{3min}, z_{3max}$. Для редукторів, наведених на рис.8.1б, 8.1в, можна прийняти $z_{1min} = 17, z_{1max} = 40$, а для редуктора на рис.8.1г $z_{1min} = 85$ і $z_{1max} = 150$. Для числа зубів третього колеса $z_{3min} = 20, z_{3max} = 60$ для редукторів на рис.8.1б, 8.1г і $z_{3min} = 17, z_{3max} = 40$ для редуктора, зображеного на рис.8.1в.

Наступний крок алгоритму пов'язаний з визначенням за однією із формул (8.20)...(8.22) z_2 в залежності від структурної схеми редуктора і закруглення одержаного числа до цілого з допомогою величини $-\Delta_-$ в сторону його зменшення. Для редуктора, що на рис.8.1г, попередньо потрібно перевірити виконання умови

Блок-схема алгоритму синтезу редуктора (структурна схема на рис.8.1а)

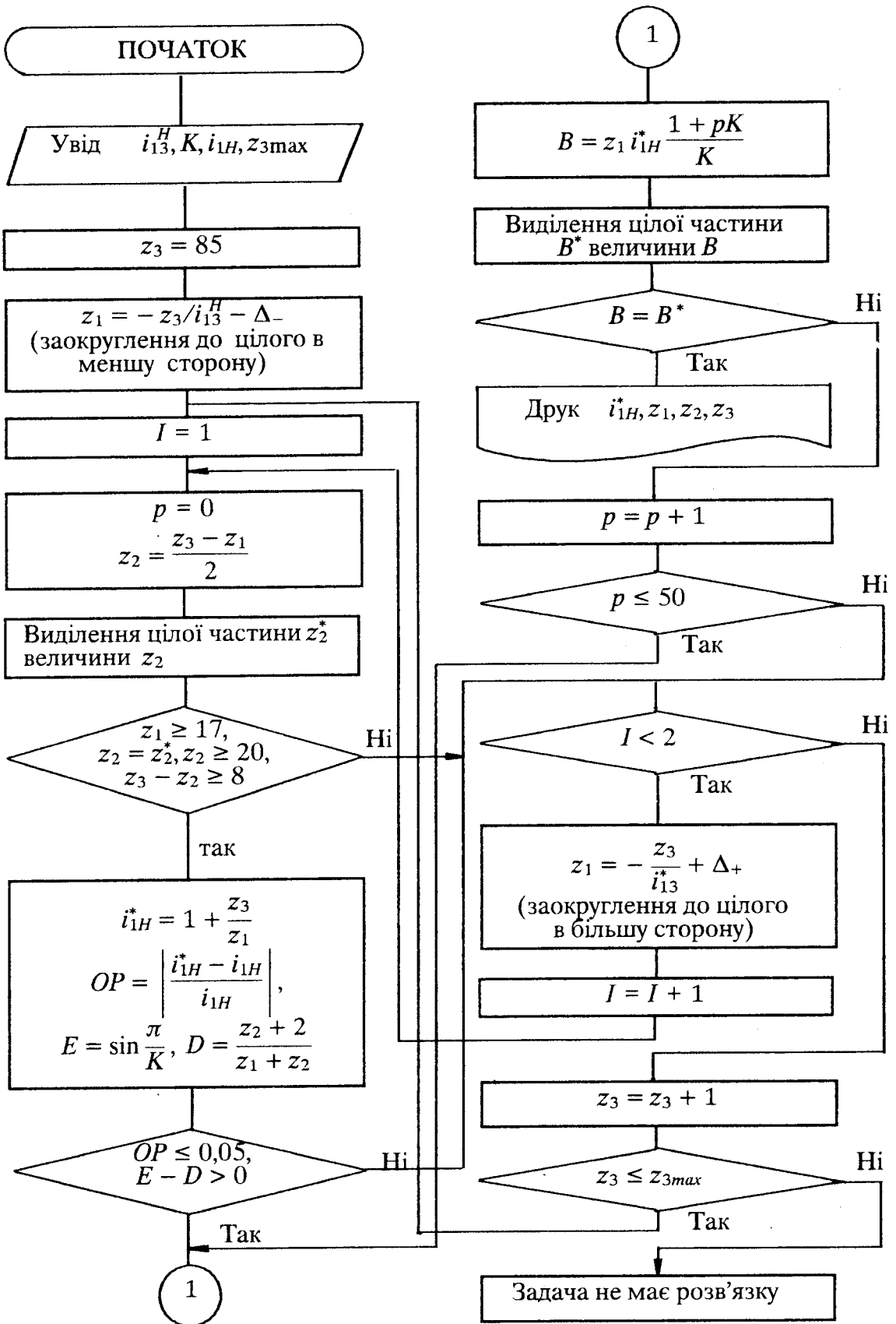


Рис. 8.2

$$\frac{z_1^2 + z_3^2}{2z_1z_3} \geq 2i_{14}^H - 1. \quad (8.23)$$

При невиконанні умови (8.23) вираз під знаком кореня в (8.22) від'ємний. Далі треба перевірити умову правильного зачеплення для колеса z_2 ($z_2 \geq 17$ для редукторів на рис. 8.1б і 8.1в; $z_2 \geq 20$ для редуктора рис.8.1г) і знайти число зубів четвертого колеса за формулою

$$z_4 = z_1 \pm z_2 \mp z_3. \quad (8.24)$$

Знак "+" в (8.24) перед z_2 береться для випадку зовнішнього зачеплення коліс, знак "-" - для внутрішнього, а перед z_3 навпаки. Після цього слід перевірити умову правильного зачеплення для числа зубів четвертого колеса ($z_4 \geq z_{4min}$, для редукторів рис.8.1б, 8.1г $z_{4min} = 85$, а для редуктора рис.8.1в $z_{4min} = 17$), обчислити нове передаточне відношення редуктора

$$i_{1H}^* = 1 \pm \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (8.25)$$

переконатися в справедливості нерівності

$$\left| \frac{i_{1H}^* - i_{1H}}{i_{1H}} \right| \leq 0,05 \quad (8.26)$$

і виконанні умов сусідства (8.2) і складання (8.3). Максимальне значення p в (8.3) прийняти $p_{max} = 50$.

Якщо будь-яка з умов алгоритму не виконується, крім умови (8.23), то за однією з формул (8.20)...(8.22) обчислюється z_2 і закругляється з допомогою величини $+\Delta_+$ в сторону його збільшення і далі алгоритм повторюється.

При невиконанні в цьому випадку будь-якої з умов збільшується число зубів z_1 на одиницю і алгоритм повторюється, тобто знаходиться z_2 і закругляється з допомогою величини $-\Delta_-$ і т.д. Число зубів z_1 кожен раз збільшується і при невиконанні умови (8.23). Збільшення z_1 продовжується, якщо продовжує не виконуватися яка-небудь із вищеписаних умов. Але, якщо при зміні z_1 наступив момент, коли $z_1 = z_{1max}$, то при дальнішому невиконанні будь-якої із умов збільшується на одиницю z_3 , а z_1 стає рівним z_{1min} і весь алгоритм повторюється від початку. Алгоритм закінчується тоді, коли при якихось z_1 і z_3 всі умови і вимоги виконуються і одержані значення z_1, z_2, z_3, z_4 є результатами синтезу редуктора. Якщо при зміні z_3 аж до $z_3 = z_{3max}$ не наступив момент, при якому виконувались би всі викладені вище умови, то задача синтезу не має розв'язку. В такому випадку студент повинен звернутися за допомогою до викладача і останній змінює або діапазон зміни z_1 і z_3 , або величину передаточного відношення редуктора.

За описаним алгоритмом складена його блок-схема, яка наведена на рис.8.3.

Програми для ЕОМ тут не подаються. Мається на увазі, що при використанні викладених алгоритмів і їх блок-схем (рис.8.2, 8.3) студент з нормальною підготовкою з програмування самостійно зможе скласти програму для ЕОМ.

Блок-схема алгоритму синтезу редукторів (структурні схеми на рис.8.1б,в,г)

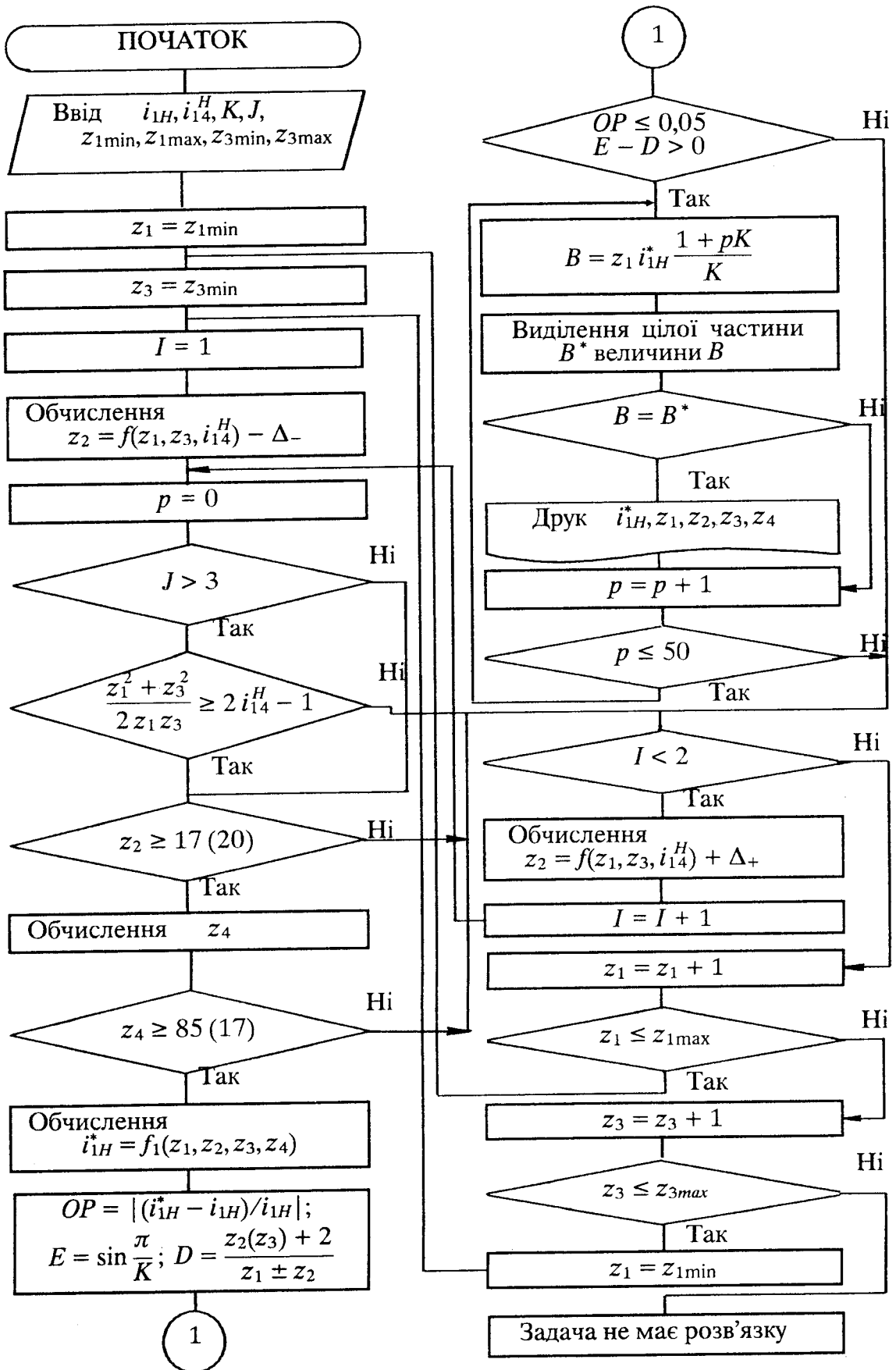


Рис. 8.3

8.2.3. Алгоритм оптимізаційного синтезу редуктора з застосуванням ЕОМ

Алгоритм синтезу редуктора, що на рис.8.1а. Суть алгоритму для цього редуктора полягає в переборі числа зубів z_3 третього колеса і передаточного відношення i_{13}^H в допустимих діапазонах їх зміни з метою відшукування такого набору чисел зубів z_1, z_2, z_3 коліс редуктора, при якому задовільнялись би всі умови і вимоги синтезу і його розміри були би мінімальними. Габаритний розмір редуктора залежить від числа зубів колеса z_3 . Чим менше z_3 , тим меншим є габаритний розмір редуктора.

Алгоритм починається з вибору для числа зубів третього колеса редуктора його екстремальних значень $z_{3min} = 85$ і $z_{3max} = 150$ і знаходження допустимого діапазону зміни передаточного відношення i_{13}^H

$$i_{13min}^H = 1 - 1,05 i_{1H}^H, \quad (8.27)$$

$$i_{13max}^H = 1 - 0,95 i_{1H}^H. \quad (8.28)$$

Через i_{13min}^H визначається початкове значення передаточного відношення i_{13}^H , тобто те значення, від якого починається перебір передаточного відношення i_{13}^H (передаточні відношення i_{1H}^H , i_{13}^H рекомендується брати з двома цифрами після коми, а i_{13min}^H і i_{13max}^H можуть мати більше ніж дві цифри після коми). Початкове значення i_{13}^H і i_{13min}^H зв'язані між собою нерівністю

$$i_{13}^H - 0,05 < i_{13min}^H < i_{13}^H. \quad (8.29)$$

(Наприклад, якщо $i_{13min}^H = -4,124$, то початкове значення буде $i_{13}^H = -4,10$).

Після знаходження початкового значення i_{13}^H потрібно визначити

$$z_1 = -\frac{z_3}{i_{13}^H} - \Delta. \quad (8.30)$$

Далі даний алгоритм співпадає з алгоритмом для такого ж редуктора, який розглянуто в 8.2.2. Різниця полягає тільки в тому, що числа зубів коліс z_1, z_2, z_3 , які задовільняють всім умовам і вимогам в 8.2.2 є рішенням задачі синтезу, а в даному алгоритмі вони повинні бути зафіксовані і перебір числа зубів z_3 продовжується до тих пір, поки $z_3 \leq z_{3max}$, а далі i_{13}^H збільшується на 0,05 і z_3 береться рівним z_{3min} , алгоритм знову повторюється, починаючи з формули (8.30). Кожний новий набір чисел зубів z_1, z_2, z_3 , починаючи з другого, який задовільняє всім вимогам і умовам синтезу, зрівнюється з зафіксованим раніше. Якщо z_3 нового набору менше z_3 зафіксованого набору, то зафіксованим набором стає новий набір, а старий не приймається до уваги. В протилежному випадку зафіксований набір не змінюється.

Алгоритм продовжується до тих пір, поки не буде здійснено перебір передаточного відношення i_{13}^H в допустимому діапазоні його зміни ($i_{13}^H \leq i_{13max}^H$). Числа зубів z_1, z_2, z_3 коліс редуктора, які зафіксовані в момент закінчення перебору, і є розв'язком задачі його синтезу.

За викладеним алгоритмом написана програма для ЕОМ на мові PASCAL (див. додаток 4).

З метою використання цієї програми для оптимізаційного синтезу редуктора студенту потрібно, користуючись заданим його передаточним відношенням i_{1H} і числом сателітів K , виконати безмашинний синтез редуктора за алгоритмом, викладеним в 8.2.1, і на його основі підготувати для увода в ЕОМ такі величини: i_{1H} , i_{13}^H , z_{3max} , z_1, z_2, z_3 , K (z_{3max} прийняти рівним 150). Якщо безмашинний синтез редуктора виконано вірно, то машина виконує оптимізаційний синтез редуктора і видає його результати на друк: дійсне передаточне відношення редуктора i_{1H}^* і числа зубів його коліс z_1, z_2, z_3 . В випадку помилкового безмашинного синтезу ЕОМ видає інформацію: "Безмашинний синтез редуктора виконано невірно". В такому випадку студент повинен повторно виконати безмашинний синтез редуктора.

Таким чином, викладений алгоритм повністю міститься в описаній програмі і, крім того, в верхній її частині розміщені оператори, які перевіряють правильність безмашинного синтезу редуктора і дають на друк інформацію про результати цієї перевірки.

Алгоритм оптимізаційного синтезу редукторів, схеми яких зображені на рис.8.1б, 8.1в, 8.1г. Цей алгоритм багато в чому співпадає з алгоритмом, описаним в 8.2.2 для таких же схем редукторів. Принципіальна різниця полягає лише в тому, що крім перебору чисел зубів z_1 і z_3 в описаному алгоритмі здійснюється ще і перебір передаточного відношення i_{14}^H в допустимому інтервалі його зміни. Перебір вказаних величин виконується не до одержання першого набору z_1, z_2, z_3, z_4 , як в 8.2.2, який задовільняє всім вимогам і умовам синтезу, а до кінця.

При цьому для редуктора, зображеного на рис.8.1б, фіксуються тільки такі набори z_1, z_2, z_3, z_4 чисел зубів коліс, що задовільняють вимогам і умовам синтезу, і в яких число зубів z_4 четвертого колеса менше числа зубів цього ж колеса попереднього зафіксованого набору. У випадку редуктора з двома зовнішніми зачепленнями (рис.8.1в) фіксуються набори чисел зубів z_1, z_2, z_3, z_4 коліс, для яких більша із сум $z_1 + 2z_2$, $z_4 + 2z_3$ є меншою більшої із таких же двох сум попереднього зафіксованого набору. Накінець, для редуктора з двома внутрішніми зачепленнями (рис. 8.1г) фіксуються тільки такі набори чисел зубів z_1, z_2, z_3, z_4 коліс, для яких більше з двох чисел z_1 і z_4 є меншим більшого із таких же двох чисел зубів попереднього зафіксованого набору.

При повному переборі чисел зубів z_1, z_3 і передаточного відношення i_{14}^H останній зафіксований набір являє собою розв'язок задачі синтезу. Він забезпечує найменші розміри редуктора із всіх перебраних наборів чисел зубів коліс редуктора, які задовільняють вимогам і умовам синтезу.

Розрізняються редуктори між собою в алгоритмі за допомогою величини j . Якщо $j = 2$, то це означає, що мають на увазі редуктор, зображений на рис.8.1б. Якщо $j = 3$, то редуктор, викреслений на рис. 8.1в. І, накінець, при $j = 4$ мають на увазі редуктор рис.8.1г. Як і в 8.2.2 при $j = 2; 3$ $z_{1min} = 17$, $z_{1max} = 40$, а при $j = 4$

$z_{1min} = 85$ і $z_{1max} = 150$. Мінімальне і максимальне число зубів третього колеса, коли $j = 2; 4$ $z_{3min} = 20$, $z_{3max} = 60$, а при $j = 3$ $z_{3min} = 17$, $z_{3max} = 40$.

В наступному кроці алгоритму після вибору $z_{1min}, z_{1max}, z_{3min}, z_{3max}$ визначається допустимий діапазон зміни передаточного відношення i_{14}^H . При $j = 2$

$$i_{14min}^H = 1 - 1,05 i_{1H}, \quad i_{14max}^H = 1 - 0,95 i_{1H}, \quad (8.31)$$

а при $j = 3; 4$

$$i_{14min}^H = 1 - 0,95 i_{1H}, \quad i_{14max}^H = 1 - 1,05 i_{1H}. \quad (8.32)$$

Через i_{14min}^H знаходиться початкове значення передаточного відношення i_{14}^H , тобто те значення, від якого починається перебір передаточного відношення i_{14}^H (передаточне відношення i_{1H} , i_{14}^H рекомендується брати з двома цифрами після коми, а i_{14min}^H і i_{14max}^H можуть мати більше ніж дві цифри після коми), способом поступового зменшення i_{14}^H кожен раз на величину 0,01, поки не виявиться вірною нерівність

$$i_{14}^H - 0,01 < i_{14min}^H < i_{14}^H. \quad (8.33)$$

(Наприклад, якщо при $j = 3$ $i_{14min}^H = 7,238$, то початкове значення в такому випадку буде $i_{14}^H = 7,24$). Передаточне відношення i_{14}^H приймається рівним своєму знайденому початковому значенню.

А далі даний алгоритм на значному відрізку співпадає з алгоритмом, наведеним в 8.2.2 для тих же редукторів, починаючи з визначення z_2 . Якщо $j = 2$, то z_2 обчислюється за формулою (8.20), якщо ж $j = 3$, то z_2 визначається за формулою (8.21). Накінець, при $j = 4$ z_2 знаходиться за формулою (8.22), але попередньо перевіряється умова (8.23). Одержане значення z_2 закругляється з допомогою величини $-\Delta_-$ в сторону зменшення і т.д.

Різниця полягає в тому, що в 8.2.2 числа зубів z_1, z_2, z_3, z_4 , які задовільняють всім вимогам і умовам синтезу, являють собою розв'язок задачі, а в даному алгоритмі вони фіксуються, якщо, крім того, задовільняють вказаним вище додатковим умовам. І перебір чисел зубів z_1 і z_3 продовжується до тих пір, поки згідно алгоритму із 8.2.2 $z_3 \leq z_{3max}$, а далі збільшується i_{14}^H на величину кроку, приймається $z_1 = z_{1min}$, $z_3 = z_{3min}$ і перебір z_1 і z_3 знову повторюється. Величина кроку зміни передаточного відношення Δ в алгоритмі залежить від абсолютної величини i_{14}^H і типу редуктора. Якщо $|i_{14}^H| > 10$, то $\Delta = 0,2$; при $10 > |i_{14}^H| \geq 5$ $\Delta = 0,1$; коли $5 > |i_{14}^H| \geq 3$, то $\Delta = 0,05$; при $3 > |i_{14}^H| \geq 2$ $\Delta = 0,03$; якщо $|i_{14}^H| < 2$ і $j = 2$, то $\Delta = 0,02$ і якщо $|i_{14}^H| < 2$ і $j = 3, 4$, то $\Delta = 0,01$.

Така різноманітність Δ обумовлена необхідністю економії машинного часу при виконанні обчислень по даному алгоритму. Перебір передаточного відношення i_{14}^H продовжується до тих пір, поки не буде досягнута його верхня границя i_{14max}^H ($i_{14}^H \leq i_{14max}^H$). Числа зубів z_1, z_2, z_3, z_4 коліс редуктора, які зафіксовані в момент закінчення перебору і є розв'язком задачі його оптимізаційного синтезу.

За викладеним алгоритмом написана програма на алгоритмічній мові PASCAL (див. додаток 4). Верхня частина цієї програми містить оператори, які забезпечують перевірку результатів безмашинного синтезу редуктора.

Для використання цієї програми з метою одержання результатів оптимізаційного синтезу редукторів ($j=2; 3; 4$) необхідно по заданих передаточних відношеннях i_{1H}, i_{14}^H , числу блоків сателітів K виконати безмашинний синтез редуктора, за його результатами підготувати увід для програми таких величин: $i_{1H}, i_{14}^H, z_1, z_2, z_3, z_4, K, j$. При виконанні програми з цим уводом перевіряються результати безмашинного синтезу редуктора. Якщо безмашинний синтез редуктора виконано вірно, то машина виводить на друк текст: "Безмашинний синтез редуктора виконано вірно". В протилежному випадку буде надруковано: "Безмашинний синтез редуктора виконано невірно". І в такому разі студенту необхідно ще раз виконати безмашинний синтез редуктора і знову підготувати увід вищевказаних величин. При правильному виконанні безмашинного синтезу ЕОМ виконує оптимізаційний синтез редуктора і виводить на друк його результати: дійсне передаточне відношення редуктора i_{1H}^* і числа зубів його коліс.

8.3. Приклад оптимізаційного синтезу планетарного редуктора

Нехай необхідно виконати оптимізаційний синтез редуктора з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленням (рис.8.16), для якого $i_{1H} = 8,43; i_{14}^H = -7,43; K = 3$.

Використовуємо, перш за все, метод безмашинного синтезу - метод співмножників. Числа зубів коліс редуктора запишемо у вигляді

$$z_1 = \alpha A; z_2 = \alpha B; z_3 = \beta C; z_4 = \beta D$$

Як показано в 8.2.1, для даного виду редуктора будемо мати $\alpha = D - C, \beta = A + B$. Множники A, B, C, D підбираються по рівнянню

$$i_{1H} - 1 = \frac{BD}{AC}$$

Підставляючи числове значення i_{1H} , одержимо

$$8,43 - 1 = 7,43 = \frac{BD}{AC}$$

Величини B, D, A, C в останньому рівнянні трудно підібрати так, щоб одержати число 7,43. Але при синтезі редуктора допускається зміна i_{1H} в границях $\pm 5\%$. Тому в даному випадку можна прийняти $i_{1H} = 8,2$. Це значення не виходить за допустиму границю зміни i_{1H} і отримуємо

$$8,2 - 1 = 7,2 = \frac{BD}{AC} = \frac{9 \times 8}{5 \times 2},$$

тобто $B=9; D=8; A=5; C=2$.

Значить, $\alpha = D - C = 8 - 2 = 6; \beta = A + B = 5 + 9 = 14$.

Числа зубів коліс редуктора дорівнюють $z_1 = \alpha A = 6 \times 5 = 30; z_2 = \alpha B = 6 \times 9 = 54; z_3 = \beta C = 14 \times 2 = 28; z_4 = \beta D = 14 \times 8 = 112$. Перевіряємо умови правильного зачеплення, сусідства і складання. Умова сусідства

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}; \sin \frac{180^\circ}{3} \approx 0,865; \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2} = \frac{54 + 2 \times 1,0}{30 + 54} \approx 0,667.$$

Ця умова виконується, так як $0,865 > 0,667$.

Умова складання

$$\frac{z_1 i_{1H}}{K}(1 + pK) = B; \frac{z_1 i_{1H}}{K}(1 + pK) = \frac{30 \times 8,2}{3}(1 + 0 \times 3) = 82,$$

тобто умова задовільняється при будь-якому цілому p .

Умова правильного зачеплення: $z_1 \geq 17; z_2 \geq 17; z_3 \geq 20; z_4 \geq 85$ і $z_4 - z_3 > 8$.

Ця умова також виконується, так як $30 > 17; 54 > 17; 28 > 20; 112 > 85; 112 - 28 = 84 > 8$.

Крім того, ще повинні виконуватись вимоги $z_1 \leq z_{1max}, z_3 \leq z_{3max}$, які прийняті в алгоритмі оптимізаційного синтезу даного редуктора. Ці вимоги також задовільняються, тому що $30 < 40$ і $28 < 60$. Таким чином результати безмашинного синтезу редуктора з передаточним відношенням $i_{1H} = 8,43$ такі: $z_1 = 30, z_2 = 54,$

$z_3 = 28, z_4 = 112$. По результатах безмашинного синтезу редуктора готуємо увід числових значень таких величин: $i_{1H}, i_{14}^H, z_1, z_2, z_3, z_4, K, j$, які в даному випадку відповідно будуть $8,43; -7,43; 30; 54; 28; 112; 3; 2$. В результаті виконання програми (див.табл.8.1) з вказаним уводом одержано такі результати оптимізаційного синтезу редуктора: дійсне передаточне відношення редуктора $i_{1H}^* = 8,525$; числа зубів коліс редуктора $z_1 = 24; z_2 = 42; z_3 = 20; z_4 = 86$.

Таблиця 8.1

ВХІДНІ ДАНІ

$U_{1H} = 8.43$ $U_{14} = -7.43$ $Z_1 = 30$ $Z_2 = 54$ $Z_3 = 28$ $Z_4 = 112$ $K = 3$ $J = 2$

БЕЗМАШИННИЙ СИНТЕЗ РЕДУКТОРА ВИКОНАНИЙ ВІРНО

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ РЕДУКТОРА

$U_{1H} = 8.525$

ЧИСЛА ЗУБІВ КОЛІС РЕДУКТОРА :

$Z_1 = 24$

$Z_2 = 42$

$Z_3 = 20$

$Z_4 = 86$

8.4. Викреслювання спроектованого редуктора, побудова плану швидкостей і перевірка його передаточного відношення

Після виконання оптимізаційного синтезу редуктора потрібно визначити радіуси ділільних кіл коліс редуктора (вони ж є і радіусами початкових кіл коліс), вибрати один із стандартних масштабів довжини і в цьому масштабі викреслити кінематичну схему планетарного редуктора в двох проекціях.

Приклад. Нехай необхідно викреслити кінематичну схему планетарного редуктора з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленням (рис.8.16). Результа-

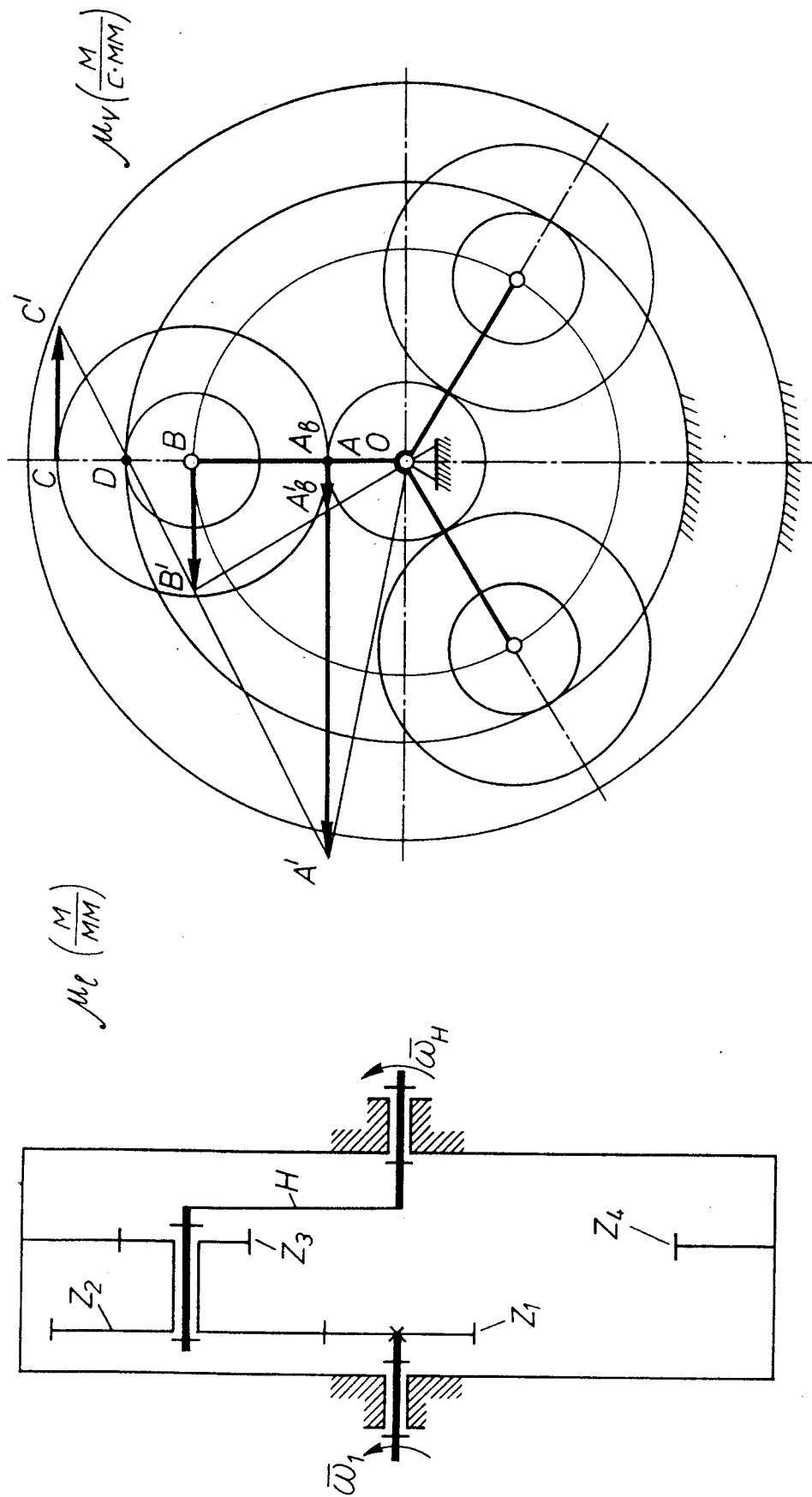


Рис.8.4

ти оптимізаційного синтезу цього редуктора такі: дійсне передаточне відношення редуктора $i_{1H}^* = 8,525$; числа зубів коліс $z_1 = 24$; $z_2 = 42$; $z_3 = 20$; $z_4 = 86$.

Радіуси ділільних кіл коліс редуктора (модуль коліс редуктора $m = 1$ мм)

$$r_1 = \frac{m z_1}{2} = \frac{1 \times 24}{2} = 12 \text{ мм}, \quad r_2 = \frac{m z_2}{2} = \frac{1 \times 42}{2} = 21 \text{ мм},$$

$$r_3 = \frac{m z_3}{2} = \frac{1 \times 20}{2} = 10 \text{ мм}, \quad r_4 = \frac{m z_4}{2} = \frac{1 \times 86}{2} = 43 \text{ мм},$$

При викреслюванні кінематичної схеми даного редуктора в курсовому проекті можна прийняти масштабний коефіцієнт довжини $\mu_l = 0,00025$ м/мм (М 4:1). Проекції кінематичної схеми редуктора повинні виглядати так, як показано на рис.8.4.

Користуючись даними завдання на курсовий проект, визначається кутова швидкість ω_1 сонячного колеса z_1 редуктора і далі швидкість точки A цього колеса (рис.8.4)

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = \omega_1 r_1.$$

Далі слід вибрати масштабний коефіцієнт плану швидкостей μ_v і знайти відрізок

$$AA' = V_A / \mu_v \text{ (мм)},$$

відкласти вектор швидкості точки A (відрізок AA'), точку A' з'єднати з D (швидкість точки D дорівнює нулю) і продовжити лінію далі. Через точки C і B необхідно провести горизонтальні лінії до перетину з лінією $A'D$. Точки A' і B' з'єднати з точкою O . План швидкостей редуктора побудовано. При цьому

$$V_B = BB' \mu_v; V_D = 0; V_C = CC' \mu_v.$$

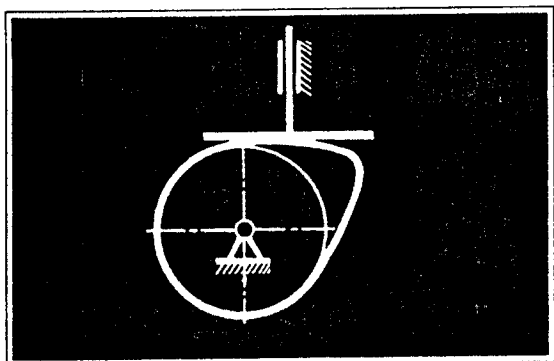
Передаточне відношення редуктора можна знайти, користуючись графічною побудовою (рис.8.4)

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{V_A / r_1}{V_A^{(6)} / r_1} = \frac{AA' \mu_v}{A_e A_e' \mu_v} = \frac{AA'}{A_e A_e'}, \quad (8.34)$$

де $V_A^{(6)}$ - швидкість точки A_e водила (точка A_e і точка A першого колеса на рис. 8.4 проектується в одну точку);

$A_e A_e'$ - відрізок на плані швидкостей, який зображує швидкість точки A_e водила. Одержане значення i_{1H} необхідно порівняти з дійсним передаточним відношенням редуктора i_{1H}^* . Величина передаточного відношення i_{1H} , обчислена за формулою (8.34), повинна бути близькою до i_{1H}^* .

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ



9.1. Загальні відомості про кулачкові механізми

Механізм, до складу якого входить кулачок називається кулачковим. Кулачком називають ланку, якій належить елемент вищої кінематичної пари, виконаний у вигляді поверхні змінної кривини. Прості кулачкові механізми складаються з стояка двох рухомих ланок - кулачка і штовхача (рис.9.1). В цих механізмах кулачок є вхідною ланкою, а штовхач вихідною. Кулачкові механізми розділяються по видах руху вхідних і вихідних ланок, способу замикання вищої пари, виду елементів вищої пари, виду вихідної ланки і т.д.

Найбільше поширення одержали плоскі кулачкові механізми, в яких вхідна ланка - кулачок здійснює неперервний обертальний рух. Вихідна ланка може здійснювати зворотньо-поступальний або зворотньо-обертальний рух. В першому випадку ця ланка називається штовхачем, а в другому - коромислом (рис.9.2).

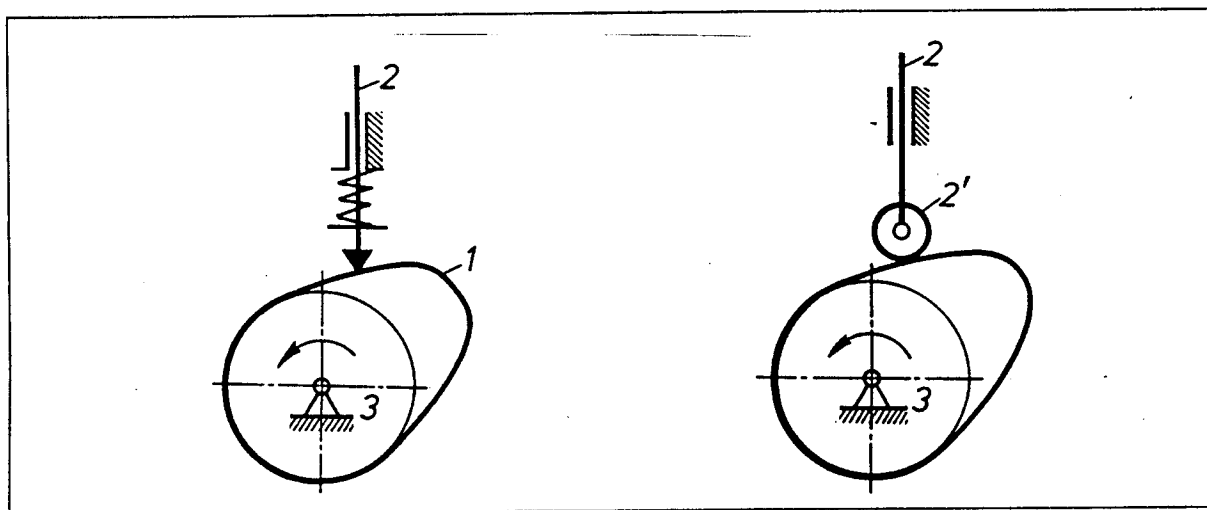


Рис. 9.1

Для забезпечення постійного контакту між ланками кулачкового механізму (для замикання елементів вищої кінематичної пари) часто встановлюють пружину (силове замикання). При структурному аналізі пружину не включають до загального числа ланок.

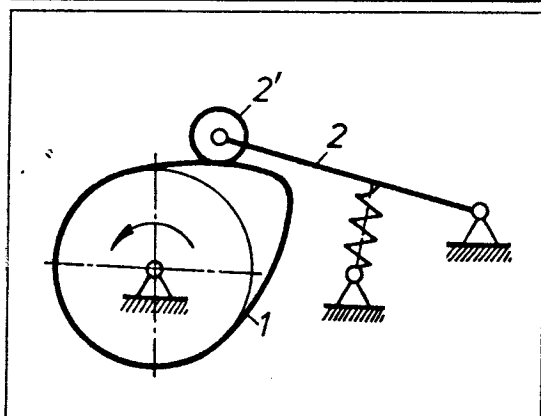


Рис. 9.2

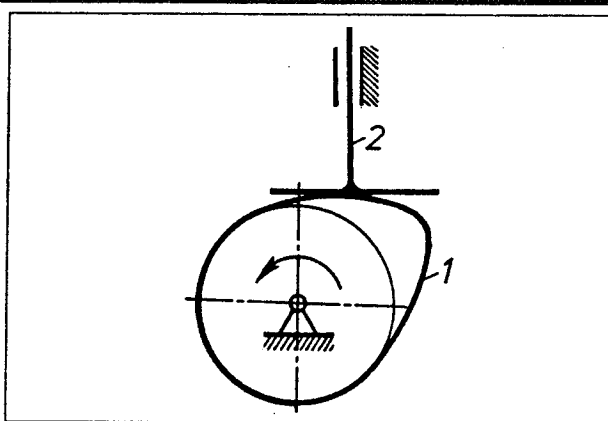


Рис. 9.3

Якщо кінець штовхача виконаний у вигляді плоского диску, то він називається тарілчастим (рис.9.3). Для зменшення втрат на тертя і зменшення зносу поверхні кулачка на штовхачі або коромислі встановлюють ролик. В цьому випадку виділяють два профілі кулачка: теоретичний (центровий) і робочий (конструктивний) (рис.9.4). Центровий профіль являє собою траєкторію руху центра ролика при оббіганні його навколо кулачка. За час одного оберту кулачка виділяють такі фази руху вихідної ланки: віддалення, верхній вистій, опускання і нижній вистій.

Кожній з цих фаз відповідає певний кут повороту кулачка $\varphi_n, \varphi_{вв}, \varphi_o, \varphi_{нв}$. Кут повороту кулачка, що рівний сумі кутів $\varphi_n, \varphi_{вв}, \varphi_o$, називається робочим кутом профілю

$$\varphi_p = \varphi_n + \varphi_{вв} + \varphi_o.$$

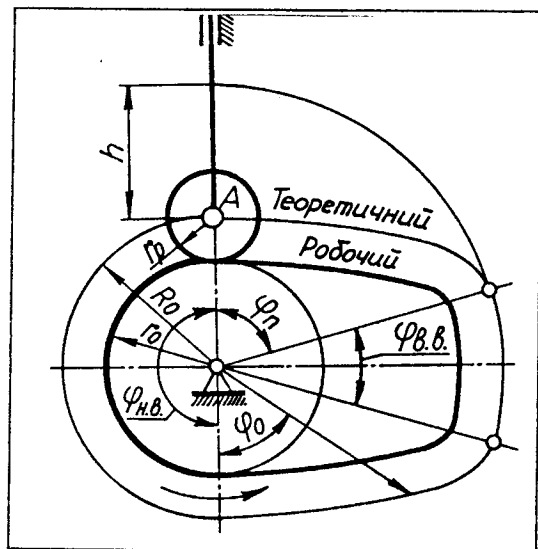


Рис. 9.4

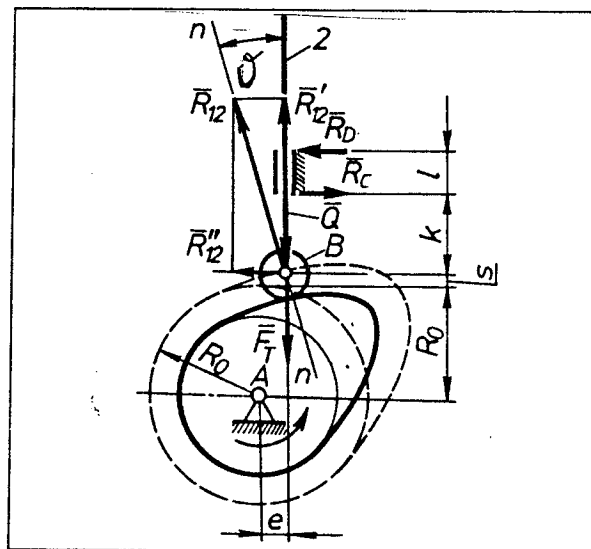


Рис. 9.5

При силовому замиканні вищої кінематичної пари рух штовхача на фазі опускання відбувається під дією прикладеної сили пружини (або сили ваги, або тиску повітря і т.п.), а на фазі віддалення - під дією профілю кулачка, який збуджує силу \bar{R}_{12} у вищій кінематичній парі, що напрямлена по спільній нормалі $n - n$ (рис.9.5). Гострий кут між нормаллю $n - n$ і вектором швидкості штовхача, називається кутом тиску ν .

Не враховуючи сили тертя у вищій кінематичній парі, розглянемо штовхач, що навантажений рушійною силою \bar{R}_{12} , силою зовнішнього опору \bar{Q} (сила пружності пружини і сила інерції штовхача) і приведеною силою тертя в поступальній парі \bar{F}_T . При такому характері дії сил залежність між рушійною силою \bar{R}_{12} і силами опору має вигляд [11]:

$$R_{12} = \frac{Q}{\cos v - f(1 + 2k/l) \sin v}, \quad (9.1)$$

де f - коефіцієнт тертя в напрямних;
 l - довжина напрямної;
 k - виліт консолі.

Із рівняння сил штовхача, маємо

$$R_{12} \cos v - Q - F_T = 0.$$

З врахуванням залежності (9.1) сила тертя

$$F_T = f R_{12} (1 + 2k/l) \sin v. \quad (9.2)$$

Миттєвий коефіцієнт корисної дії η механізму без врахування тертя у вищій кінематичній парі і обертальній можна визначити за формулою:

$$\eta = 1 - \frac{P_T}{P_p} = 1 - \frac{F_T V_B}{R_{12} V_B \cos v} = 1 - \frac{F_T}{R_{12} \cos v},$$

де P_T - потужність, затрачена на подолання сил тертя;

P_p - потужність рушійних сил.

Тоді, враховуючи формулу (9.2), остаточно одержимо:

$$\eta = 1 - f(1 + 2k/l) \operatorname{tg} v. \quad (9.3)$$

Аналіз залежності (9.3) вказує, що коефіцієнт корисної дії зменшується з зростанням кута тиску v . Кулачковий механізм може заклинити, якщо $R_{12}' \leq F_T$. Заклинювання (самогальмування) відбувається, якщо коефіцієнт корисної дії η буде рівним нулю. В такому випадку із рівності (9.3)

$$\operatorname{tg} v_k = \frac{1}{f(1 + 2k/l)}. \quad (9.4)$$

Тут v_k - критичний кут, при якому виникає самогальмування механізму. Як видно з формули (9.4), критичний кут тиску v_k зменшується із збільшенням k , тобто із збільшенням габаритів механізму. Необхідно мати на увазі, що заклинювання механізму має місце переважно тільки на фазі віддалення, коли переборюється сила опору \bar{Q} . На фазі опускання таке явище відсутнє. Зрозуміло, що для надійної роботи механізму кут тиску v має бути значно меншим від v_k .

Кут тиску v можна виразити через основні параметри кулачкового механізму. Розглянемо кулачковий механізм (рис.9.6) з штовхачем. Для цього побудований план швидкостей повертаємо на 90° і розміщуємо його так, щоб полюс p_v плану швидкостей співпав з центром ролика, а точка b_1 - з центром кулачка. Тоді масштабний коефіцієнт плану швидкостей буде визначатись як $\mu_v = \mu_1 \omega$.

Швидкість точки B_2 $V_{B_2} = (p_v b_2) \mu_v$.

З іншого боку $V_{B_2} = S' \omega_1$, де $S' = dS/d\varphi$ - аналог швидкості точки B_2 . Прирівнюючи вирази для швидкості точки B_2 , маємо:

$$\begin{aligned} (p \cdot b_2) \mu_1 \omega_1 &= S' \omega_1; \\ p \cdot b_2 &= S' / \mu_1, \end{aligned} \tag{9.5}$$

тобто, відрізок $(p \cdot b_2)$ в масштабі схеми зображує аналог швидкості штовхача. Із трикутника $b_1 k b_2$ з врахуванням (9.5) отримаємо:

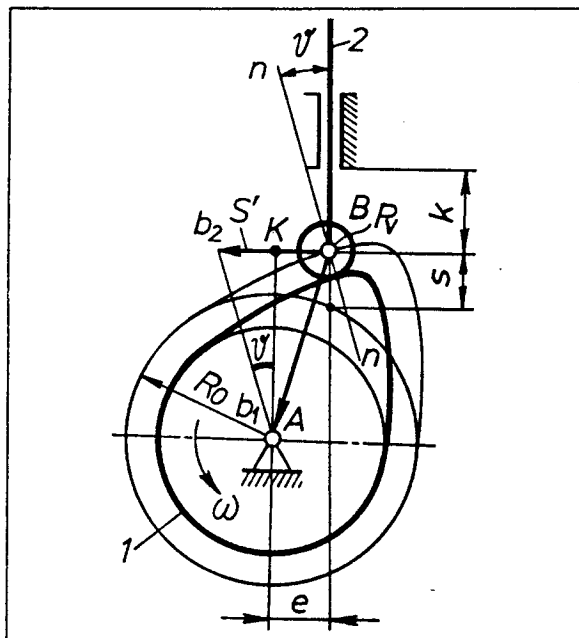


Рис. 9.6

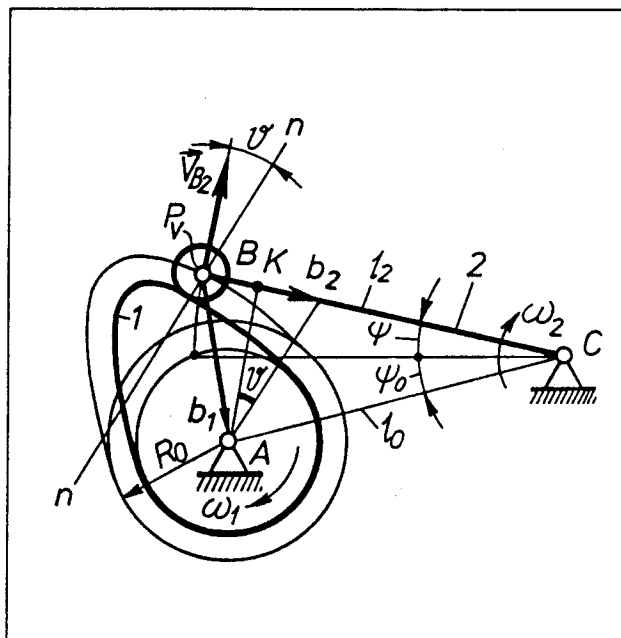


Рис. 9.7

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{S' - e}{S + \sqrt{R_0^2 - e^2}}, \tag{9.6}$$

де e - дезаксіал, це зміщення напрямної штовхача відносно центра кулачка. Механізм, в якого $e \neq 0$, називається дезаксіальним.

Для центральних кулачкових механізмів без зміщення ($e = 0$) маємо:

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{S'}{S + R_0}. \tag{9.7}$$

Аналіз формул (9.6), (9.7) показує, що при вибраному законі руху штовхача габарити кулачка визначаються радіусом основного кола центрального профілю кулачка R_0 . Збільшуючи R_0 ми зменшуємо кут тиску, але одержуємо більші габарити механізму.

Розглянемо кулачковий механізм з коромисловим штовхачем (рис.9.7). Кут тиску в цьому механізмі утворений нормаллю $n-n$ і вектором швидкості \vec{V}_B центра ролика. Його величину визначимо із повернутого на 90° плану швидкостей. Полюс плану швидкостей p_v суміщаємо з центром ролика, а точку b_1 - з центром обертання кулачка. Тоді масштабний коефіцієнт $\mu_v = \mu_1 \omega_1$. При цьому $V_{B2} = p_v b_2 \mu_v$, з другого боку $V_{B2} = \psi' l_2 \omega_1$, де $\psi' = d\psi/d\varphi$ - аналог кутової швидкості коромисла. Прирівнюючи ці вирази, отримаємо

$$p_v b_2 = (\psi' l_2) / \mu_1, \tag{9.8}$$

тобто відрізок $p_v b_2$ в масштабі μ_1 зображує аналог швидкості центра ролика.

Із $\Delta k b_2 b_1$ визначаємо кут тиску

$$\operatorname{tg} v = \frac{K b_2}{A K} = \frac{\psi' l_2 - BK}{l_0 \sin(\psi + \psi_0)}. \quad (9.9)$$

Відрізок BK рівний

$$BK = l_2 - l_0 \cos(\psi + \psi_0).$$

Підставивши значення відрізка BK в рівність (9.9) отримаємо

$$\operatorname{tg} v = \frac{(\pm \psi' - 1) l_2}{l_0 \sin(\psi + \psi_0)} + \operatorname{ctg}(\psi + \psi_0). \quad (9.10)$$

Знаки плюс і мінус в рівності (9.10) підставляються тому, що кутова швидкість ω_2 коромисла має різні напрямки на фазах віддалення і опускання. Із рівності (9.10) видно, що при збільшенні відстані l_0 кут тиску зменшується, а габаритні розміри збільшуються.

Найважливішим питанням при проектуванні кулачкових механізмів є правильний вибір кута тиску v , від величини якого залежить розподіл сил в механізмі, його габаритні розміри і к.к.д. На основі теоретичних досліджень та експлуатації кулачкових механізмів встановлено максимально допустимі значення кута тиску: для механізмів із штовхачем $v_d = 30^\circ \dots 35^\circ$, для коромислових кулачкових механізмів $v_d = 45^\circ \dots 50^\circ$ [15].

9.2. Закони руху вихідної ланки кулачкового механізму

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

Єдиного універсального критерію, який би враховував повний комплекс факторів, пов'язаних з пошуком закону руху штовхача, не існує. Тому при оцінці ефективності профілю кулачка встановлюють комплекс заданих умов і обмежень, розташованих в послідовності їх вагомості.

В практиці проектування кулачкових механізмів найширше використання отримали відносно прості закони руху штовхача, деякі з них зображені на рис.9.8 для фази віддалення штовхача: *а* - лінійний; *б* - параболічний; *в* - косинусоїдальний; *г* - синусоїдальний. При лінійному законі 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.

В точках розриву кривої аналога прискорення, що характерно для параболічного, косинусоїдального законів руху, сили інерції мають кінцеву величину, виникають м'які удари. Для синусоїдального закону руху зміна прискорення відбувається плавно і теоретично удари відсутні.

Найбільше використання мають кулачки, які забезпечують плавну зміну прискорення штовхача.

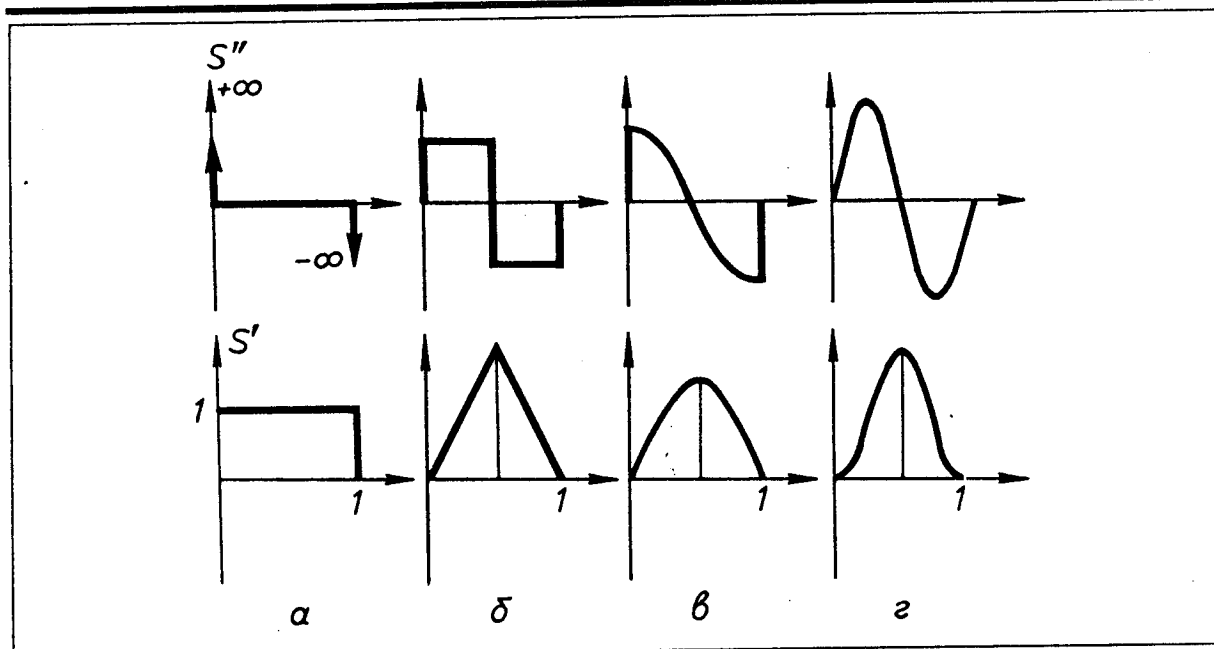


Рис. 9.8

9.3. Визначення переміщень, аналогів швидкостей і прискорень вихідної ланки кулачкового механізму

Проектування кулачкового механізму можна розбити на три етапи: вибір закону руху і побудова кінематичних діаграм руху штовхача; визначення радіуса основного кола теоретичного профілю R_0 і габаритних розмірів механізму (зміщення e осі штовхача відносно центра кулачка), міжосьова відстань для кулачка з коромислом; розрахунок координат профілю кулачка і його побудова. Практикою встановлено основні необхідні вхідні дані для проектування кулачкових механізмів: структурна схема механізму, максимальне лінійне h або кутове ψ віддалення вихідної ланки, довжина коромисла l або зміщення осі штовхача e відносно осі обертання кулачка, кут робочого профілю φ_p кулачка або його фазові кути, допустимий кут тиску ν_∂ , закон руху штовхача.

На першому етапі проектування необхідно вибрати закон руху штовхача у відповідності із завданням на курсовий проект. Для проектування кулачкових механізмів передбачається вісім законів зміни аналога прискорення. Всі вони наведені в табл.9.1. Оскільки закон руху задається у вигляді графіка, то аналоги швидкостей і прискорень отримують графічним методом.

Функція аналога прискорення $S'' = d^2S/d\varphi^2$ ($\psi'' = d^2\psi/d\varphi^2$) викреслюється у вигляді графіка (рис.9.9) з довільним масштабом. Будується графік з врахуванням залежності між максимальними ординатами $y_{S1''}$ і $y_{S2''}$ при віддаленні і опусканні штовхача або коромисла:

$$\frac{y_{S1''}}{y_{S2''}} = \frac{\varphi_n^2}{\varphi_0^2}$$

Вісь абсцис розбивають на довільне число кроків з рівними або нерівними інтервалами. В межах кожного інтервалу функцію вважають постійною. Усереднення виконується із рівності площ трапеції і прямокутника для кожного

інтервалу. Середні значення ординат на кожному інтервалі проектується на вісь ординат і отримані точки з'єднують з лівим кінцем (точки p_1, p_2) вибраного відрізка інтегрування H_1 або H_2 , що розміщені вздовж осі абсцис вліво від початку координат. Метод графічного інтегрування детально описаний в розділі 4 і тут не повторюється. На рис.9.9 наведені результати графічного інтегрування функції аналога прискорення і побудовані графіки функцій аналога швидкості та віддалення штовхача. Після побудови останнього графіка $S = S(\varphi)$ обчислюються масштабні коефіцієнти побудованих графіків за формулами:

$$\mu_S = \frac{h}{y_{h\max}} \text{ (м/мм)}; \quad \mu_\psi = \frac{\psi}{y_{\psi\max}} \left(\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right);$$

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi H_1} \text{ (м/мм)}; \quad \mu_{\psi'} = \frac{\mu_\psi}{\mu_\varphi H_1} \left(\frac{1}{\text{мм}} \right);$$

$$\mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_\varphi H_2} \text{ (м/мм)}; \quad \mu_{\psi''} = \frac{\mu_{\psi'}}{\mu_\varphi H_2} \left(\frac{1}{\text{мм}} \right).$$

Масштаб по осі абсцис визначається з врахуванням фазових кутів і довжини вибраного відрізка $X_{\varphi p}$:

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_n + \varphi_{ев} + \varphi_o}{X_{\varphi p}} \text{ (рад/мм)}.$$

Щоб досягнути достовірних результатів в обчисленнях застосовують аналітичні або числові методи з використанням ЕОМ. При обчисленні кінематичних параметрів руху штовхача зручно використовувати безрозмірні коефіцієнти, які дозволяють описати кінематичні функції і не залежать від числових значень ходу штовхача h та фазових кутів φ_n, φ_o .

Наведені в табл.9.1 закони руху штовхача достатньо вивчені і відомі формули для обчислення віддалень, аналогів швидкостей і прискорень вихідної ланки в функції кута повороту кулачка по заданій величині максимального переміщення штовхача і фазових кутів повороту [10]:

$$S_i = K_s h; \tag{9.11}$$

$$S_i' = K_v h / \varphi_i; \tag{9.12}$$

$$S_i'' = K_a h / \varphi_i^2, \tag{9.13}$$

де S_i, S_i', S_i'' - віддалення, аналоги швидкості і прискорення штовхача для i -тої фази повороту кулачка;

h - максимальний хід штовхача;

φ_i - повний фазовий кут φ_n або φ_o .

Для кулачково-коромислових механізмів в формули (9.11...9.13) замість h необхідно підставляти $l \psi_{\max}$ (ψ_{\max} - максимальний кут коливання коромисла, l - довжина коромисла).

В наведених формулах K_s, K_v, K_a - безрозмірні коефіцієнти віддалення, швидкості і прискорення. Формули для розрахунку цих коефіцієнтів для симетричних законів зміни аналога прискорення наведені в табл.9.1. Коефіцієнти вираховують-

як функції позиційного коефіцієнта s , який на фазі віддалення показує, яку частину складає біжучий кут повороту кулачка від певної величини фазового кута, а на фазі опускання - на яку частину фазового кута залишилось повернути кулачок.

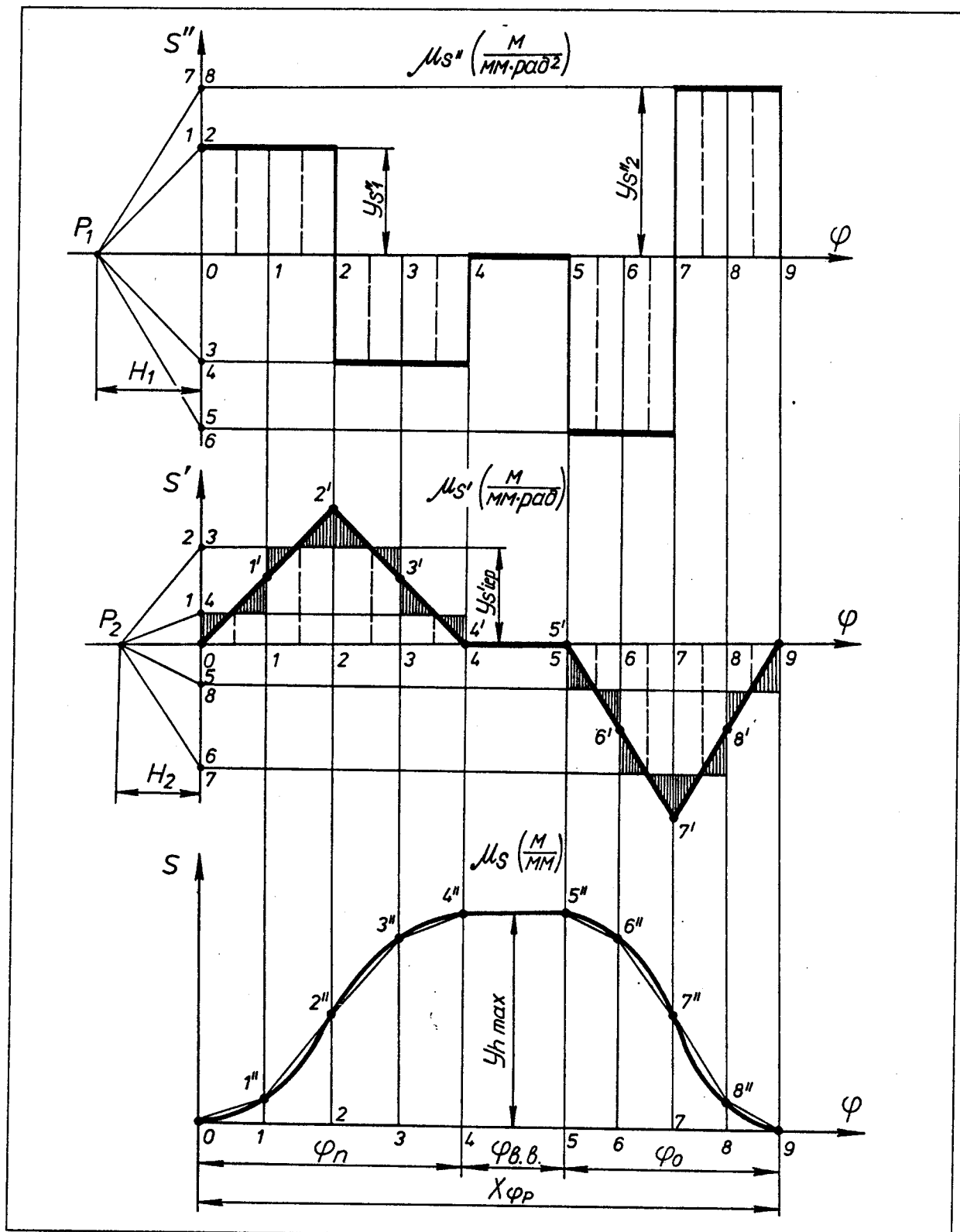
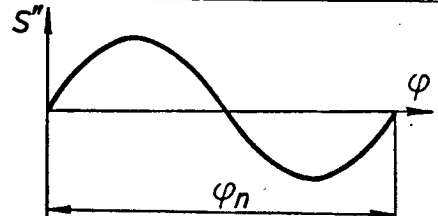
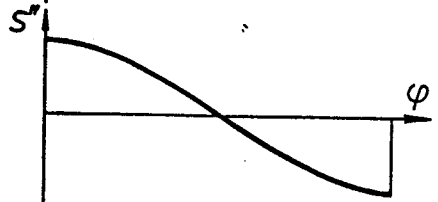
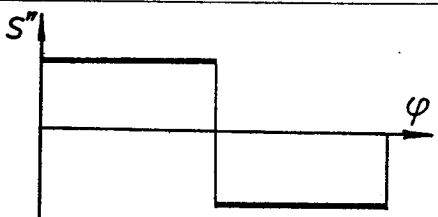
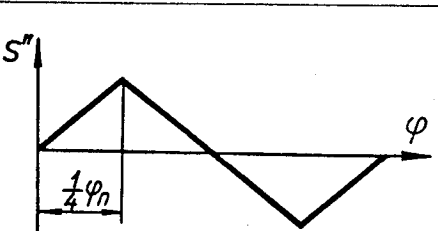


Рис. 9.9

№ закону	Закони руху штовхача	Границі		K_S	K_v	K_a
		від	до			
$J = 1$		0	1	$c - \frac{\sin 2\pi c}{2\pi}$	$1 - \cos 2\pi c$	$2\pi \sin 2\pi c$
$J = 2$		0	1	$0,5(1 - \cos \pi c)$	$0,5\pi \sin \pi c$	$\frac{\pi^2}{2} \cos \pi c$
$J = 3$		0 0,5	0,5 1	$2c^2$ $-2c^2 + 4c - 1$	$4c$ $4(1 - c)$	4 -4
$J = 4$		0 0,25 0,75	0,25 0,75 1	$\frac{16}{3}c^3$ $\frac{1}{6} - 2c + 8c^2 - \frac{16}{3}c^3$ $1 - \frac{16}{3}(1 - c)^3$	$16c^2$ $16c - 16c^1 - 2$ $16(1 - c)^2$	$32c$ $16 - 32c$ $-32(1 - c)$

№ закону	Закони руху штовхача	Границі		K_s	K_v	K_a
		від	до			
$J = 5$		0	1	$3c^2 - 2c^3$	$6c(1 - c)$	$6(1 - 2c)$
$J = 6$		0	0,25	$24/11 c^2$	$48/11c$	$48/11$
		0,25	0,75	$\frac{1}{11}(48c^2 - 32c^3 - 6c - 0,5)$	$\frac{1}{11}(96c - 96c^2 - 6)$	$\frac{1}{11}(96 - 192c)$
		0,75	1	$\frac{1}{11}(48c - 24c^2 - 13)$	$\frac{1}{11}(48 - 48c)$	$-\frac{48}{11}$
$J = 7$		0	1/6	$6c^3$	$18c^2$	$36c$
		1/6	2/6	$3c^2 - 0,5c + 1/36$	$6c - 0,5$	6
		2/6	4/6	$9c^2 - 6c^3 - 2,5c - 0,25$	$18c - 18c^2 - 2,5$	$18 - 36c$
		4/6	5/6	$5,5c - 3c^2 - 55/36$	$5,5 - 6c$	-6
		5/6	1	$6c^3 - 18c^2 + 18c - 5$	$18c^2 - 36c + 18$	$36c - 36$
$J = 8$		0	0,25	$96/21c^3$	$96/7c^2$	$192/7c$
		0,25	0,5	$\frac{48}{7}(\frac{1}{2}c^2 - \frac{1}{8}c + \frac{1}{96})$	$\frac{48}{7}(c - \frac{1}{8})$	$\frac{48}{7}$
		0,5	0,75	$\frac{48}{7}(-\frac{1}{2}c^2 + \frac{7}{8}c - \frac{23}{96})$	$\frac{48}{7}(-c + \frac{7}{8})$	$-\frac{48}{7}$
		0,75	1	$\frac{48}{7}(\frac{2}{3}c^3 - 2c^2 + 2c - \frac{25}{48})$	$\frac{96}{7}(c^2 - 2c + 1)$	$\frac{192}{7}(c - 1)$

Для фази віддалення $\varphi_i = \varphi_n$ значення коефіцієнта міняється від 0 до 1, а на фазі опускання $\varphi_i = \varphi_0$ від 1 до 0. При такому значенні позиційного коефіцієнта і на фазі віддалення, і на фазі опускання коефіцієнти K_s, K_v, K_a вираховуються за однаковими формулами.

По наведених вище формулах вираховуються параметри законів руху, які необхідні для розрахунку радіуса R_0 кулачка, декартових координат його профілю і кутів тиску на вихідну ланку.

9.4. Визначення основних розмірів кулачкового механізму з умови обмеження кута тиску

Розглянемо задачу визначення радіуса R_0 основного кола теоретичного профілю кулачка для кулачкового механізму з роликівим штовхачем (рис.9.5). Заданий закон руху штовхача (побудовані графіки функцій $S = S(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S'' = S''(\varphi)$) і допустимий кут тиску ν_∂ .

Другий етап проектування кулачкового механізму починається з побудови графіка аналога швидкості штовхача, тобто будується графік функції $S' = S'(S)$ (рис.9.10). Вісь S напрямлена вгору, а вісь S' , при обертанні кулачка проти годинникової стрілки, горизонтально вліво, а при обертанні за годинниковою стрілкою - вправо. Масштабні коефіцієнти по двох осях повинні бути рівні масштабному коефіцієнту довжини μ_l . Значення S' на фазі віддалення ($S' > 0$) відкладаємо в бік додатнього напрямку осі абсцис і в протилежний бік - на фазі опускання ($S' < 0$). Після цього проводимо до кривої $S' = S'(S)$ дотичні t_1-t_1, t_2-t_2 під кутами ν_∂ до осі S . Точка A' перетину цих дотичних визначає положення осі обертання кулачка з найменшим радіусом $R_{0\min}$. При такому розміщенні центра обертання кулачка виникає зміщення (дезаксіал) e . Якщо величина e задається, то проводять пряму $q-q$ на відстані e' від осі ординат. Знаходимо точку A'' перетину цієї прямої з дотичною t_1-t_1 . При цьому найменший радіус стає рівним R_0' . Коли зміщення $e = 0$, то отримуємо кулачковий механізм з центром обертання в точці A_0 і найменшим радіусом R_0 . При встановленні осі обертання кулачка в заштрихованій області завжди задовільняється умова, у відповідності з якою кут тиску в будь-якому положенні механізму менший заданого граничного значення ν_∂ . Слід зауважити, що точки дотику прямих t_1-t_1 і t_2-t_2 з кривою $S' = S'(S)$ не співпадають з точками b_{2i} і b_{2j} , де значення S' досягають максимальних величин як на фазі віддалення, так і на фазі опускання.

Розглянемо тепер задачу визначення положення осі обертання кулачка коромислового кулачкового механізму (рис.9.7), якщо заданий закон руху $\psi = \psi(\varphi)$ коромисла, його довжина l_2 і допустимий кут тиску ν_∂ .

Для цього по заданому закону $\psi = \psi(\varphi)$ віддалення робимо розмітку положень точки B коромисла (рис.9.11). Нехай це будуть точки B_1, B_2, \dots . Розмітку виконуємо як для фази віддалення, так і для фази опускання. Далше на променях CB_0, CB_1, CB_2, \dots від точок B_0, B_1, B_2, \dots відкладаємо відрізки $B_1b_1^{(1)}, B_2b_2^{(2)}, B_3b_3^{(3)}, \dots$ рівні, згідно рівності (9.8)

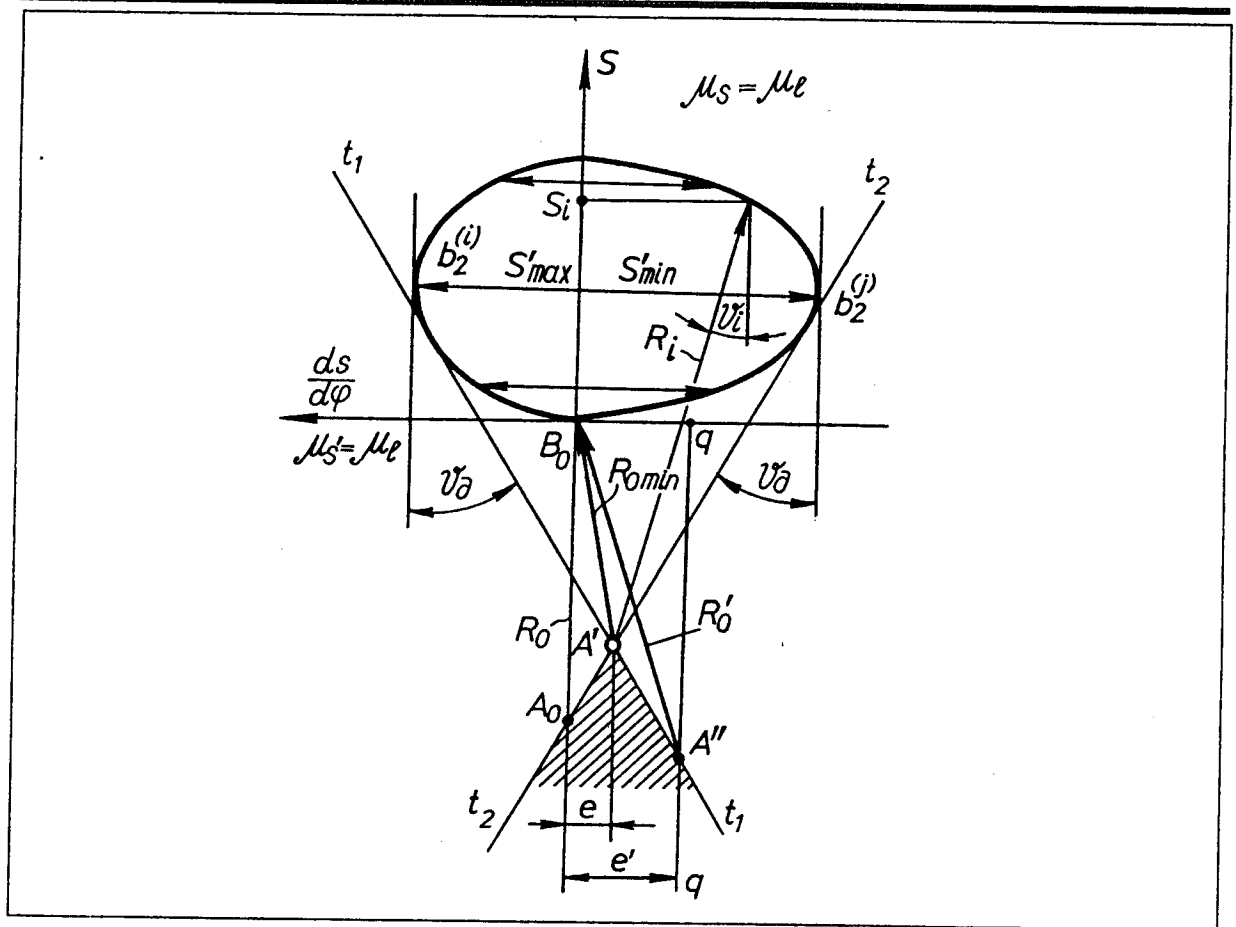


Рис. 9.10

$$B_0 b_2^{(0)} = \frac{\psi_{(0)'} l_2}{\mu_1}, \quad B_1 b_2^{(1)} = \frac{\psi_{(1)'} l_2}{\mu_1}, \quad B_2 b_2^{(2)} = \frac{\psi_{(2)'} l_2}{\mu_1}, \dots$$

де $\psi_{(0)'}$, $\psi_{(1)'}$, ... - аналоги кутової швидкості коромисла відповідно в положеннях 1, 2, 3, Відрізки $B_0 b_2^{(0)}$, $B_1 b_2^{(1)}$, $B_2 b_2^{(2)}$, ... на фазі віддалення відкладаємо від точок B_0, B_1, B_2 від центра S , якщо кулачок і коромисло обертаються в протилежних напрямках, до центра S , якщо обертаються в один бік. Вказані побудови дають геометричне місце точок b_2 повернутих планів швидкостей.

Якщо тепер, наприклад, через точку $b_2^{(1)}$ провести пряму $q_1 - q_1$ під кутом $90^\circ - \nu_\partial$ до променя CB_1 , то пряма $q_1 - q_1$ є границею області можливих положень осі A кулачка. Якщо, наприклад, вибрати центр обертання кулачка в точці A_1 , то в положенні 1 кут тиску ν буде рівним ν_∂ . Якщо вісь кулачка вибрати лівіше прямої $q_1 - q_1$, то кут ν буде меншим ν_∂ . Якщо вісь кулачка вибрати правіше прямої $q_1 - q_1$, то кут тиску буде більшим ν_∂ . Отже, областю можливих положень осі кулачка є область, що знаходиться лівіше прямої $q_1 - q_1$. І навпаки, якщо через точку $b_2^{(8)}$ провести пряму $q_8 - q_8$, то областю можливих положень осі A кулачка виявиться область, що знаходиться правіше від прямої $q_8 - q_8$. Якщо для всіх точок $b_2^{(i)}$ провести прямі $q_i - q_i$ під кутом $90^\circ - \nu_\partial$ до променів CB_1, CB_2, \dots , то можна виділити спільну область, заштриховану на рис. 9.11, в межах якої можна розміщати вісь A обертання кулачка.

Із рис. 9.11 видно, що механізм буде мати найменші габарити, якщо вибрати вісь обертання кулачка в точці A . Коли вибрана точка A , то з'єднуючи її з точкою

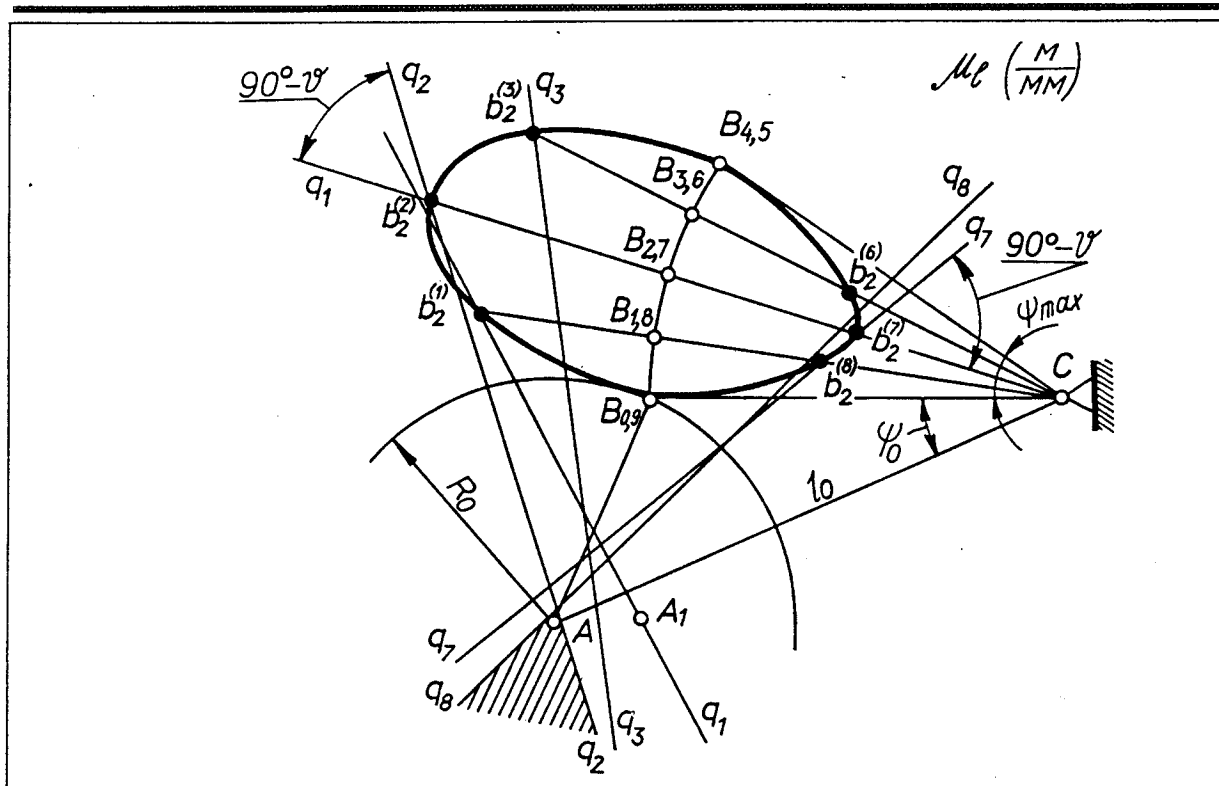


Рис. 9.11

B_0 і C , визначаємо мінімальний радіус-вектор $R_0 = AB_0$, початковий кут ψ_0 і міжосьову відстань l_0 .

9.5. Визначення основних розмірів кулачкового механізму з умови опуклості профілю кулачка

Якщо неможливо розмістити між кулачком і штовхачем ролик, то використовують тарілчастий штовхач (рис.9.12). В кулачковому механізмі з тарілчастим штовхачем кулачок 1 повинен бути опуклим. Умова опуклості може бути отримана з плану прискорень. Для цього побудуємо замінючий миттєвий механізм у вигляді чотирьохланкового механізму з нищими кінематичними парами, в якому додаткова ланка (показана пунктиром) утворює з повзуном 2 поступальну пару. Прискорення повзуна 2 в замінючому механізмі при рівномірному русі кривошипа визначається за формулою:

$$\bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{C_1} + \bar{a}_{B_2 B_2'}$$

де C_1 - центр кривини профілю кулачка, а точка B_2 належить штовхачу 2. План прискорення побудовано на схемі механізму у вигляді трикутника $p_{ac_1b_2}$, в якому полюс суміщений з центром кривини профілю кулачка C_1 , а точка c_1 - з центром обертання кулачка A .

Масштабний коефіцієнт плану прискорень рівний

$$\mu_a = \frac{l_{AC_1} \omega_1^2}{AC_1} = \mu_l \omega_1^2.$$

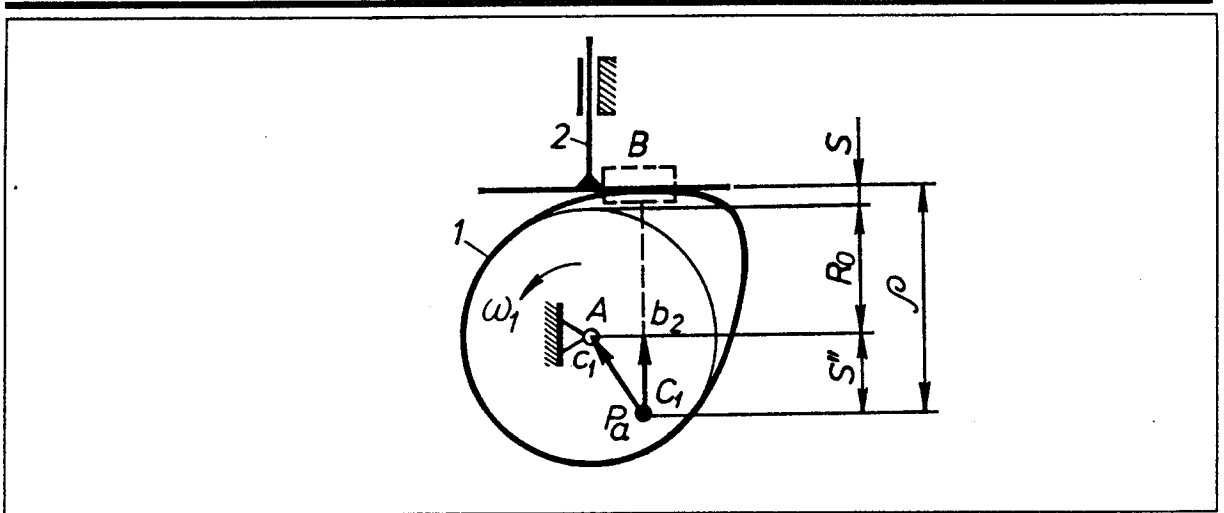


Рис. 9.12

Відрізок $\rho_{a\theta_2}$, що зображує прискорення a_{B_2} , визначається так: $\rho_{a\theta_2} = a_{B_2} / \mu_1 \omega_1^2$. Враховуючи, що $a_{B_2} = S'' \omega_1^2$, де $S'' = d^2 S / d\phi^2$ - аналог прискорення, отримаємо

$$\rho_{a\theta_2} = S'' / \mu_1.$$

Із рисунка видно, що радіус кривини профілю кулачка ρ зв'язаний з радіусом R_0 залежністю:

$$\rho = S'' + R_0 + S.$$

Для опуклого кулачка $\rho > 0$, а значить радіус R_0 повинен задовільняти умові

$$S + R_0 > -S''.$$

Розділивши праву і ліву частини нерівності (9.15) на $(R_0 + S)$, отримаємо:

$$-\frac{S''}{R_0 + S} < 1, \tag{9.14}$$

або

$$-\frac{S''}{R_0 + S} < \text{tg} 45^\circ. \tag{9.15}$$

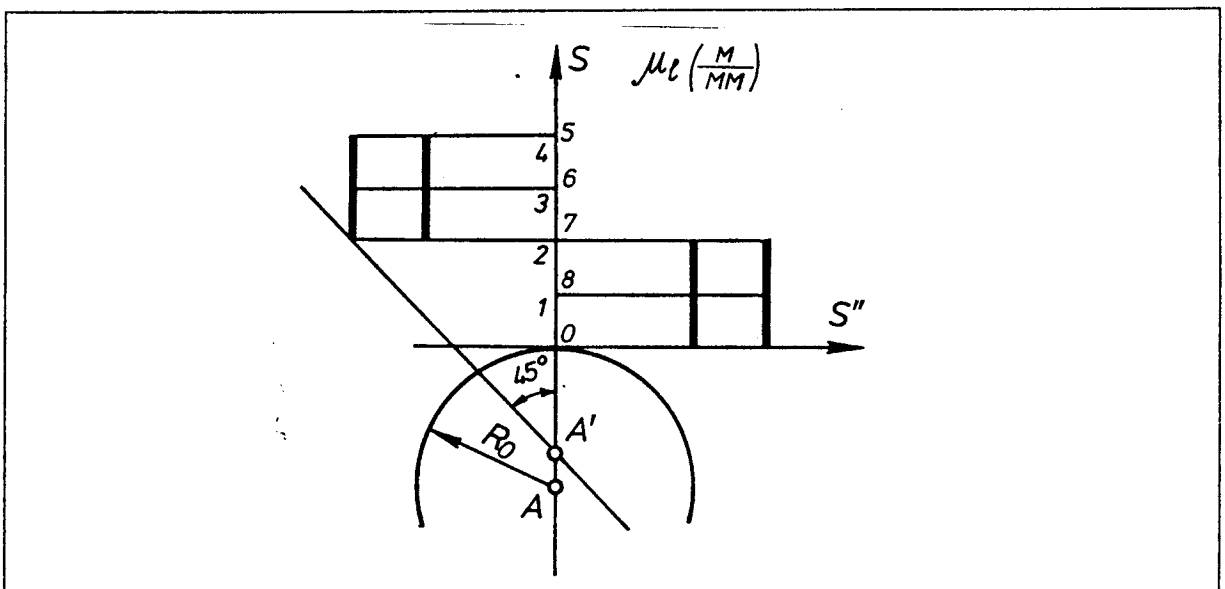


Рис. 9.13

Умова (9.15) дозволяє графічно визначити радіус R_o . З цією метою виконують наступну графічну побудову (рис.9.13). По заданій діаграмі $S'' = S''(\varphi_2)$ (рис.9.9) визначається значення S'' і будується діаграма $S'' = S''(S)$. По осі ординат S робиться розмітка положень штовхача, а на проведених горизонтальних прямих відкладається значення S'' . Вся побудова виконується в масштабі довжини μ_l .

З'єднавши отримані точки, матимемо криву $S'' = S''(S)$. В тій частині діаграми, що відповідає максимальному від'ємному значенню необхідно провести дотичну під кутом 45° до осі s . Згідно нерівності (9.15) центр обертання кулачка повинен бути розміщений нижче точки A' . Якщо встановити центр обертання кулачка в точці A , то одночасно визначається радіус основного кола центрального профілю кулачка $R_o = A O_o \mu_l$.

9.6. Проектування кулачкових механізмів з використанням ЕОМ.

Використання ЕОМ в даній частині курсового проекту здійснюється з метою підвищення точності виконання проектної роботи студентів та набуття ними навиків проектування кулачкових механізмів з використанням ЕОМ.

Перший і другий етап проектування кулачкового механізму студенти виконують графоаналітичним методом, який описаний в розділах 9.3; 9.4; 9.5, третій етап передбачає проектування центрального та робочого профілів кулачка з використанням ЕОМ. Мета використання обчислювальних машин полягає в перевірці результатів синтезу перших двох етапів, виконаних графоаналітичним методом, і в отриманні точних параметрів теоретичного профілю кулачка.

Розрахунок радіуса основного кола центрального профілю R_o , радіуса-вектора R , полярного кута β і кута тиску ν виконується за різними формулами в залежності від типу кулачкового механізму.

Кулачковий механізм з роликівим штовхачем. Раніше ми ознайомились з графічним методом визначення радіуса основного кола центрального профілю кулачка з умови обмеження кута тиску. Але цю задачу можна рішити, застосовуючи аналітичні залежності між кінематичними параметрами руху штовхача і геометрією кулачка. Якщо, наприклад, обчислені або задані переміщення і аналог швидкості штовхача, то такі залежності можна записати, користуючись виконаними графічними побудовами (рис.9.6; 9.10).

Зміщення напрямної штовхача e запишемо через екстремальні значення аналогів швидкостей:

$$e = \frac{S'_{\max} + S'_{\min}}{2}.$$

Радіус основного кола центрального профілю кулачка

$$R_o = \sqrt{\left(\frac{S'_{\max} - e}{\operatorname{tg} \nu_\partial} - S_m\right)^2 + e^2}, \quad (9.16)$$

де ν_∂ - допустимий кут тиску; S_m - переміщення штовхача, що відповідає максимальному аналогу швидкості.

Радіус R_o , визначений за формулою (9.16) буде наближеним, так як промені t_1-t_1, t_2-t_2 в даному випадку проходять не по дотичній до кривої $S'' = S''(S)$, а проведені через точки $\sigma_2^{(1)}$ і $\sigma_2^{(2)}$. Тому після визначення радіуса R_o необхідно перевірити виконання умови $v_i \leq v_d$.

Якщо виявиться, що кут тиску v_i для деякого положення механізму буде більший за допустимий v_d , то необхідно радіус R_o збільшити на деяку величину ΔR і знову перевірити умову $v_i \leq v_d$.

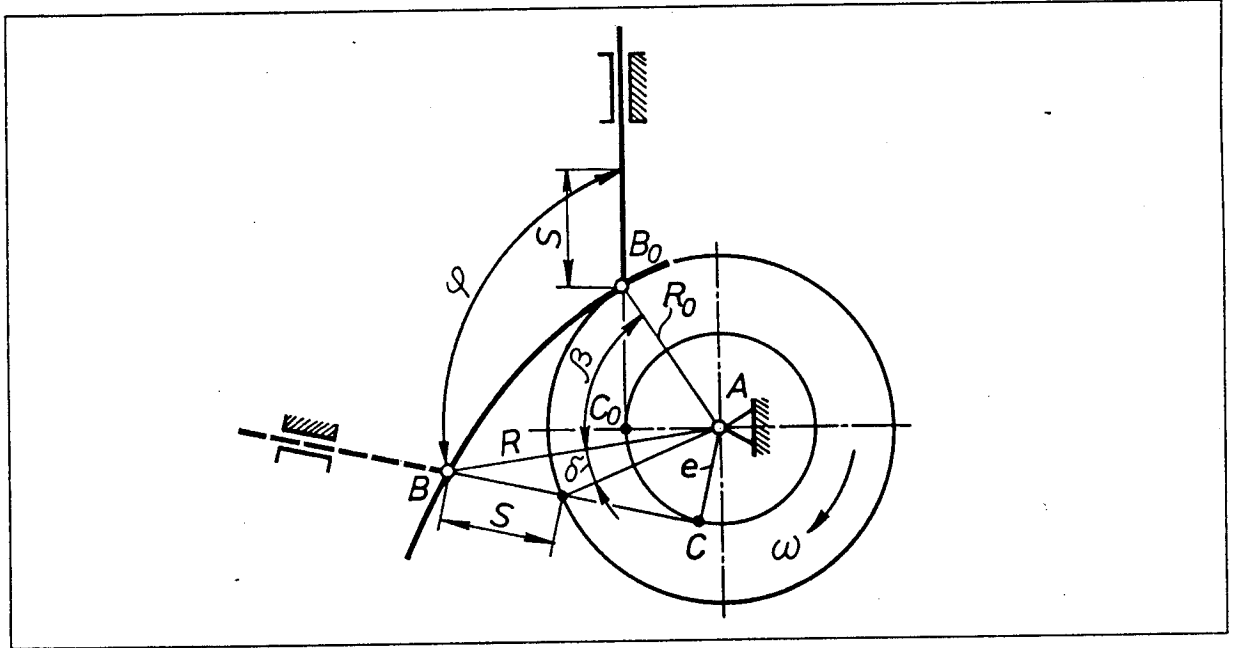


Рис. 9.14

Кут тиску в будь-якому положенні кулачка визначається з формули (9.6)

$$v = \arctg \left(\frac{\pm S' - e}{S + \sqrt{R_o^2 - e^2}} \right). \quad (9.17)$$

Теоретичний профіль кулачка опишемо в полярних координатах через радіус-вектор R і полярний кут β (рис.9.14)

$$R = \sqrt{R_o^2 + s^2 + 2\sqrt{R_o^2 - e^2}}; \quad (9.18)$$

$$\beta = \varphi \pm (\arccos(e/R) - \arccos(e/R_o)), \quad (9.19)$$

де φ - кут повороту кулачка.

Якщо необхідно спроектувати кулачковий механізм з фіксованим зміщенням e не рівним нулю, то в такому випадку радіус R_o визначається залежністю:

$$R_o = \frac{s'_{\max} - e}{\operatorname{tg} v_d} - s_m + \frac{|e|}{\operatorname{tg} v_d}. \quad (9.20)$$

В формулах (9.17), (9.19) знак "+" ставиться при обертанні кулачка проти годинникової стрілки, а "-" - при обертанні за годинниковою стрілкою.

Кулачково-коромисловий механізм. Як уже зазначалось вище, всі закони руху (таблиця 9.1) є симетричними, це означає, що кут повороту коромисла, який

відповідає екстремальним значенням аналогів кутової швидкості, дорівнює $\psi_{\max}/2$. На рис.9.15 зображено таке положення коромисла з відкладеними на ньому екстремальними значеннями аналогів швидкостей $\psi'_{\max}, \psi'_{\min}$. Через точки θ_2' і θ_2'' під кутом $90^\circ - \nu_\partial$ до положення коромисла (пряма CB_2) проводимо два промені $\theta_2'A$ і $\theta_2''A$. Точка перетину цих променів (точка A) є центром обертання кулачка, а відрізок AB_o - радіус основного кола центрального профілю кулачка R_o . Необхідно зауважити, що це рішення є наближеним, оскільки промені $\theta_2'A$ і $\theta_2''A$ були проведені тільки в двох положеннях коромисла.

Користуючись рис.9.15 складемо алгоритм визначення основних параметрів кулачкового коромислового механізму.

$$D\theta_2' = \frac{(\psi_{\max}' + |\psi_{\min}'|)l_2}{2}; \quad (9.21)$$

$$A\theta_2' = \frac{(\psi_{\max}' + |\psi_{\min}'|)l_2}{2\sin\nu_\partial}. \quad (9.22)$$

$$AD = \frac{(\psi_{\max}' + |\psi_{\min}'|)l_2}{2\operatorname{tg}\nu_\partial}; \quad (9.23)$$

$$DC = B\theta_2' + l_2 - D\theta_2'. \quad (9.24)$$

В залежності від напрямку обертання кулачка і коромисла відрізок DC визначається за формулами:

- при обертанні кулачка і коромисла на фазі віддалення в різні сторони

$$DC = 0,5 \psi_{\max}' l_2 + l_2(1 + 0,5 |\psi_{\min}'|); \quad (9.25)$$

- при обертанні кулачка і коромисла в одному напрямку

$$DC = 1,5 |\psi_{\min}'| l_2 + l_2(1 - 0,5 \psi_{\max}'). \quad (9.26)$$

Із $\triangle ADC$ визначаються параметри ψ_o, l_o :

$$\psi_o = \operatorname{arctg} \left(\frac{AD}{DC} \right) - 0,5 \psi_{\max}; \quad (9.27)$$

$$l_o = AD / \sin(0,5 \psi_{\max} + \psi_o). \quad (9.28)$$

Радіус основного кола центрального профілю кулачка R_o

$$R_o = \sqrt{l_2^2 + l_o^2 - 2l_2l_o \cos\psi_o}. \quad (9.29)$$

Кут тиску ν в кулачково-коромисловому механізмі визначається за формулою (9.10)

$$\nu = \operatorname{arctg} \left(\frac{(\pm\psi' - 1) l_2}{l_o \sin(\psi_o + \psi)} - \operatorname{ctg}(\psi_o + \psi) \right) \quad (9.30)$$

Результати проектування по складеному алгоритму будуть вважатись задовільними, коли обчислені параметри R_o і l_o задовільняють основну умову синтезу $\nu_i \leq \nu_\partial$. Якщо умова синтезу не виконана, то центр кулачка A необхідно перемістити по прямій DA на деяку величину ΔR з наступним перерахунком параметрів ψ_o, l_o, R_o, ν за формулами (9.23, ..., 9.26)

Коли оптимізовані основні параметри механізму R_o, l_o , визначаються полярні координати теоретичного профілю кулачка (рис.9.16)

$$R = \sqrt{l_2^2 + l_o^2 - 2l_2 l_o \cos(\psi_o + \psi)}; \quad (9.31)$$

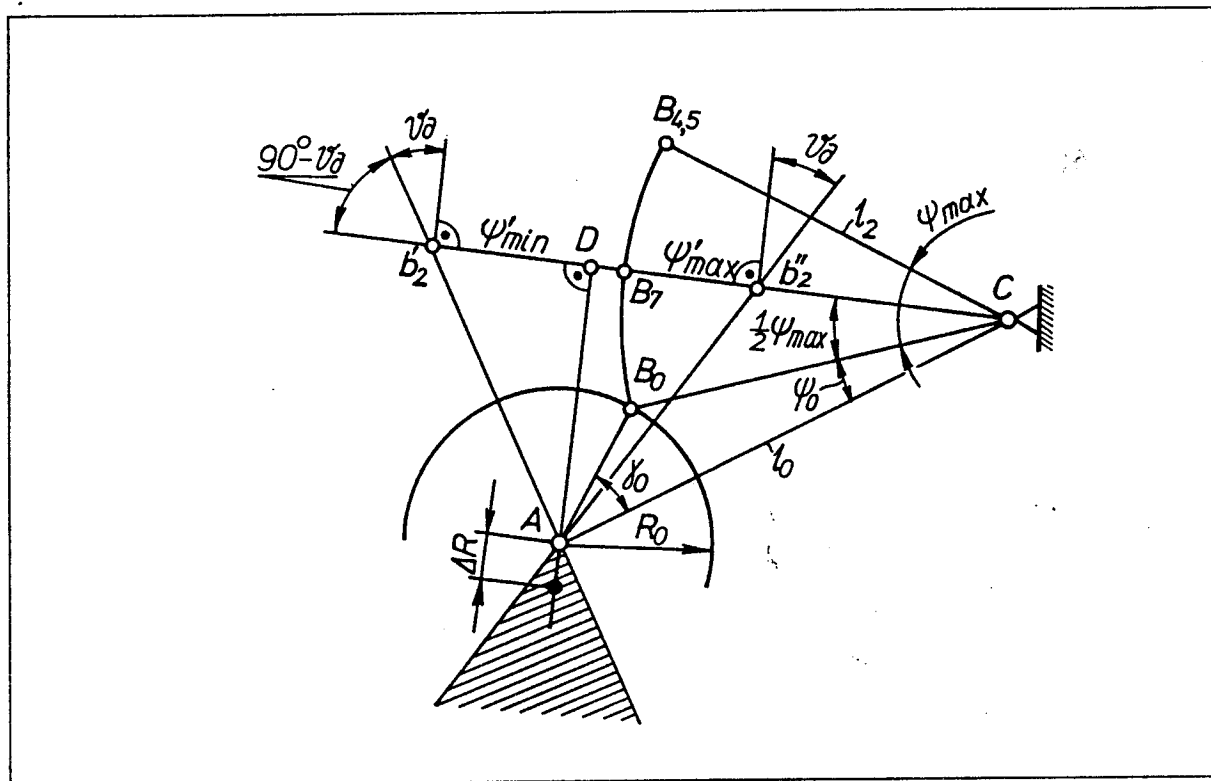


Рис. 9.15

$$\beta = \varphi \pm (\gamma_o - \gamma), \quad (9.32)$$

де $\gamma_o = \arccos\left(\frac{R_o^2 + l_o^2 - l_2^2}{2R_o l_o}\right); \quad \gamma = \arccos\left(\frac{R^2 + l_o^2 - l_2^2}{2R l_o}\right);$

Із полярних координат легко перейти в декартові

$$X_B = R \cos(\beta_o + \beta); \quad Y_B = R \sin(\beta_o + \beta), \quad (9.33)$$

де β_o - кут між віссю абсцис і початковим радіусом-вектором теоретичного профілю фази віддалення кулачка, який береться довільно в залежності від положення кулачка на технічному рисунку (рис.9.16).

Знак (+) в формулах (9.30), (9.32) відповідає обертанню кулачка і коромисла на фазі віддалення в протилежні сторони, а знак (-) - відповідає обертанню в одному напрямку.

Кулачковий механізм з тарілчастим штовхачем. Основні розміри механізму визначають виходячи з умови опуклості профілю кулачка, тобто радіус кривини ρ будь-якої точки профілю повинен бути додатнім (рис.9.12):

$$\rho > 0. \quad (9.34)$$

Радіус кривини профілю визначається за формулою (9.14). Значить радіус основного кола центрального профілю кулачка повинен задовільняти умові:

$$R_o > -S'' - S. \quad (9.35)$$

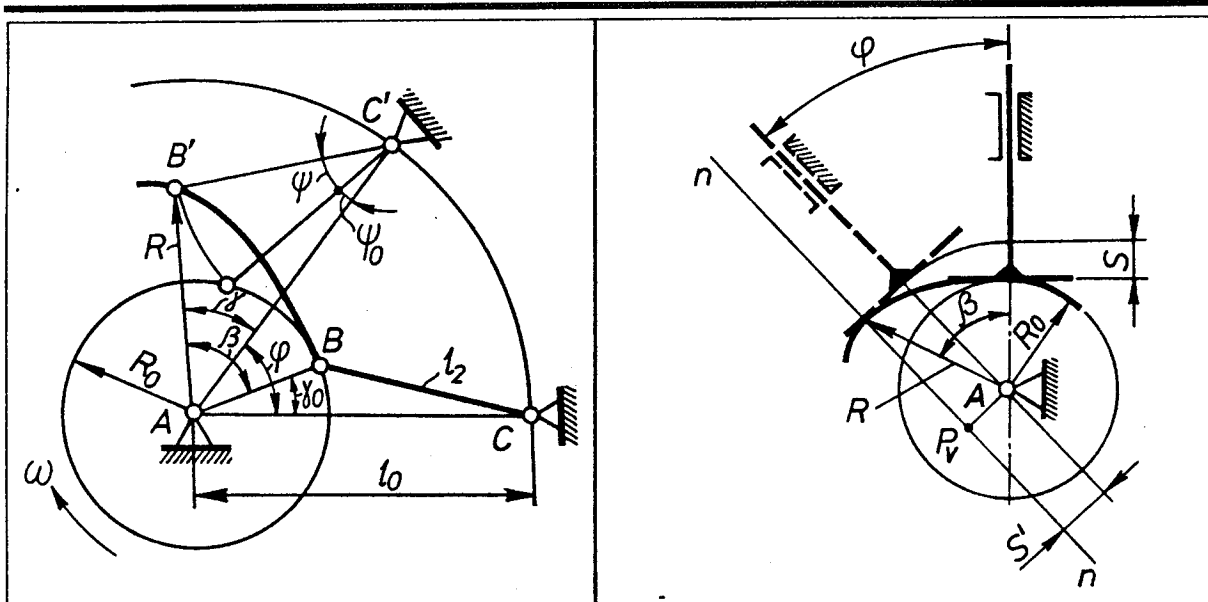


Рис. 9.16

Рис. 9.17

Якщо $R_o = -S'' - S$, то радіус кривини $\rho = 0$, що недопустимо за умовою міцності профілю кулачка. Тому задаються мінімальним допустимим значенням $\rho = \rho_{\min}$ і радіус R_o визначається з умови:

$$R_o \geq -S'' - S + \rho_{\min} \quad (9.36)$$

Якщо взяти $\rho_{\min} = S$, то формула (9.36) матиме вид

$$R_o \geq -S'' \quad (9.37)$$

Ця умова виконується, якщо

$$R_o = |-S_{\max}''|, \quad (9.38)$$

де S_{\max}'' - максимальний по модулю аналог від'ємного прискорення штовхача.

Полярні координати профілю визначаються за формулами (рис.9.17):

$$R = \sqrt{(R_o + S)^2 + (S'')^2}; \quad (9.39)$$

$$\beta = \varphi + \arctg\left(\frac{S''}{R_o + S}\right). \quad (9.40)$$

В декартовій системі координат

$$\begin{aligned} X_B &= R \cos(\beta_o + \beta); \\ Y_B &= R \sin(\beta_o + \beta). \end{aligned}$$

Радіус кривини профілю кулачка залежить від радіуса R_o і закону руху штовхача:

$$\rho = R_o + S'' + S.$$

Діаметр тарілки штовхача не повинен бути меншим суми максимальних значень аналогів швидкостей

$$d > s'_{\max} + |s'_{\min}|.$$

Розрахунок мінімального радіуса кривини профілю і вибір радіуса ролика.

В кулачкових механізмах з роликівим штовхачем від радіуса ролика залежить і розмір робочого профілю кулачка, контактні напруження, міцність і довговічність механізму. При цьому виникає необхідність визначити найменший радіус ρ_{\min} кривини центрального і робочого профілів кулачка.

Радіус кривини центрального профілю будемо визначати в тих же точках, що і полярні координати R_i, β_i , як радіус кола, проведеного через три точки з координатами $(R_{i-1}, \beta_{i-1}), (R_i, \beta_i), (R_{i+1}, \beta_{i+1})$. Полярні координати перераховують в декартовій системі xoy за формулами:

$$\begin{aligned} X_1 &= R_{i-1} \cos(\beta_{i-1} - \beta_i); & Y_1 &= R_{i-1} \sin(\beta_{i-1} - \beta_i); \\ X_2 &= R_i; & Y_2 &= 0; \\ X_3 &= R_{i+1} \cos(\beta_{i+1} - \beta_i); & Y_3 &= R_{i+1} \sin(\beta_{i+1} - \beta_i). \end{aligned}$$

Радіус кривини в кожній із трьох точок виразимо через їх координати:

$$\begin{aligned} (X_o - X_1)^2 + (Y_o - Y_1)^2 &= \rho^2; \\ (X_o - X_2)^2 + (Y_o - Y_2)^2 &= \rho^2; \\ (X_o - X_3)^2 + (Y_o - Y_3)^2 &= \rho^2, \end{aligned} \quad (9.41)$$

де X_o, Y_o - координати центра кривини в системі xoy . Систему (9.41) зводимо до двох лінійних рівнянь відносно невідомих X_o, Y_o :

$$\begin{aligned} (X_2 - X_1)X_o - Y_1 Y_o &= 0,5(X_2^2 - X_1^2 - Y_1^2); \\ (X_2 - X_3)X_o - Y_3 Y_o &= 0,5(X_2^2 - X_3^2 - Y_3^2), \end{aligned} \quad (9.42)$$

Із системи (9.42) визначаємо координати X_o, Y_o , після чого знаходимо радіус кривини

$$\rho = \sqrt{(X_2 - X_o)^2 + Y_o^2}.$$

Розрахунок виконується для визначеного числа точок профілю кулачка і з отриманого масиву значень вибирається найменше ρ_{\min} .

Для побудови робочого профілю кулачка необхідно вибрати радіус ролика r_p , для кулачкових механізмів з роликовим штовхачем. Від величини радіуса ролика залежить радіус кривини робочого профілю ρ_n . На увігнутому участку профілю

$$\rho_n = \rho + r_p,$$

тобто, при будь-якому радіусі ролика радіус кривини робочого профілю ρ_n більший радіуса кривини центрального профілю ρ . На опуклому участку профілю

$$\rho_n = \rho - r_p$$

і щоб не виникло загострення ($\rho_n = 0$), чи самоперетину робочого профілю повинна виконуватись умова $r_p < \rho_{\min}$. На практиці приймають $r_p \leq 0,7\rho_{\min}$. Окрім того, радіус ролика обмежують умовою $r_p \leq 0,4R_o$.

9.7. Проектування і побудова профілю кулачка

На третьому етапі проектування кулачкових механізмів виконується розрахунок координат точок профілю кулачка графічним або аналітичним способом. Перевагу необхідно надавати аналітичному проектуванню, оскільки досягається висока точність обчислень. З цією метою, на основі створених алгоритмів проектування кулачкових механізмів (розд.9.6), написана програма під іменем SKM (додаток 5). Вказівки по користуванню програмою також наведені в додатку. Програма виконує розрахунок параметрів восьми законів руху (див.табл.9.1), радіуса основного кола теоретичного профілю, зміщення осі штовхача від центра обертання кулачка, міжосьової відстані між центрами обертання кулачка і коро-

мисла, полярних і декартових координат профілю кулачка та мінімального радіуса кривини профілю.

Програмою передбачено також перевірку результатів проектування студентами основних параметрів R_0, l_0, e , кулачкових механізмів, які визначені графічними методами. Якщо результати графічного синтезу відрізняються від машинних більше ніж на 5%, то ЕОМ замість результатів розрахунку дає повідомлення, що графічний синтез виконаний з недопустимою похибкою. В цьому випадку студент повторює свої розрахунки з більш високою точністю.

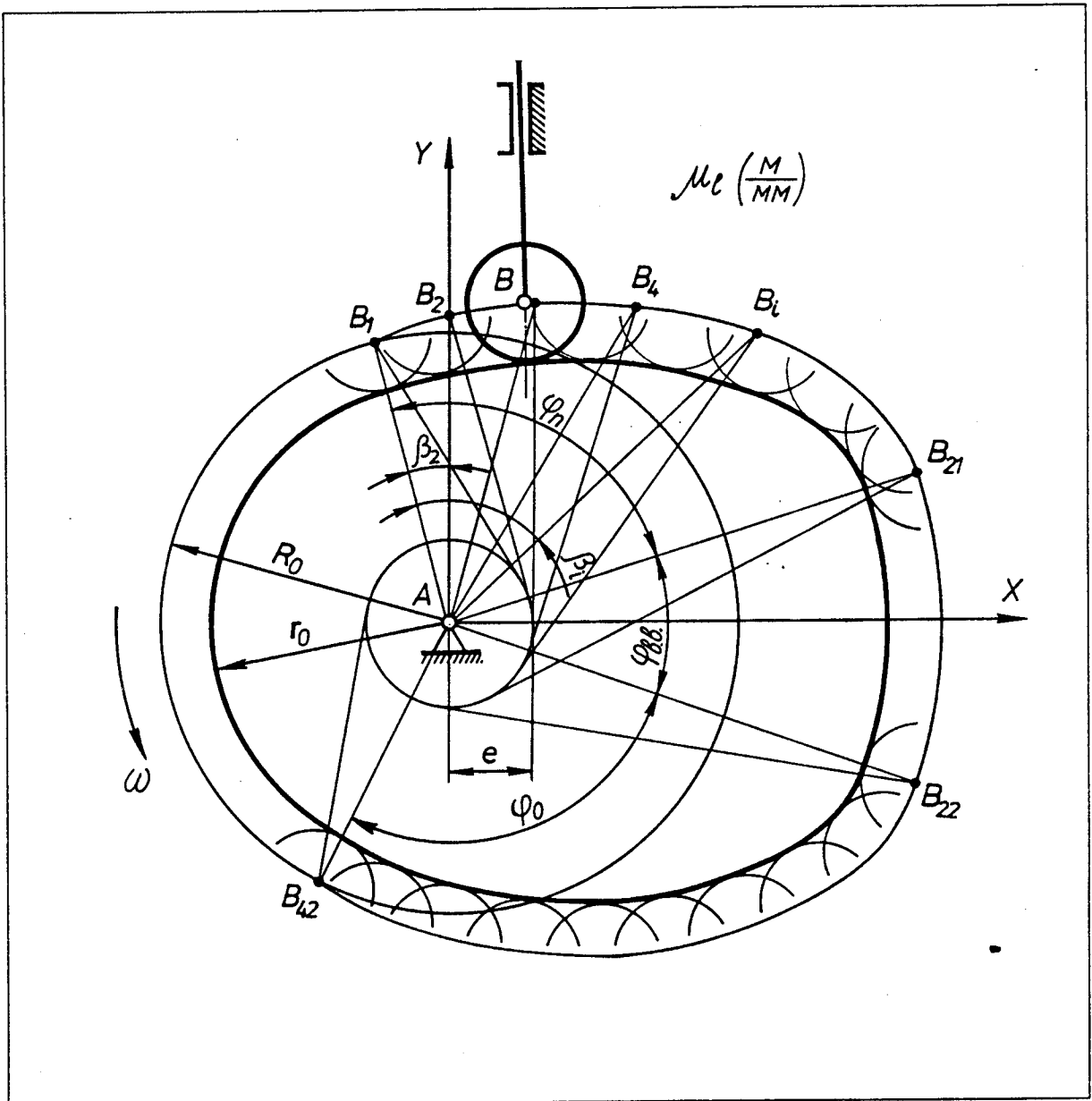
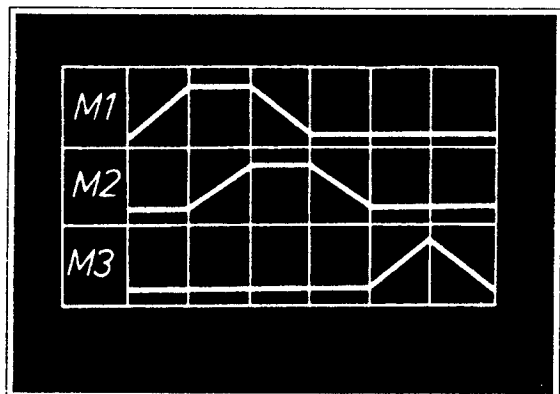


Рис. 9.18

При дискретній зміні кута повороту кулачка ЕОМ обчислює і запам'ятовує значення переміщень штовхача або коромисла, полярні і декартові координати профілю, радіус кривини (для кулачкового механізму з тарілчастим штовхачем). Результати розрахунку друкуються у вигляді таблиць. Роздруковані результати обчислень є необхідними для побудови центрального профілю кулачка і вибору радіуса

ролика. Кути тиску, які отримуються в результаті обчислень мають додатні і від'ємні значення. В кулачковому механізмі з роликівим штовхачем додатній кут тиску означає, що нормаль до профілю кулачка повернута відносно вектора швидкості центра ролика проти годинникової стрілки, від'ємний - за годинниковою стрілкою.

Після ретельного аналізу розрахункових результатів можна приступати до побудови профілю кулачка. Побудову починають з викреслювання основного кола центрового профілю радіусом R_0 з центром в точці A (рис.9.18). Через центр кола проводять осі координат x, y . У вибраній системі координат xOy відкладають точки $B_1(x_1, y_1), B_2(x_2, y_2), \dots, B_{42}(x_{42}, y_{42})$. Через точки B_i проводять плавну криву лінію, яка є центровим профілем кулачка. В механізмах з тарілчастим штовхачем вона є одночасно і робочим профілем. В кулачкових механізмах з роликівим штовхачем чи коромислом робочий профіль - це крива, яка рівновіддалена від теоретичного на величину радіуса ролика r_p .



СИНТЕЗ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМАМИ МАШИНИ-АВТОМАТА

10.1. Основні поняття і завдання проектування

В останній частині курсу теорії механізмів і машин "Основи теорії машин-автоматів" об'єктом вивчення є машина-автомат. Машина-автомат - це така машина, в якій всі перетворення енергії, матеріалів і інформації виконуються при відсутності безпосередньої участі людини. Найбільше поширення мають технологічні машини-автомати, з допомогою яких змінюється форма, розміри або властивості оброблюваного об'єкту. Тверде тіло, яке виконує задані переміщення з метою зміни чи контролю форми, розмірів або властивостей оброблюваного предмету, називається виконавчим органом технологічної машини-автомата. Рух виконавчих органів в машинах-автоматах визначається програмою. Програма - це сукупність умов (приписів), при виконанні яких забезпечується виконання технологічного процесу машини-автомата. Для автоматичної реалізації програми в машині-автоматі служить система керування. Система керування - це така система, яка забезпечує необхідну узгодженість переміщень всіх виконавчих органів машини-автомата у відповідності з заданою програмою.

В технологічних машинах-автоматах найбільш поширені системи керування "за часом" і системи керування "за шляхом". Системою керування "за часом" називають таку систему керування машиною-автоматом, яка забезпечує необхідну узгодженість переміщень виконавчих органів в залежності від часу. Програмою для системи керування "за часом" є циклограма. Циклограма машини-автомата являє собою схему узгодженості переміщень виконавчих органів в залежності від часу. Системою керування "за шляхом" є така система керування, що забезпечує необхідну узгодженість переміщень виконавчих органів в залежності від їх положень. Програма для системи керування "за шляхом" задається, як правило, у вигляді тактограми. Тактограмою машини-автомата називається схема узгодженості переміщень виконавчих органів в залежності від їх положень. Системи керування "за шляхом" найчастіше виконуються на пневматичних або електромагнітних логічних елементах.

Основними завданнями даного розділу є викладення відомих [11] методик проектування систем керування "за часом" і систем керування "за шляхом", складених як на пневматичних, так і електромагнітних логічних елементах. Вказані методики проектування систем керування розглядаються на прикладі трьох механізмів, що входять до складу машини-автомата.

Для проектування систем керування задається шифр тактограми (циклограми) у вигляді шестизначного числа, яке складене із трьох цифр 1,2,3 (номерів механізмів, що входять до складу машини-автомата). Кожна цифра в шифрі (1,2,3) вказує на певний такт *) руху і зустрічається в шифрі двічі: перша поява цифри (номера) означає, що в відповідному такті відбувається прямий хід вихідної ланки механізму, повторна поява цієї ж цифри (номера) вказує на обернений хід вихідної ланки. Номер механізму, який виконує основну технологічну операцію в машині-автоматі, набирається в шифрі жирним шрифтом.

Крім того, для проектування системи керування "за часом" повинні бути задані ряд величин, про які йтиме мова нижче.

Найпростіше система керування "за часом" реалізується за допомогою кулачкових механізмів, кулачки яких розміщені на спільному валі, що рівномірно обертається. В цьому випадку вал називається кулачковим розподільним валом, повний оберт якого відповідає одному циклу машини-автомата. В даній роботі, як і в [11], прийнято, що вихідні ланки кулачкових механізмів (штовхачі) здійснюють зворотньо-поступальний рух. Всі такти руху допоміжних механізмів мають однакову тривалість $0,25 (360^\circ - \varphi_{nx} - \varphi_{ox})$. Для проектування цієї системи керування задаються кути повороту φ_{nx} , φ_{ox} розподільного вала при повороті на які відбувається відповідно прямий і обернений ходи основного механізму, а також хід h_o штовхача основного і h_v допоміжних механізмів. Профіль кулачка основного механізму на ділянці прямого ходу повинен бути архімедовою спіраллю з перехідними ділянками по дугах кіл, а на ділянці оберненого ходу - дві дуги кіл, одна з яких співпадає з дугою кола попередньої перехідної ділянки. Профіль кулачка кожного із допоміжних механізмів як для прямих, так і для обернених ходів складений із комбінації відрізка прямої лінії і дуги кола (тангенціальний кулачок).

При керуванні "за шляхом" вихідними ланками всіх трьох механізмів є поршні пневмоциліндрів (при пневматичних елементах керування) або гідроциліндрів (при електромагнітних елементах керування). Пуск в хід поршня пневмоциліндра відбувається з допомогою чотирьохлінійного двопозиційного розподільювача, а поршня гідроциліндра - від розподільювача, який переміщається з однієї позиції в іншу з допомогою двох електромагнітів.

*) Тактом руху називається проміжок часу, на протязі якого не змінюється стан (наявність чи відсутність руху) жодного із виконавчих органів

10.2. Проектування системи керування "за часом"

Проектування системи керування механізмами машини-автомата "за часом" включає в себе : побудову циклограми, розрахунок і побудову профілів кулачків кулачкових механізмів, визначення кутів установки кулачків і викреслювання схеми їх розташування.

Розглянемо послідовно проектування цієї системи керування. Для побудови циклограми (рис.10.1) в горизонтальному напрямі відкладаємо в масштабі кути повороту кулачкового вала, що відповідають всім шести тактам руху механізмів. Хід кожного штовхача зображується рівними відрізками, але з вказівкою його дійсного значення в мм. На рис.10.1 зображена циклограма, шифр якої 121233, кути повороту розподільного вала $\varphi_{nx} = 100^\circ$, $\varphi_{ox} = 60^\circ$, хід штовхача основного механізму $h_o = 40$ мм, а допоміжних механізмів $h_s = 20$ мм. Масштабний коефіцієнт циклограми $\mu_\varphi = 2,5$ град/мм. Закони руху штовхачів при прямому і оберненому їх ходах зображуються на циклограмі похилими відрізками прямих, як це показано на рисунку.

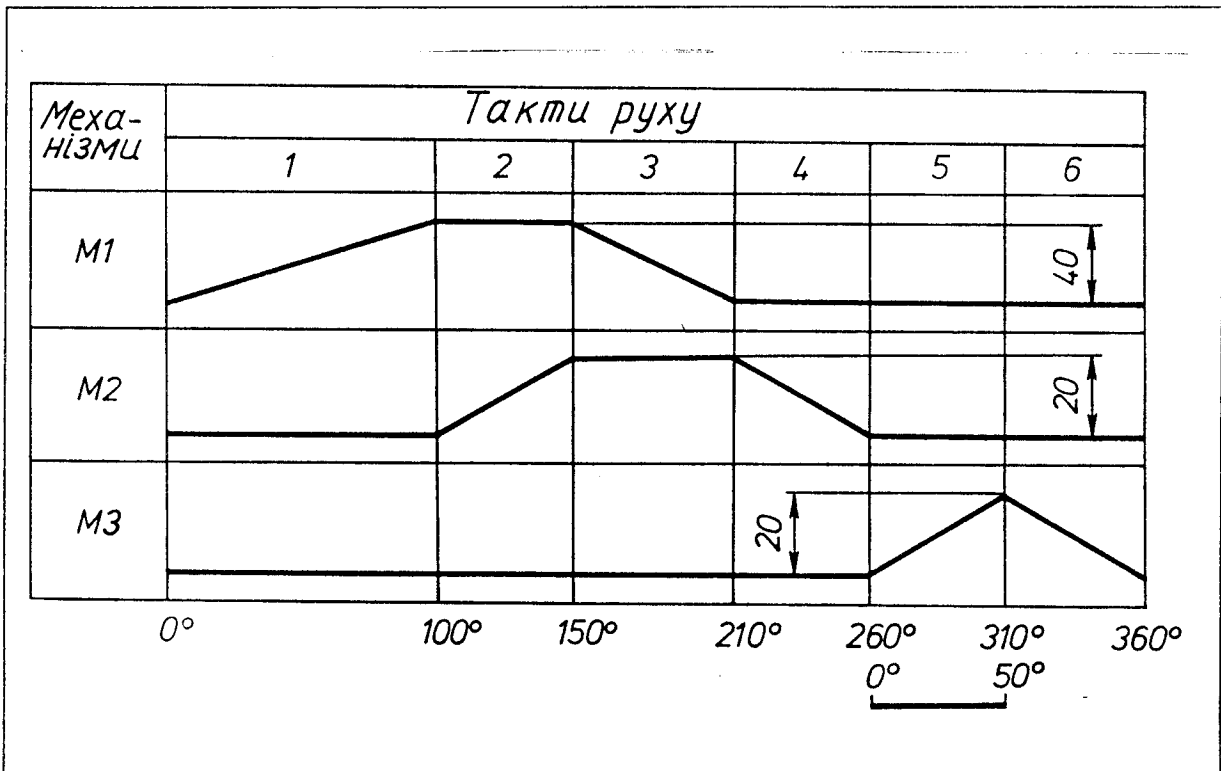


Рис. 10.1

Розрахунок профілю кулачка основного механізму починається з попереднього визначення радіуса основного кола центрального профілю, виходячи з умови обмеження кута тиску, при врахуванні того, що профіль підйому кулачка повинен бути архімедовою спіраллю. Як відомо [11], цей радіус обчислюється за формулою

$$R_o \geq \frac{h_o}{\varphi_{nx} \operatorname{tg} \nu_\partial}, \quad (10.1)$$

де v_0 - максимально допустимий кут тиску *).

Одержане значення R_0 в мм рекомендується заокруглити в більшу сторону до числа кратного десяти.

З метою уникнення ударів на початку і в кінці руху штовхача при його віддаленні на профілі віддалення кулачка потрібно передбачити перехідні дільниці, виконані по дугах кіл. Центральні кути перехідних дільниць рівні між собою і дорівнюють $\varphi_1 \approx 7...10^\circ$ (рис.10.2).

Користуючись рівнянням архімедової спіралі $R = R_0 + h_0 \varphi / \varphi_{nx}$ і значеннями кута $\varphi = \varphi_1$ і $\varphi = \varphi_2$ ($\varphi_2 = \varphi_{nx} - \varphi_1$), визначаються радіуси-вектори R_1 і R_2 в точках спряження архімедової спіралі з дугами кіл. І далі обчислюються кути тиску в тих же точках.

$$\operatorname{tg} v_1 = \frac{h_0}{\varphi_{nx} R_1}, \quad \operatorname{tg} v_2 = \frac{h_0}{\varphi_{nx} R_2}. \quad (10.2)$$

Радіус r_1 спряження на першій перехідній дільниці і радіус основного кола R_0 , який за рахунок заокруглення профілю одержується трохи більшим раніше прийнятого, відповідно будуть (рис.10.2):

$$r_1 = R_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin (v_1 - \varphi_1)}, \quad R_0 = R_1 \frac{\sin v_1}{\sin (v_1 - \varphi_1)} - r_1. \quad (10.3)$$

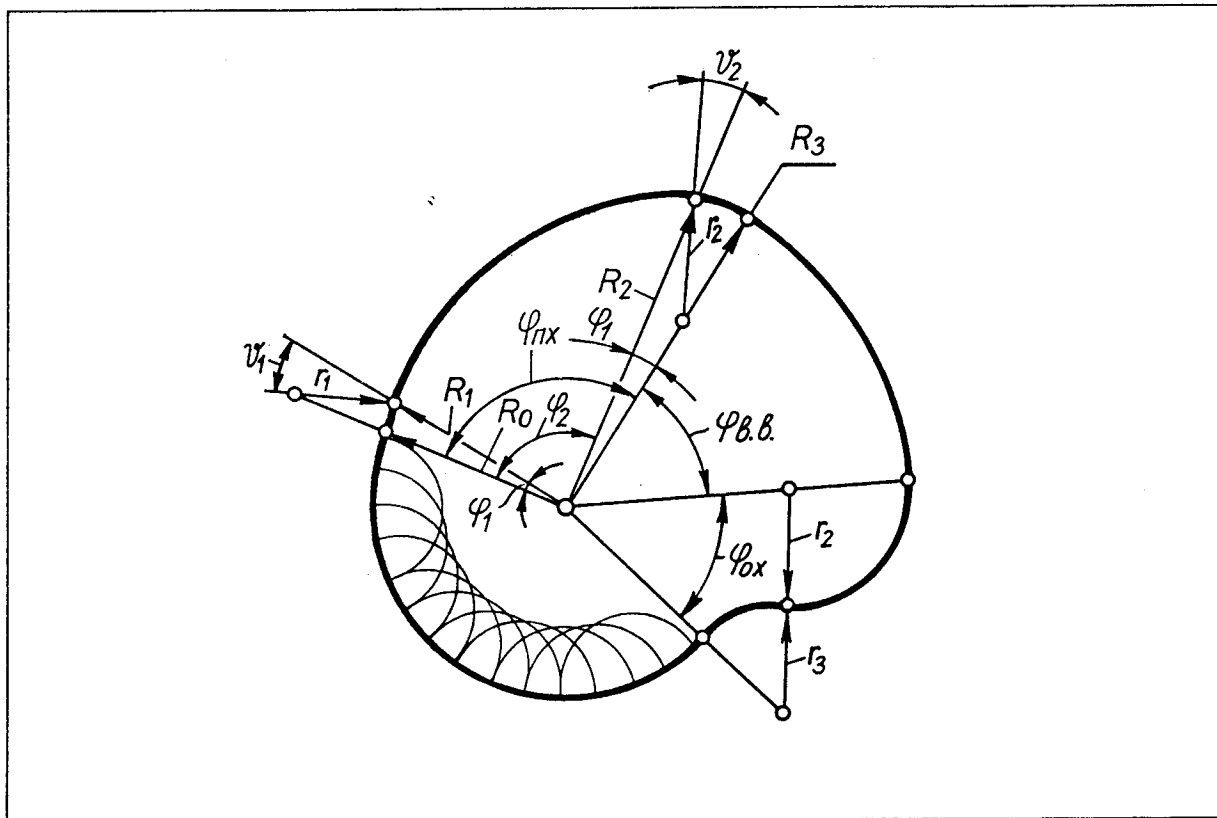


Рис. 10.2

*) При проектуванні кут v_0 основного механізму можна прийняти рівним 30° .

Аналогічно на другій перехідній дільниці

$$r_2 = R_2 \frac{\sin(\varphi_{nx} - \varphi_2)}{\sin(\varphi_{nx} - \varphi_2 + \nu_2)}, \quad R_3 = R_2 \frac{\sin \nu_2}{\sin(\varphi_{nx} - \varphi_2 + \nu_2)} + r_2, \quad (10.4)$$

де R_3 - радіус-вектор профілю кулачка для $\varphi = \varphi_{nx}$.

Якщо різниця між R_3 і R_0 відрізняється від заданої величини h_0 , то необхідно всі розраховані лінійні розміри профілю кулачка змінити в відношенні $k = h_0 / (R_3 - R_0)$, при цьому отримуємо $R_3 - R_0 = h_0$.

На дільниці оберненого ходу профіль кулачка спочатку представляє собою продовження дуги кола радіуса r_2 , а потім викреслюється по дузі кола радіуса r_3 , величина якого знаходиться із умови спряження

$$r_3 = \frac{0,5(R_0^2 + R_3^2) - R_3 r_2 - R_0(R_3 - r_2) \cos \varphi_{ox}}{r_2 - R_0 + (R_3 - r_2) \cos \varphi_{ox}}. \quad (10.5)$$

Радіус ролика r_p вибирається із умови $r_p < 0,7r_2$. При великих значеннях r_2 величина r_p зменшується до конструктивно зручних розмірів.

При викреслюванні центрального профілю кулачка радіуси-вектори архімедової спіралі обчислюються за рівнянням $R = R_0 + h_0 \frac{\varphi}{\varphi_{nx}}$. Якщо прямий і обернений ходи основного механізму розділені іншими тактами, як у випадку, зображеному на рис.10.1, то на профілі кулачка буде дільниця постійного радіуса кривини R_3 , що відповідає верхньому вистою штовхача (див.рис.10.2, при цьому φ_{es} - профільний кут верхнього вистою).

Кулачки допоміжних механізмів на дільницях руху штовхача викреслюються по прямій лінії, дотичній до кола радіуса R_0 і перехідного кола радіуса r_n (рис.10.3). Ці радіуси знаходяться за формулами

$$R_0 = h_s \frac{\sin \varphi_s}{(1 - \cos \varphi_s) \operatorname{tg} \nu_d}, \quad r_n = R_0 \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \nu_d}{\operatorname{tg} \varphi_s}\right), \quad (10.6)$$

що одержуються із умови спряження дуги кола і прямої лінії і умови, при якій максимальний кут тиску відповідає точці спряження прямої лінії з перехідним колом.

В (10.6) φ_s - кут повороту кулачка на дільниці руху штовхача допоміжного механізму ($\varphi_s = 0,25(360^\circ - \varphi_{nx} - \varphi_{ox})$); ν_d - максимально допустимий кут тиску. Для допоміжних механізмів рекомендується прийняти $\nu_d = 35^\circ$. Кут φ_{es} (рис.10.3) визначається з допомогою циклограми. Радіус ролика повинен задовільняти умові $r_p < 0,7r_n$.

Кути установки кулачків визначаються по циклограмі (рис.10.1). Кут установки кулачка - це кут між початковою прямою даного кулачка (прямою, яка співпадає з радіусом-вектором на початку прямого ходу штовхача) і початковою прямою основного кулачка в напрямі обертання розподільного вала. Для другого і третього механізмів (допоміжних) кути установки кулачків у випадку циклограми, зображеної на рис.10.1, відповідно рівні $\delta_2 = 100^\circ$, $\delta_3 = 260^\circ$. Після проектування кулачків основного і допоміжних механізмів і визначення кутів їх установки викреслюється схема їх розташування на розподільному валу. На рис.10.4 викреслена

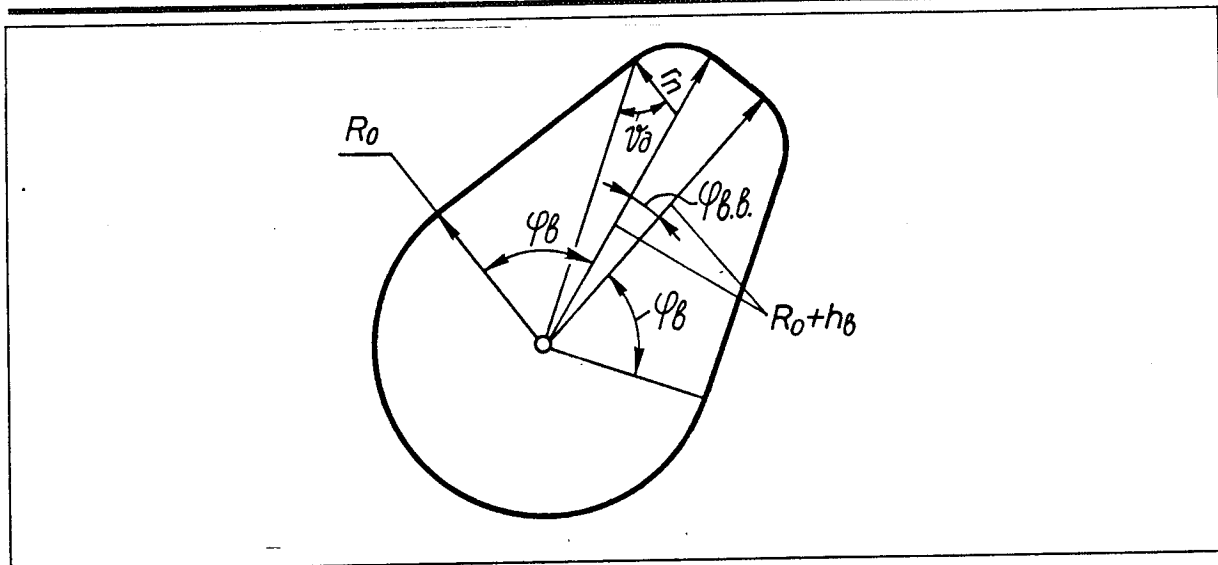


Рис. 10.3

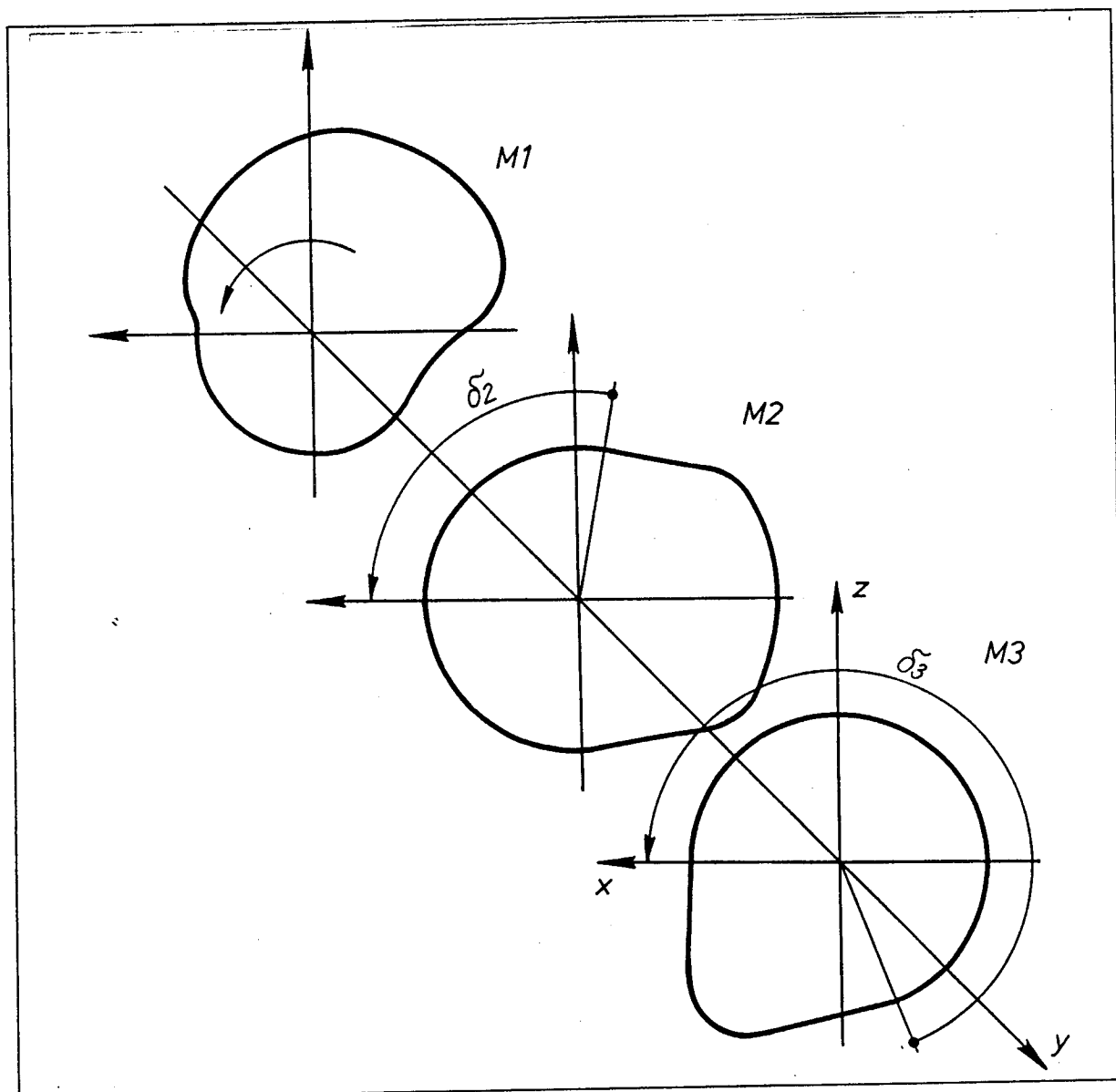


Рис. 10.4

в фронтальній диметричній проекції схема розташування кулачків для циклограми рис.10.1 і показані кути установки кулачків для другого і третього допоміжних механізмів.

10.3. Побудова тактограми і перевірка її реалізованості

Проектування системи керування механізмами №1, №2, №3 "за шляхом" починається з побудови тактограми (рис.10.5). Тактограма відрізняється від циклограми тим, що на ній вказуються не кути повороту кулачкового вала, а значення сигналів (x_1, x_2, x_3) в двійковій системі чисел від одного із двох кінцевих вимикачів кожного механізму. Кінцеві вимикачі, сигнали яких x_1, x_2, x_3 , розташовані в тих крайніх положеннях поршнів пневмо- або гідروциліндрів, що відповідають початку їх прямих ходів. На тактограмі ці положення є нижніми. Всі такти тактограми зображуються рівними відрізками. На рис.10.5 зображена тактограма, яка побудована для того ж самого шифру (121233), що й циклограма (рис.10.1).

Тактограма вважається такою, що реалізується, якщо всі комбінації сигналів x_1, x_2, x_3 на початку кожного такту будуть різними або по-другому, якщо немає жодної пари тактів, які мають однакову вагу стану. Вага стану кожного такту визначається як сума добутків значень сигналів на їх вагу. Вага сигналу береться рівною 2^{n-1} (n - номер індексу сигналу; в нашому випадку $n = 1; 2; 3$).

Тактограма, яка зображена на рис.10.5, є такою, що не реалізується, так як ваги станів на початку першого і п'ятого тактів співпадають.

В випадку, якщо ваги станів співпадають, вводиться допоміжний сигнал від пристрою, який називається пам'яттю. Цей сигнал позначають через z і приймають $z = 1$ при включеній пам'яті, $z = 0$ при виключеній пам'яті. Такти, на початку яких вмикається або вимикається пам'ять, розбиваються на два логічних такти (до зміни сигналу пам'яті і після зміни).

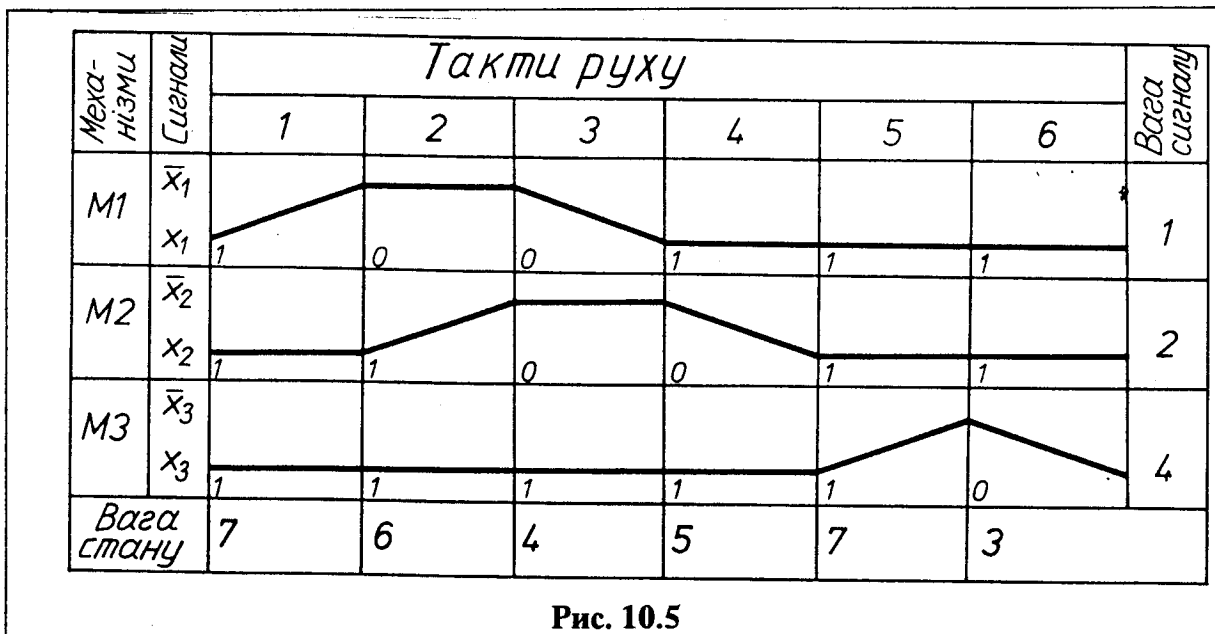


Рис. 10.5

Для наведеної на рис.10.5 тактограми можна ввімкнути пам'ять на початку четвертого такту і вимкнути на початку шостого. Після цього потрібно перевірити реалізованість тактограми з врахуванням пам'яті (вага сигналу пам'яті дорівнює $2^3 = 8$). Як видно з табл.10.1 співпадаючих сумарних ваг немає. Це означає, що такти включення і виключення пам'яті вибрано правильно.

Таблиця 10.1

Назва	Логічні такти							
	1	2	3	4а	4б	5	6а	6б
Логічні такти	1	2	3	4а	4б	5	6а	6б
Вага стану	7	6	4	5	5	7	3	3
Вага пам'яті	0	0	0	0	8	8	8	0
Сумарна вага	7	6	4	5	13	15	11	3

10.4. Побудова таблиці включень. Запис формул включення і їх спрощення

В верхній частині таблиці включень (табл.10.2) записуються значення сигналів від кінцевих вимикачів і елемента пам'яті, користуючись тактограмою (рис.10.5) і табл.10.1. При переході від одного логічного такту до другого змінюється значення тільки одного сигналу. Цей сигнал називається тактуючим (в табл.10.2 тактуючі сигнали відмічені зірочкою).

В нижній частині таблиці включень необхідно проставити значення сигналів на вмикання і вимикання пам'яті f_z і \bar{f}_z , сигналів на пуск поршнів вперед f_1, f_2, f_3 і назад $\bar{f}_1, \bar{f}_2, \bar{f}_3$. Ці сигнали називаються вихідними. Вихідний сигнал являє собою

Таблиця 10.2

Таблиця включень

Назва	По-знач. сигналу	Логічні такти								Формули включення (спрощені)
		1	2	3	4а	4б	5	6а	6б	
М1	x_1	1	0*	0	1*	1	1	1	1	
М2	x_2	1	1	0*	0	0	1*	1	1	
М3	x_3	1*	1	1	1	1	1	0*	0	
П	z	0	0	0	0	1*	1	1	0*	
П включено	f_z	0	0	0	1	-	-	0	0	$f_z = x_1 \bar{x}_2$
П виключено	\bar{f}_z	-	-	-	0	0	0	1	-	$\bar{f}_z = \bar{x}_3$
М1 вперед	f_1	1	-	0	0	0	0	0	0	$f_1 = x_2 x_3 \bar{z}$
М1 назад	\bar{f}_1	0	0	1	-	-	-	-	-	$\bar{f}_1 = \bar{x}_2$
М2 вперед	f_2	0	1	-	-	0	0	0	0	$f_2 = \bar{x}_1$
М2 назад	\bar{f}_2	-	0	0	0	1	-	-	-	$\bar{f}_2 = z$
М3 вперед	f_3	0	0	0	0	0	1	-	0	$f_3 = x_2 z$
М3 назад	\bar{f}_3	-	-	-	-	-	0	0	1	$\bar{f}_3 = \bar{z}$

логічну функцію двійкових аргументів (кожен із аргументів приймає тільки два значення 0 або 1). Значення двійкових аргументів для кожної логічної функції визначають її значення (0 або 1), по-другому, її стан. Стани вихідних сигналів, при яких їх значення обов'язково дорівнюють 1 називаються робочими. Дана система керування є такою, в якій всі пристрої для включення і виключення пам'яті, а також для пуску механізмів "Вперед" і "Назад" не перемикаються при знятті сигналу. Наприклад, після передачі сигналу на рух поршня механізму М1 вперед (сигнал f_1) цей сигнал залишається наявним до тих пір, поки не поступить сигнал f_1 для руху поршня механізму М1 назад. При вказаній умові кожен із вихідних сигналів має тільки один робочий стан.

При заповненні нижньої частини таблиці включень в першу чергу для кожної логічної функції проставляється 1 в тому такті, в якому її стан є робочим. При цьому слід користуватися тактограмою (рис.10.5) і табл.10.1. Наприклад, для функції f_2 , яка забезпечує рух поршня механізму М2 вперед, $f_2 = 1$ в другому такті, що видно із рис.10.5. Слід мати на увазі, що якщо для функції f_2 має місце в певному такті робочий стан ($f_2 = 1$), то для спареної логічної функції f_2 обов'язково в цьому ж такті буде заборонений стан $*$), тобто $f_2 = 0$. Після запису 1 і 0 для кожної логічної функції від 1 до 0 потрібно проставити риски, які вказують на всі індиферентні стани $**$) логічної функції, а від 0 до 1 проставляються нулі, які вказують на інші заборонені стани логічної функції.

Наступний етап синтезу системи керування "за шляхом" полягає в складанні формул включення, тобто формул, що показують, при яких вхідних сигналах отримується той чи інший вихідний сигнал.

Складання формули включення зводиться до знаходження алгебраїчного вигляду двійкової функції за її табличним заданням, що наведено в таблиці включень (табл.10.2). В формули включення не входять вхідні сигнали від того механізму або елемента пам'яті, для якого складається формула. Наприклад, при складанні формул для включення і виключення елемента пам'яті не враховується значення сигналу z , так як сигнал на включення пам'яті (f_z) подається завжди при $z=0$, а сигнал на виключення - при $z=1$. Аналогічно при складанні формул включення для механізму М1 не враховується значення сигналу x_1 і т.д.

Для складання формул включення необхідно, користуючись таблицею включень, для кожного вихідного сигналу виписати всі вхідні сигнали, які впливають на нього, а також значення цих вхідних сигналів в робочих і заборонених станах (табл.10.3). За значеннями вхідних сигналів в робочих станах складаються формули включення у вигляді логічного добутку цих сигналів, при цьому, значенню 0 відповідає інверсне значення аргумента. Ці формули називають початковими. Во-

*) Забороненим станом логічної функції називається такий набір значень двійкових аргументів, при яких функція обов'язково дорівнює нулю.

**) Індиферентними станами логічної функції в системах керування називають всі її стани крім робочих і заборонених. Сигнали від наборів аргументів в цих станах не впливають на дію системи керування, тобто для логічної функції може бути $f=0$ або $f=1$.

ни далі підлягають спрощенню. Наприклад, сигнал для включення пам'яті, як видно із табл.10.3 ($f_z = 1$) повинен бути при $x_1 = 1$, $x_2 = 0$, $x_3 = 1$, тому вихідна формула включення має такий вигляд $f_z = x_1 \bar{x}_2 x_3$.

Після складання формул включення для всіх вихідних сигналів їх необхідно спростити. При невеликій кількості вхідних сигналів найбільш раціонально використати спосіб перебору, який полягає в тому, що один із вхідних сигналів в формулі включення виключається і перевіряється значення одержаної більш простої функції в робочому і всіх заборонених станах. Якщо при цьому значення цієї функції в робочому стані залишається рівним 1, а у всіх заборонених станах 0, то це означає, що початкова формула вихідного сигналу спростилася. В протилежному разі потрібно виключити інший вхідний сигнал і здійснити ту ж перевірку. Процес спрощення продовжується до тих пір, поки не буде отримана формула, яка далі не спрощується. Слід пам'ятати, що з формул включення при їх спрощенні не можна виключати тактуючі сигнали. В табл.10.3 для всіх вихідних сигналів наведено початкові формули включення і спрощені формули включення, які отримані способом перебору. Спрощені формули включення записані і в таблиці включень (табл.10.2).

10.5. Побудова схеми системи керування "за шляхом" на пневматичних елементах

При побудові схеми керування "за шляхом" на пневматичних елементах в першу чергу потрібно зобразити пневмоциліндри з поршнями в лівому крайньому їх положенні для всіх механізмів, що відповідає початковим (нижнім) положенням на тактограмі (рис.10.6). Виступи (кулачки) на кінцях штоків поршнів натискають на кінцеві вимикачі (двопозиційні трьохлінійні розподільвачі) x_1 , x_2 , x_3 . Правіше викреслюються кінцеві вимикачі \bar{x}_1 , \bar{x}_2 , \bar{x}_3 в другому, верхньому положенні. Виходи всіх кінцевих вимикачів з'єднуються з входами блоку керування (на рис.10.6 він окреслений пунктиром). Під пневмоциліндрами зображуються двопозиційні чотирьохлінійні розподільвачі. Розподільвачі показані в положенні, коли стиснуте повітря надходить в правий об'єм циліндрів. Керування розподільвачами здійснюється з допомогою сигналів, що поступають з виходів блоку керування (виходи блоку керування з'єднуються з розподільвачами).

Нижче розподільвача механізму МЗ викреслюється елемент пам'яті, який є двопозиційним чотирьохлінійним розподільвачем. Дві лінії елемента пам'яті з'єднані з входами z , \bar{z} блоку керування, а дві інші - з виходами f_z , \bar{f}_z цього блоку (рис.10.6).

Побудова блоку керування зв'язана з одержаними формулами включення (табл.10.2, табл.10.3). Згідно цих таблиць в блоці керування необхідно з'єднати входи \bar{x}_3 , \bar{x}_2 , \bar{x}_1 , z , \bar{z} відповідно з виходами \bar{f}_z , f_1 , f_2 , f_2 , f_3 . А для одержання на виході сигналів $f_z = x_1 \bar{x}_2$, $f_1 = x_2 x_3 \bar{z}$, $f_3 = x_2 z$ використовуються мембранні реле УСЕППА (універсальна система елементів промислової пневмоавтоматики), які забезпечують логічне множення. Щоб отримати сигнали f_z , f_3 потрібно в

Початкові і спрощені формули включення вихідних сигналів

Назва вихідного сигналу	Вхідні сигнали	Стани		Формули включення	
		робочі	заборонені	початкові	спрощені
Пам'ять "Включено" f_z	x_1 x_2 x_3	1* 0 1	1 0 0 1 1 1 0 1 1 1 1 0	$f_z = x_1 \bar{x}_2 x_3$	$f_z = x_1 \bar{x}_2$
Пам'ять "Виключено" $f_{\bar{z}}$	x_1 x_2 x_3	1 1 0*	1 1 0 1 1 1	$f_{\bar{z}} = x_1 x_2 \bar{x}_3$	$f_{\bar{z}} = \bar{x}_3$
М1 "Вперед" f_1	x_2 x_3 z	1 1* 0	0 0 1 1 1 1 1 1 0 0 0 1 1 1 0	$f_1 = x_2 x_3 \bar{z}$	$f_1 = x_2 x_3 \bar{z}$
М1 "Назад" $f_{\bar{1}}$	x_2 x_3 z	0* 1 0	1 1 0	$f_{\bar{1}} = \bar{x}_2 x_3 \bar{z}$	$f_{\bar{1}} = \bar{x}_2$
М2 "Вперед" f_2	x_1 x_3 z	0* 1 0	1 1 1 1 1 1 0 0 0 1 1 0	$f_2 = \bar{x}_1 x_3 \bar{z}$	$f_2 = \bar{x}_1$
М2 "Назад" $f_{\bar{2}}$	x_1 x_3 z	1 1 1*	0 1 1 1 0 0	$f_{\bar{2}} = x_1 x_3 z$	$f_{\bar{2}} = z$
М3 "Вперед" f_3	x_1 x_2 z	1 1* 1	1 0 0 1 1 1 1 0 0 0 0 0 0 0 1	$f_3 = x_1 x_2 z$	$f_3 = x_2 z$
М3 "Назад" $f_{\bar{3}}$	x_1 x_2 z	1 1 0*	1 1 1	$f_{\bar{3}} = x_1 x_2 \bar{z}$	$f_{\bar{3}} = \bar{z}$

блоці керування мати по одому мембранному реле УСЕПША, а для одержання сигналу f_1 в блоці керування треба передбачити два таких реле (рис.10.6).

Після викреслення схеми системи керування перевіряється дія всієї системи керування по тактам. Наприклад, перед початком першого такту вхідні сигнали мають такі значення: $\bar{z} = x_3 = x_2 = x_1 = 1$, $z = \bar{x}_3 = \bar{x}_2 = \bar{x}_1 = 0$. По схемі (рис.10.6) із восьми вихідних сигналів потрібно перевірити значення тільки чотирьох: f_z, f_3, f_2, f_1 , т.я. будь-які значення інших вихідних сигналів ($f_{\bar{z}}, f_{\bar{3}}, f_{\bar{2}}, f_{\bar{1}}$) не впливають на дію системи керування. Як видно із рис.10.6 на початку першого такту $f_z = f_3 = f_2 = 0, f_1 = 1$. Тому в першому такті відбудеться рух поршня механізму М1 вперед (зліва направо на рис.10.6), а це в свою чергу викличе зміну значень двох вхідних сигналів x_1 і \bar{x}_1 ($x_1 = 0, \bar{x}_1 = 1$). В другому такті потрібно перевірити тільки

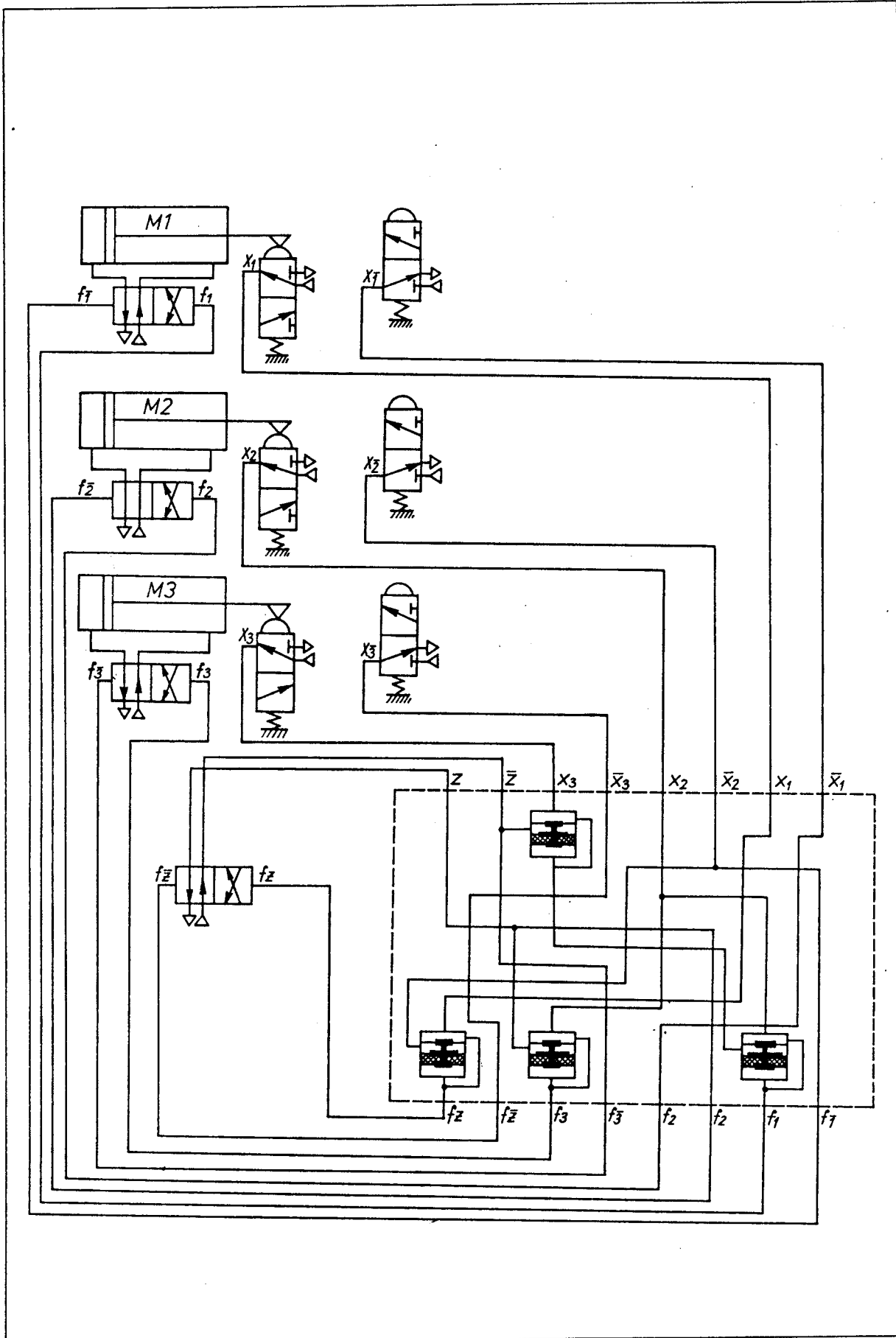


Рис. 10.6

значення вихідних сигналів f_z, f_3, f_2, f_1 . В цьому такті вказані сигнали дорівнюють $f_z = f_3 = f_1 = 0, f_2 = 1$. Це призведе до руху поршня механізму М2 вперед і т.д. Нетрудно переконатися, що система керування, яка зображена на рис.10.6, забезпечує виконання тактограми (рис.10.5).

10.6. Побудова схеми системи керування "за шляхом" на електромагнітних елементах

При викреслюванні схеми системи керування "за шляхом" на електромагнітних елементах слід мати на увазі, що вихідні ланки механізмів М1, М2, М3 є поршнями гідроциліндрів, рух яких забезпечується з допомогою розподільвачів. На схемі системи керування (рис.10.7) гідроциліндри і їх розподільвачі не зображені, т.я. їх з'єднання аналогічні зображеним на пневмосхемі (рис.10.6)*). На схемі зображено квадратами обмотки електромагнітних реле включення і виключення пам'яті $f_z, f_{\bar{z}}$, переміщення поршнів $f_1, f_{\bar{1}}, f_2, f_{\bar{2}}, f_3, f_{\bar{3}}$, які увімкнені в електричні ланцюги, що проходять від однієї до другої шини. Реле пам'яті в прикладі, який розглядається, повинно мати дві пари нормально замкнутих і дві пари нормально розімкнутих контактів, що відповідає числу букв \bar{z} і z в формулах включення.

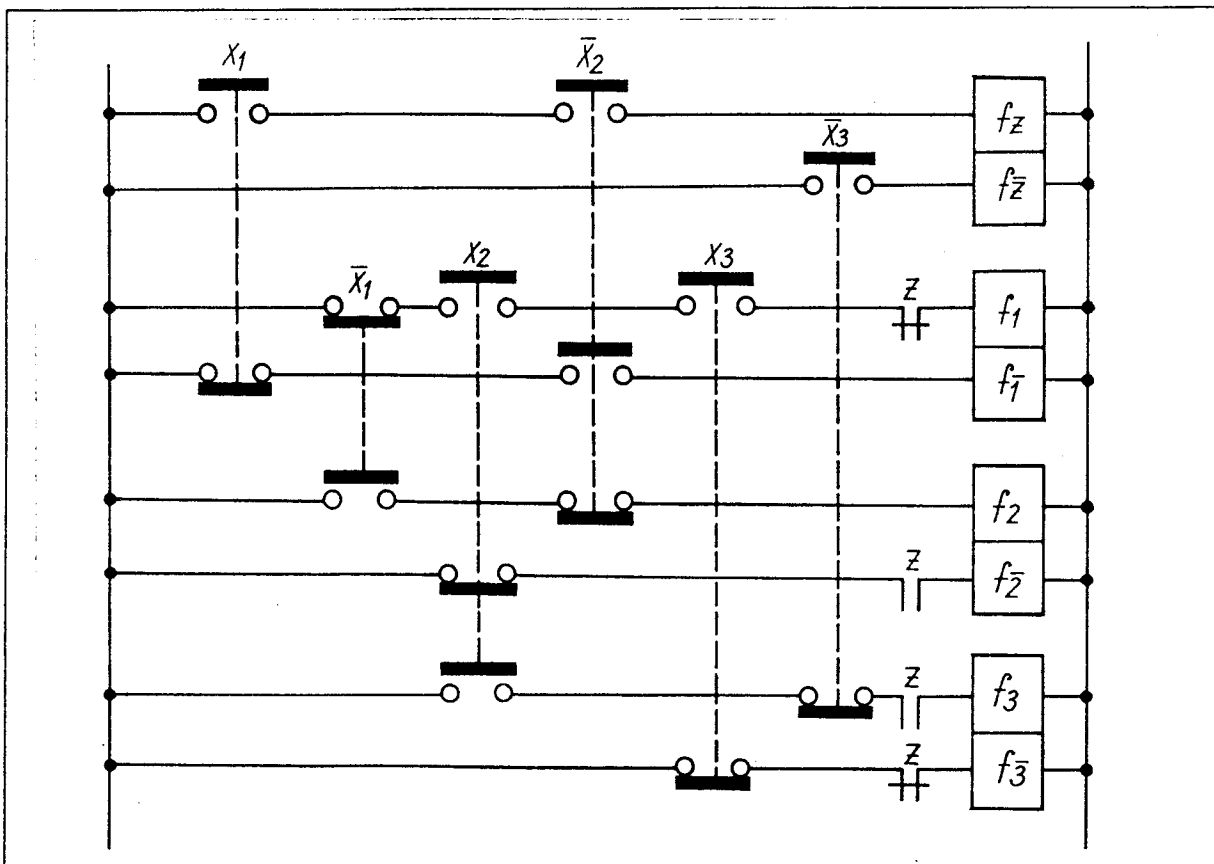


Рис. 10.7

*) Повна схема системи керування "за шляхом" на електромагнітних елементах зображена в прикладі виконання курсового проекту.

В електричному ланцюгу кожного реле потрібно показати всі ті елементи, що є в формулах включення. Наприклад, для ходу поршня механізму М3 вперед формула включення має вигляд $f_3 = x_2z$. Це означає, що в ланцюзі обмотки реле f_3 необхідно зобразити нормально розімкнутий кінцевий вимикач x_2 і нормально розімкнуті контакти реле пам'яті. Крім того, щоб ланцюг реле f_3 в кінці ходу зразу розмикався, то в нього необхідно під'єднати нормально замкнутий кінцевий вимикач \bar{x}_3 . Подібно складаються ланцюги інших реле ($f_z, \bar{f}_z, f_1, \bar{f}_1, f_2, \bar{f}_2, f_3$). Контакти реле керування розподільвачами гідроциліндрів включаються в ланцюги обмоток їх електромагнітів. На рис.10.7 вони не зображені, т.я. не зображені гідроциліндри з розподільвачами.

Для зручності читання схеми одноіменні елементи розміщують по вертикалі і з'єднують пунктирними лініями. При цьому їх порядок зліва направо такий: $x_1, \bar{x}_1, x_2, \bar{x}_2, x_3, \bar{x}_3, z$.

Після побудови схеми перевіряється дія системи керування. В початковий момент кінцеві вимикачі x_1, x_2, x_3 натиснені, замкнутий ланцюг електромагнітного реле f_1 , поршень гідроциліндра механізму М1 переміщається вправо (вперед). В кінцевому правому положенні натискається кінцевий вимикач \bar{x}_1 , а вимикач x_1 ненатиснутий, ланцюг реле f_1 розмикається. Замикається ланцюг реле f_2 , поршень гідроциліндра механізму М2 переміщається вправо і т.д. Таким чином, видно, що складена схема керування на електромагнітних елементах забезпечує керування механізмами М1,М2,М3 згідно з наведеною вище тактограмою (рис.10.5).

ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект з теорії механізмів і машин, як правило, складається з чотирьох або п'яти частин. В даному посібнику описано фактично шість частин проекту. Які частини повинні виконувати студенти вирішує кафедра, яка веде учбовий процес по дисципліні, враховуючи специфіку тої чи іншої спеціальності. В даному розділі на прикладі одного завдання на курсовий проект показано, як потрібно виконувати всі шість частин проекту.

11.1. Завдання на курсовий проект

Необхідно спроектувати і дослідити механізми кисневого двоциліндрового компресора (рис.11.1) за такими даними:

хід поршнів компресора $H_F = 70$ мм;

кут повороту коромисла $\beta = 36^\circ$;

конструктивний кут $\gamma = 165^\circ$;

розмір по стояку $X_C = 118$ мм;

максимальний кут тиску для ланок 4 і 5 $\nu_{\max} = 8^\circ$;

кутова швидкість колінчастого вала (середня) $\omega_1 = 8\pi$ рад / с;

максимальний тиск в циліндрах $p_{\max} = 15$ МПа;

діаметр циліндрів $d = 75$ мм;

вага ланки 1 $G_1 = 5$ Н;

вага ланки 2 $G_2 = 12$ Н;

вага ланки 3 $G_3 = 28$ Н;

вага ланки 4 $G_4 \approx 0$;

вага ланки 5 $G_5 = 49$ Н;

момент інерції ланки 1 відносно осі, що проходить через центр мас ланки,
 $J_{S_1} \approx 0$;

момент інерції ланки 2 відносно осі, що проходить через центр мас ланки,
 $J_{S_2} = 0,1$ кгм²;

момент інерції ланки 3 відносно осі, яка проходить через центр мас ланки,
 $J_{S_3} = 0,6$ кгм²;

маховий момент ротора електродвигуна $mD^2 = 0,2237$ кгм²;

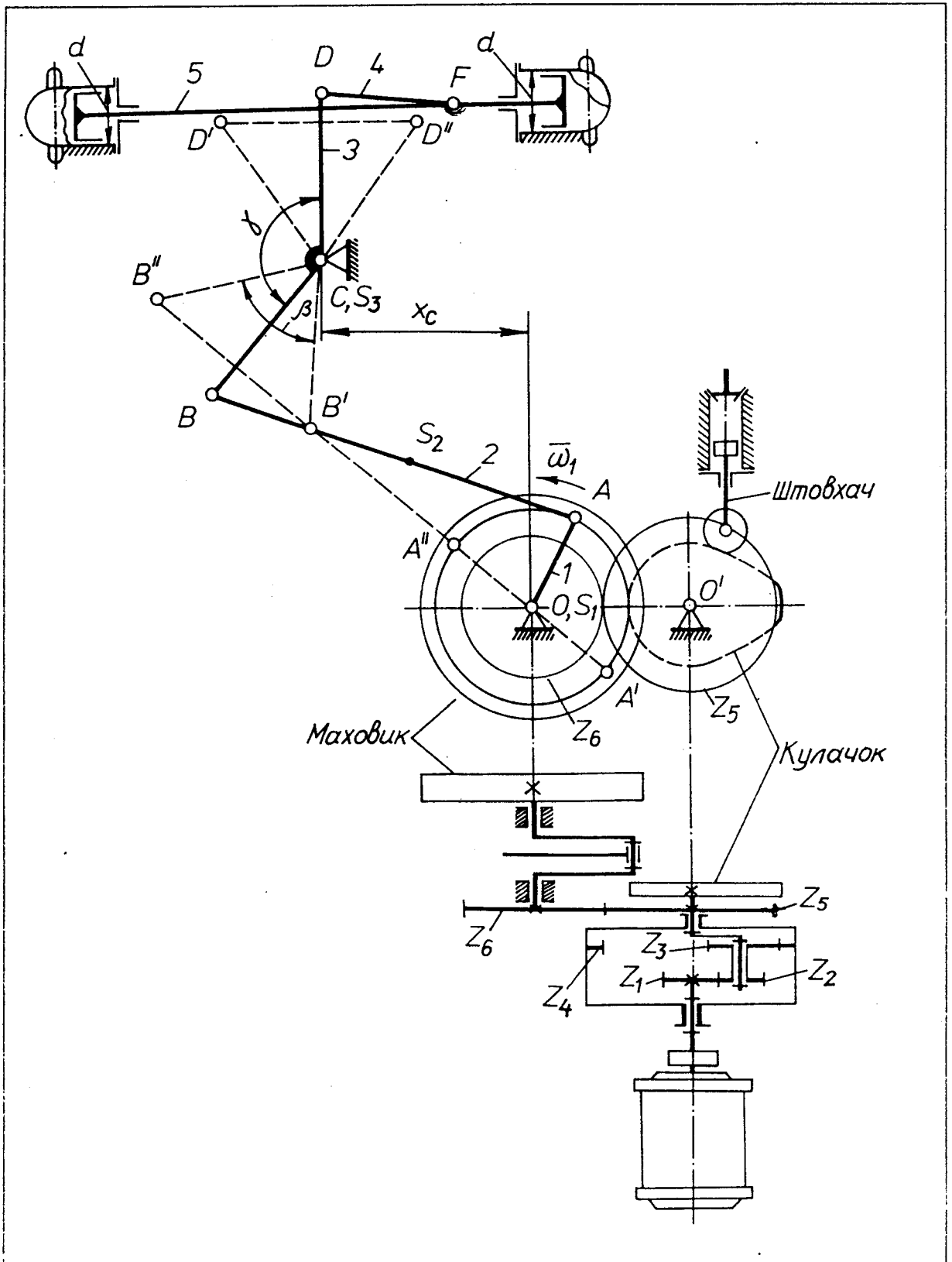


Рис. 11.1

маховий момент планетарного редуктора відносно осі колеса z_5
 $(mD^2)_* = 0,15 \text{ кгм}^2$;

коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала $\delta = 1/15$;

досліджувані положення механізму 1 і 7;

кут робочого профілю кулачка $\varphi_p = 180^\circ$;

хід плунжера масляного насоса (штовхача кулачкового механізму) $h = 35$ мм;
числа зубів коліс $z_5 = 12$, $z_6 = 18$;
модуль зубчастих коліс z_5, z_6 $m = 5$ мм;
максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі $\nu_d = 30^\circ$;
кутова швидкість електродвигуна $\omega_d = 97\pi$ рад /с ;
коефіцієнт зміни середньої швидкості ланки 5 важільного механізму $K_v = 1$;
середнє положення стержня DC ланки 3 - вертикальне; $l_{DC} = l_{BC}$; число сателітів в планетарному редукторі $K = 3$.

Тиск в циліндрах компресора міняється по закону, який зображено на рис.11.2. Для побудови кривих рис.11.2 необхідно використати дані табл.11.1.

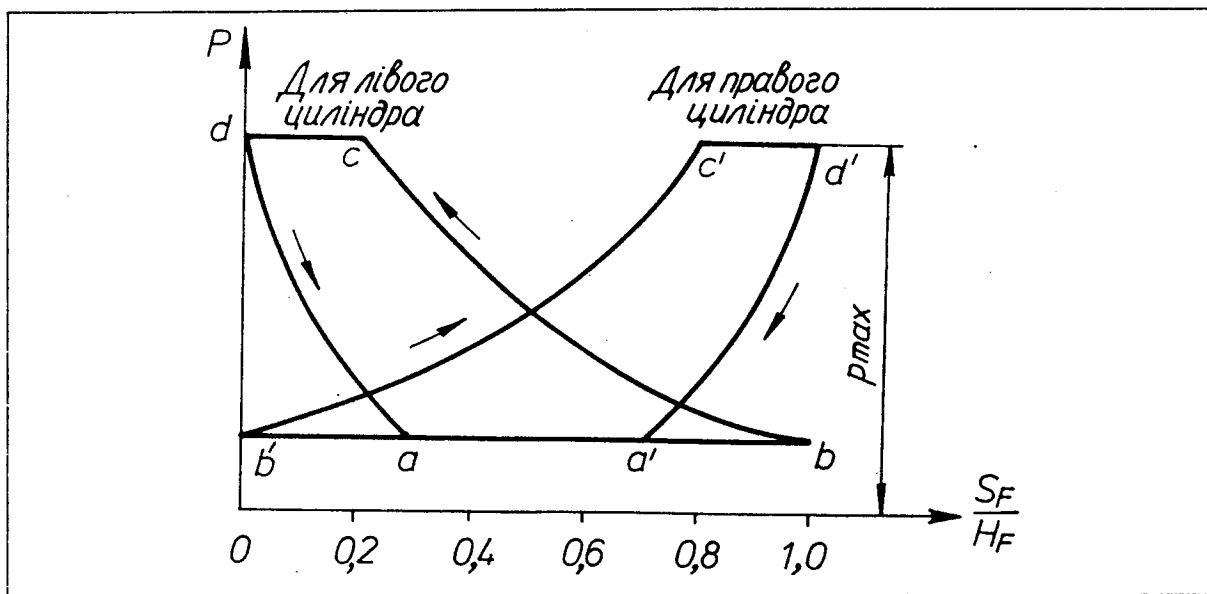


Рис.11.2

Таблиця 11.1

Дані для побудови індикаторних діаграм компресора *)

Рух поршня		S_F/H_F	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
лівий циліндр	вправо	$\frac{P}{P_{max}}$	1	0,5	0,28	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	вліво	$\frac{P}{P_{max}}$	1	1	1	0,74	0,57	0,46	0,38	0,32	0,27	0,23	0,2
правий циліндр	вліво	$\frac{P}{P_{max}}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,28	0,5	1
	вправо	$\frac{P}{P_{max}}$	0,2	0,23	0,27	0,32	0,38	0,46	0,57	0,74	1	1	1

*) S_F - віддалення точки F механізму від лівого її крайнього положення.

Крім того, задається закон руху штовхача (рис.11.3) кулачкового механізму.

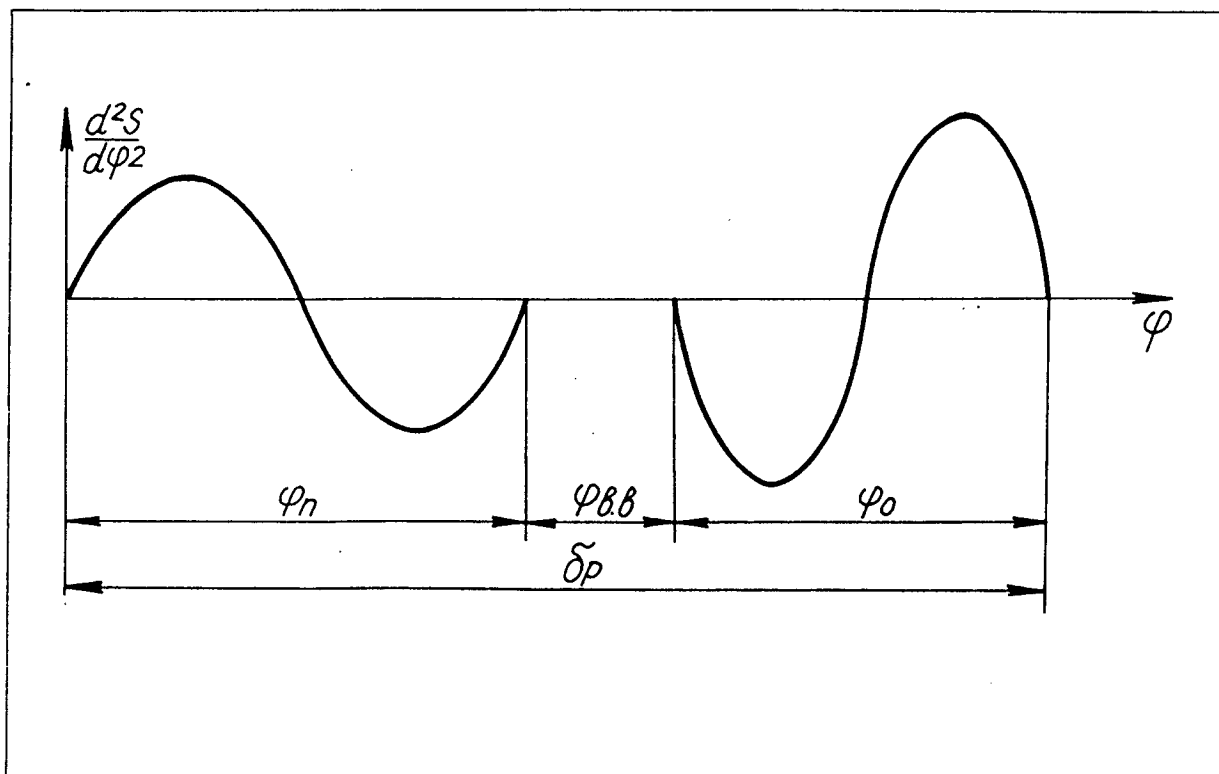


Рис. 11.3

На рис.11.3 :

$\varphi_n, \varphi_{вв}, \varphi_o$ - фазові кути профілю кулачка;

h - віддалення штовхача від його нижнього положення.

При синтезі кулачкового механізму необхідно прийняти $\varphi_n = (0,54 - 0,02n) \varphi_p$,
 $\varphi_o = (0,36 + 0,02n) \varphi_p$, $\varphi_{вв} = 0,1 \varphi_p$,

де n - номер варіанта завдання (в нашому випадку $n = 1$).

Завдання на курсовий проект мають комплексний вигляд, так як, крім проектування механізмів, що входять до складу машини, і дослідження закону їх руху, вимагається спроектувати систему керування трьома виконавчими механізмами. Для проектування системи керування задається шифр циклограми **223131**. Система керування може бути спроектованою на пневмо- або електромагнітних елементах (по узгодженню з викладачем).

11.2. Проектування важільного механізму машини і визначення закону її руху при усталеному режимі роботи (перша частина проекту, лист 1)

Структурний аналіз важільного механізму компресора. Визначаємо число ступеней свободи (рухомість) механізму (рис.11.4), користуючись формулою П.Л.Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1,$$

де n - число рухомих ланок механізму;

p_5 - число кінематичних пар п'ятого класу;

p_4 - число кінематичних пар четвертого класу.

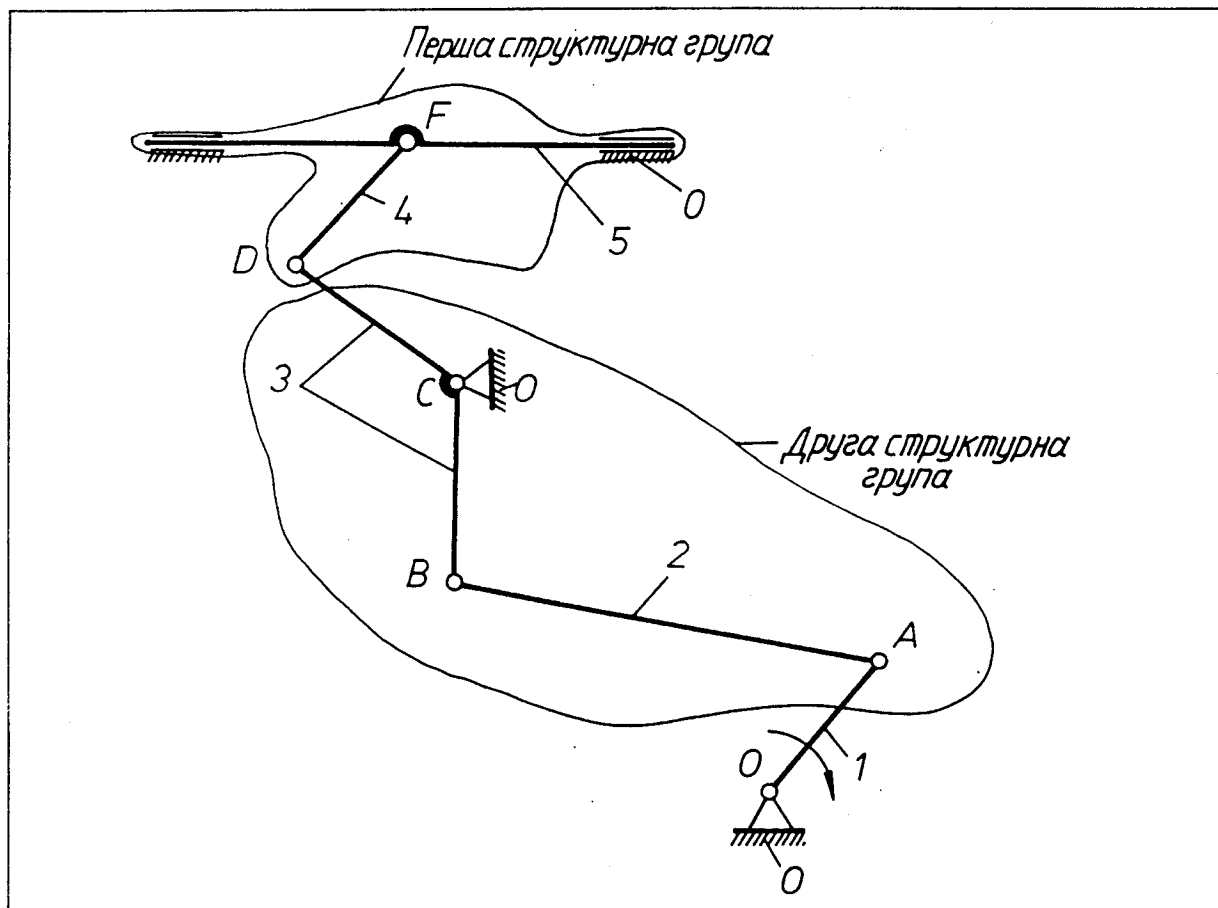


Рис. 11.4

Так як $W = 1$, то це означає, що механізм повинен мати одну вхідну ланку. За вхідну ланку вибираємо ланку 1, що зумовлено тим, що ця ланка приводиться в обертальний рух від двигуна. Далі розбиваємо механізм на структурні групи. Першу структурну групу в порядку від'єднання від механізму утворюють ланки 4 і 5, а другу - ланки 2 і 3 (рис. 11.4). Обидві структурні групи належать по класифікації І.І.Артоболевського до другого класу. Таким чином механізм складається із нерухомої ланки 0, вхідної ланки 1 і двох структурних груп другого класу. А тому цей механізм належить до другого класу.

Проектування важільного механізму. Важільний механізм компресора є основним його механізмом. Виконання проекту починаємо з проектування цього механізму. За формулою (2.19) знаходимо кут θ

$$\theta = 180^\circ \frac{K_v - 1}{K_v + 1} = 180^\circ \frac{1 - 1}{1 + 1} = 0,$$

θ - це гострий кут між лініями, які утворюють кривошип і шатун у витягнутому і накладеному положеннях. В даному випадку ці лінії співпадають (рис.11.5).

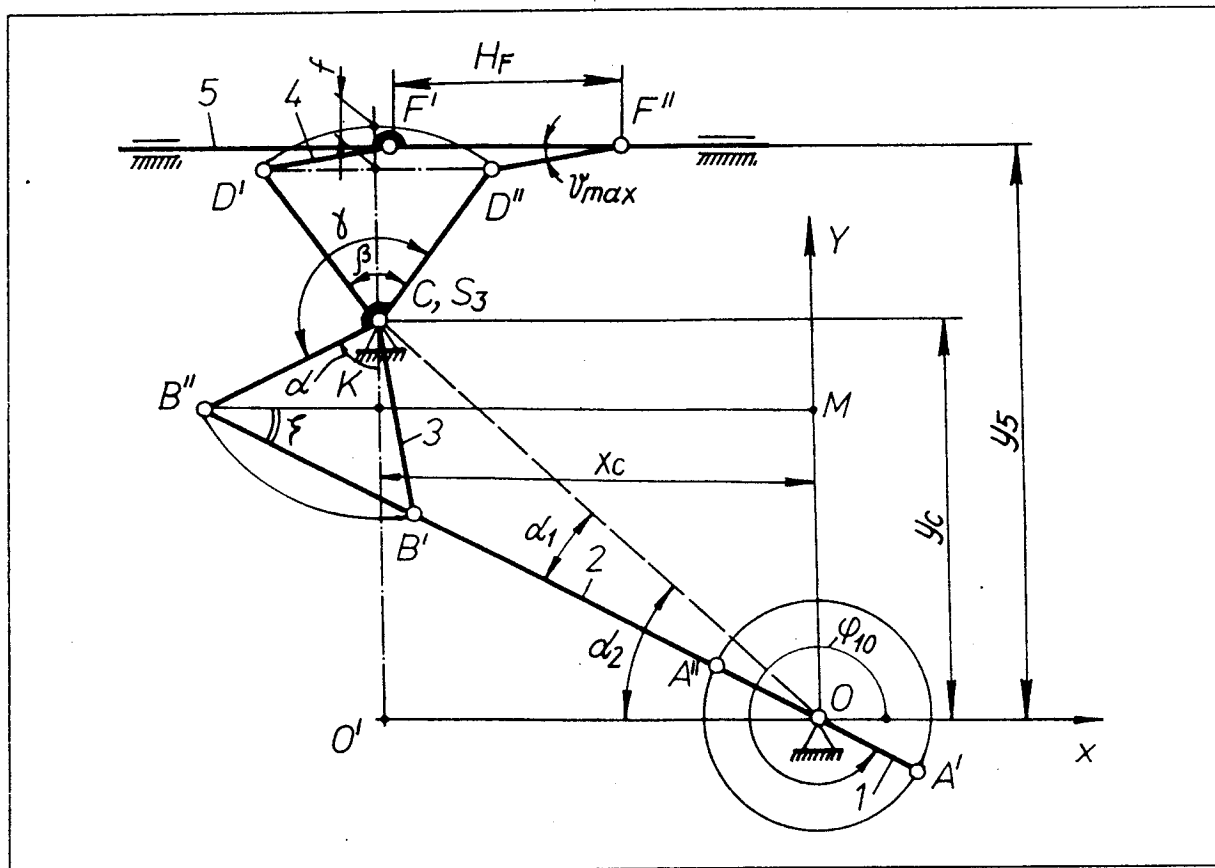


Рис. 11.5

Так як крайні положення стержня DC коромисла 3 симетричні відносно вертикалі, то чотирикутник $D'F'F''D''$ - паралелограм, а тому $l_{D'D''} = H_F$. Враховуючи те, що згідно завдання на проект $l_{BC} = l_{DC}$, одержуємо, що і $l_{B'B''} = H_F$. Довжина кривошипа на основі першої формули (2.17) буде

$$l_{OA} = \frac{l_{OB''} - l_{OB'}}{2} = \frac{H_F}{2} = \frac{70}{2} = 35 \text{ мм.}$$

Позначимо $\angle B''CK = \alpha$, $\angle OB''M = \zeta$ (рис.11.5).

Вказані кути дорівнюють $\alpha = 180^\circ - \left(\gamma - \frac{\beta}{2}\right) = 180^\circ - (165^\circ - 18^\circ) = 33^\circ$;

$$\zeta = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 165^\circ = 15^\circ.$$

Знаходимо довжини плечей l_{DC} і l_{BC} коромисла

$$l_{DC} = l_{BC} = \frac{H_F}{2 \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{70}{2 \sin 18^\circ} = 113,26 \text{ мм.}$$

Обчислюємо відстань $l_{OB''}$ ($l_{OB''} = l_{OA} + l_{AB}$)

$$l_{OB''} = \frac{l_{BC} \sin \alpha + X_C}{\cos \zeta} = \frac{113,26 \times \sin 33^\circ + 118}{\cos 15^\circ} = 186,02 \text{ мм}$$

і довжину шатуна

$$l_{AB} = l_{OB''} - l_{OA} = 186,02 - 35 = 151,02 \text{ мм.}$$

Напряму ланки 5 розміщаємо посередині стрілки f (рис.11.5) (див.розділ 2), величина якої дорівнює

$$f = l_{DC} \left(1 - \cos \frac{\beta}{2} \right) = 113,26(1 - \cos 18^\circ) = 5,54 \text{ мм.}$$

Максимальне значення кута тиску між ланками 4 і 5 при цьому матиме місце в двох крайніх положеннях механізму і при вертикальному положенні стержня DC коромисла. Враховуючи сказане, довжину шатуна 4 визначаємо так

$$l_{DF} = \frac{f}{2 \sin v_{\max}} = \frac{5,54}{2 \sin 8^\circ} = 19,90 \text{ мм.}$$

І, накінець, обчислюємо довжини Y_C і Y_5 :

$$Y_C = l_{BC} \cos \alpha + l_{OB'} \sin \zeta = 113,26 \cos 33^\circ + 186,02 \sin 15^\circ = 143,13 \text{ мм.}$$

$$Y_5 = Y_C + l_{DC} - \frac{f}{2} = 143,13 + 113,126 - \frac{5,54}{2} = 253,62 \text{ мм.}$$

Таким чином, встановлено всі геометричні параметри, які визначають кінематичну схему механізму. Це означає, що синтез механізму завершено.

Побудова кінематичної схеми важільного механізму компресора і графіків сил корисного опору. Для побудови кінематичної схеми важільного механізму приймаємо масштабний коефіцієнт довжини $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$, який відповідає стандартному масштабу $M1:2$. Вибираємо положення нерухомої точки O і радіусом OA проводимо коло ($OA = l_{OA}/\mu_l$, аналогічно знаходяться і всі інші відрізки, які зображають лінійні розміри механізму) (див. лист 1). З допомогою відомих координат X_C і Y_C знаходимо положення другої нерухомої точки C механізму. Від точки O вгору по вертикалі відкладаємо відрізок, що зображує довжину Y_5 , і через одержану точку проводимо горизонтальну лінію. При цьому одержуємо напрямну руху 5-ої ланки. Методом засічок будуємо нульове положення механізму, при якому кривошип і шатун накладаються один на одного. Від одержаної точки A_0 траєкторію точки A розбиваємо на 12 рівних частин і номеруємо одержані точки в напрямі обертання кривошипа. Тим же методом засічок будуємо всі інші 11 положень механізму.

Побудову графіків сил корисного опору, прикладених до лівого і правого поршнів компресора, починаємо з визначення максимального значення цих сил

$$P_{\max} = \frac{\pi d^2}{4} p_{\max} = \frac{\pi \times 0,075^2}{4} \times 15 \times 10^6 = 66286 \text{ Н.}$$

Далі вибираємо дві системи координат $P_0^{(n)} - S_F$, $P_0^{(n)} - S_F$ ($P_0^{(n)}$, $P_0^{(n)}$ - сили корисного опору, прикладені відповідно до лівого і правого поршнів компресора). По осям абсцис обох систем координат відкладаємо відрізок F_0F_6 , взятий із кінематичної схеми важільного механізму, ділимо його на десять рівних частин і одержані точки позначаємо: 0,0; 0,1; 0,2 і т.д. до 1,0. При цьому масштабний коефіцієнт $\mu_s = 0,002 \text{ м/мм}$. З допомогою табл.11.1 завдання на проект обчислюємо ординати графіків сил для лівого і правого поршнів компресора при русі їх вправо і вліво за формулами

$$\begin{aligned} Y_{0,1i}^n &= Y_{\max} k_{ni}^{n(n)}, \\ Y_{0,1i}^n &= Y_{\max} k_{ni}^{n(n)}, \end{aligned} \quad (11.1)$$

де $Y_{0,1i}^n$, $Y_{0,1i}^n$ - ординати графіків сил для лівого і правого поршнів ($i = 0, 1, 2, \dots, 10$);

$Y_{\max} = 25$ мм (прийнято при побудові графіків);

$$k_{li}^{n(n)} = \begin{cases} k_{li}^n \text{ рух поршня вправо,} \\ k_{li}^n \text{ рух поршня вліво,} \end{cases}$$

$$k_{ni}^{n(n)} = \begin{cases} k_{ni}^n \text{ рух поршня вправо,} \\ k_{ni}^n \text{ рух поршня вліво,} \end{cases}$$

$k_{li}^{n(n)}, k_{ni}^{n(n)}$ - коефіцієнти, які беруться по табл.11.1, і дорівнюють відношенню p/p_{\max} при $S_F/H_F = 0,1i$ ($i = 0,1,2,\dots,10$).

Наприклад, для правого поршня при його русі вправо для $S_F/H_F = 0,3$ ($i=3$) маємо:
 $Y_{0,3}^n = Y_{\max} k_{n3}^n = 25 \times 0,32 = 8$ мм.

Результати обчислень вказаних ординат подані в табл.11.2

Таблиця 11.2

Значення ординат графіків сил корисного опору для лівого і правого поршнів компресора, мм

	Рух поршня	i	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		$S_F/H_F = 0,1i$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
лівий цил.	вправо	$Y_{0,1i}^n$	25	12,5	7	5	5	5	5	5	5	5	5
	вліво	$Y_{0,1i}^n$	25	25	25	18,5	14,25	11,5	9,5	8,0	6,75	5,75	5
правий цил.	вліво	$Y_{0,1i}^n$	5	5	5	5	5	5	5	5	7	12,5	25
	вправо	$Y_{0,1i}^n$	5,0	5,75	6,75	8,0	9,5	11,5	14,3	18,5	25	25	25

Відклавши ці ординати в системах координат $P_0^{(a)} - S_F, P_0^{(n)} - S_F$ і сполучивши одержані точки плавною кривою, одержуємо графіки сил корисного опору для лівого і правого поршнів компресора. Після цього витираємо всі надписи і ординати, з допомогою яких були побудовані графіки. По осям абсцис відкладаємо відрізки F_0F_i ($i = 0,1,2,\dots,12$), взяті з кінематичної схеми механізму. Через одержані точки проводимо ординати і позначаємо їх. Масштабний коефіцієнт осей ординат побудованих графіків дорівнює

$$\mu_p = \frac{P_{\max}}{Y_{\max}} = \frac{66268}{25} = 2650,7 \text{ Н/мм.}$$

На графіках при стиску кисню ординати від'ємні, а при розширенні - ординати додатні. Числові значення сил опору, прикладених до поршнів, визначаються так

$$\begin{aligned} P_{0i}^{(a)} &= ii' \mu_p, \text{ Н,} \\ P_{0j}^{(n)} &= jj' \mu_p, \text{ Н,} \end{aligned} \tag{11.2}$$

де ii', jj' - ординати графіків сил (див. лист1). Результати розрахунку за формулами (11.2) наведені в табл.11.3.

Таблиця 11.3

Числові значення сил корисного опору

	Номера положень механізму ($i=0,1...12$)	0, 12	1	2	3	4	5
	Сили опору						
правий порш.	$P_{0i}^n, \text{Н}$	-13253,5 13253,5	-14843,9	-18024,8	-26241,9	-47712,6	-66268
лівий порш.	$P_{0i}^n, \text{Н}$	66268 -66268	41881	18554,9	13253,5	13253,5	13253,5
сумар. сила	$P_{0i}^n + P_{0i}^n, \text{Н}$	53014,5 -53014,5	27037,1	530,1	-12988,4	-34459,1	-53014,5

	Номера положень механізму ($i=0,1...12$)	6	7	8	9	10	11
	Сили опору						
правий поршень	$P_{0i}^n, \text{Н}$	-66268	45061,9	14313,8	13253,5	13253,5	13253,5
лівий поршень	$P_{0i}^n, \text{Н}$	13253,5	-14843,9	-21205,6	-33929	-66268	-66268
сумарна сила	$P_{0i}^n + P_{0i}^n, \text{Н}$	-53014,5	30218	-6891,8	-20675,5	-53014,5	-53014,5

Розрахунок зведених моментів сил опору, сил ваги і зведеного моменту інерції машини. Зведені моменти сил опору, сил ваги і інерції машини для даного завдання розраховуються за такими формулами:

$$M_{38}^o = (P_0^{(n)} + P_0^{(n)}) \left| \frac{V_F}{\omega_1} \right|, \text{Нм}, \quad (11.3)$$

$$M_{38}^G = -G_2 \frac{V_{S2}^{(y)}}{\omega_1}, \text{Нм}, \quad (11.4)$$

$$J_{z6} = \frac{mD^2}{4} \left(\frac{\omega_d}{\omega_1} \right)^2 + \frac{(mD^2)_*}{4} \left(\frac{z_6}{z_5} \right)^2 + \frac{G_2}{g} \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_{S3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \frac{G_5}{g} \left(\frac{V_F}{\omega_1} \right)^2, \text{ кгм}^2. \quad (11.5)$$

Для обчислення цих моментів була використана готова програма MD1D2 (див. додаток 6), яка підготовлена для ПЕОМ і забезпечує виконання кінематичного і силового аналізу механізму з структурними групами першого та другого видів і знаходження зведених моментів M_{z6}^O , M_{z6}^G і J_{z6} . З метою виконання цієї програми необхідно здійснити увід цілого ряду параметрів і дати відповідь на питання ЕОМ. Цей процес виконується послідовно, в діалоговому режимі з ЕОМ.

Параметри, які вводяться - це параметри вхідної ланки, структурної групи першого виду, нерухомого центра кінематичної пари діади 1, структурної групи другого виду, маси ланок механізму, моменти інерції ланок, сила, що прикладена до ланки 5, у всіх положеннях механізму.

Нижче наведені запитання ЕОМ і відповіді на них, параметри, які вводяться в ЕОМ, і їх числові значення:

Схема Варіант

10 1

Вкажіть контрольне положення механізму

1

L1 L2 LS1 X0 Y0 F10 B1 DF1

0.035 0.0 0.0 0.0 0.0 345.001 0.0 30.0

LDI1 (L11 L12 L14 L15 LS11 LS12 BETA11 BETA12)

0.15102 0.11326 0. 0.11326 0.07551 0. 0. 195.0

Яка кінематична пара діади-1 нерухома ?

13

T13 (1...8)

-0.118 0.14313 0. 0. 0. 0. 0. 0.

LD12 (L21 L22 LS21 H ALFA21 BETA21 XK YK)

0.0199 0. 0.00995 0. 0. 0. 0. 0.25362

M1 M2 M3 M4 M5

0.509 1.213 2.844 0. 5.0

J0 JS2 JS3 JS4

8.306 0.1 0.6 0.

P (0...12)

53014.5 27037.1 530.1 -12988.4 -34459.1 -53014.5

-53014.5 30218. -6891.8 -20675.5 -53014.5 -53014.5

-53014.5

Вкажіть, яку задачу розв'язуєте ?

При кінематичному аналізі введіть цифру 1.

При силовому аналізі введіть цифру 2.

1

AV5

0.

Параметри уводу і їх позначення описані в попередніх розділах. Числові значення частини цих параметрів взяті із завдання на курсовий проект, а іншої частини одержані в результаті синтезу важільного механізму, побудови його кінематичної схеми і графіків сил корисного опору. Зупинемося тільки на двох параметрах φ_{10} (FIO) (φ_{10} - кут, який характеризує положення кривошипа в нульовому положенні механізму в декартовій системі координат) і J_0 (JO) (J_0 - постійна частина зведеного моменту інерції машини).

Користуючись рис.11.5 можна записати

$$\varphi_{10} = 360^\circ - (\alpha_2 - \alpha_1). \quad (11.6)$$

Кут α_1 знаходимо, розглядаючи $\Delta O B' C$. Попередньо знаходимо l_{OC} :

$$l_{OC} = (X_C^2 + Y_C^2)^{1/2} = (118^2 + 143,13^2)^{1/2} = 185,5 \text{ мм.}$$

По теоремі косинусів маємо

$$\alpha_1 = \arccos \frac{l_{OB'}^2 + l_{OC}^2 - l_{BC}^2}{2 l_{OB'} l_{OC}} = \arccos \frac{116,02^2 + 185,5^2 - 113,26^2}{2 \times 116,02 \times 185,5} = 35,498^\circ.$$

Тоді за формулою (11.6) одержимо

$$\varphi_{10} = 360^\circ - \left(\arctg \frac{143,13}{118} - 35,498^\circ \right) = 345,001^\circ.$$

З (11.5) витікає, що постійна частина зведеного моменту інерції машини дорівнює

$$J_0 = \frac{mD^2}{4} \left(\frac{\omega_d}{\omega_1} \right)^2 + \frac{(mD^2)_*}{4} \left(\frac{z_6}{z_5} \right)^2 = \frac{0,2237 \left(\frac{97\pi}{8\pi} \right)^2}{4} + \frac{0,15 \left(\frac{18}{12} \right)^2}{4} = 8,306 \text{ кгм}^2.$$

Результати виконання програми MD1D2 після уводу описаних вище параметрів подані в табл.11.4. В ній роздруковані числові значення уведених параметрів, функцій положення ланок, перших і других передаточних функцій (аналогів швидкостей і прискорень) ланок і центрів їх мас, а також зведені моменти сил опору $M_{зв}^O$ (PMP), сил ваги $M_{зв}^G$ (PMG) і інерції машини $J_{зв}$ (PJ).

З метою перевірки одержаних результатів зведених моментів обчислимо їх за формулами (11.3)...(11.5) з допомогою плану швидкостей в контрольному положенні 1 (контрольне положення видає викладач, який керує виконанням курсового проекту).

Будуємо план швидкостей в положенні 1. Швидкість точки A в цьому положенні дорівнює

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = 8\pi \times 0,035 = 8,797 \times 10^{-1} \text{ м/с.}$$

Знаходимо масштабний коефіцієнт плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{V_A}{p_v a_1} = \frac{8,797 \times 10^{-1}}{60} = 1,466 \times 10^{-2} \frac{\text{м}}{\text{с мм}},$$

де $p_v a_1$ - відрізок на плані швидкостей, який зображує вектор \bar{V}_A (див лист 1).

Швидкість точки B₁ визначаємо із розв'язку векторного рівняння

$$\begin{matrix} \bar{V}_B \\ \perp B_1C \end{matrix} = \begin{matrix} \bar{V}_A \\ \perp A_1B_1 \end{matrix} + \bar{V}_{BA};$$

Результати виконання програми MD1D2 :

СХЕМА - 10 ВАРИАНТ - 3

ВХІДНІ ДАНІ

ВХОDK (.035 .000 .000 .000 .000 345.0 .0 30.0)
 LDI1(.151 .113 .000 .113 .075 .000 .0 195.0)
 T13(-.118 .143 .000 .000 .000 .000 .000 .000)
 LDI2(.020 .000 .010 .254 .0 .0 .000 .000)
 M1= .5 M2= 1.2 M3= 2.8 M4= .0 M5= 5.0
 JO= 8.306 JS2= .100 JS3= .600 JS4= .000
 P(53014.5 27037.0 530.0 -12988.0 -34459.0 -53014.5
 -53014.5 30218.0 -6891.0 -20675.0 -53014.5 -53014.5 -53014.5)
 W1= 25.12 E1= .00 AV5= .0130 КОНТР.ПОЛ. - 1

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ

N	FI1	FI2	FI3	FI4	AW2	AW3	AW4	AS2X
0	345.0	164.9	273.0	10.2	.2319	-.0003	-.0005	-.0310
1	375.0	172.0	271.2	7.1	.2279	-.1225	-.1939	-.0292
2	405.0	177.9	265.9	.1	.1518	-.2270	-.2417	-.0224
3	435.0	180.5	257.8	-5.4	.0115	-.3060	-.0839	-.0092
4	465.0	178.4	248.2	-3.4	-.1480	-.3162	.2125	.0113
5	495.0	172.3	240.1	5.2	-.2417	-.2026	.2961	.0298
6	525.0	164.9	237.0	10.3	-.2317	.0003	-.0005	.0359
7	555.0	158.9	239.9	5.5	-.1656	.1847	-.2734	.0318
8	585.0	155.1	247.2	-2.8	-.0878	.2910	-.2226	.0205
9	615.0	153.7	256.5	-5.6	-.0062	.3115	.0456	.0036
10	645.0	154.8	265.1	-.7	.0840	.2524	.2505	-.0143
11	675.0	158.7	271.0	6.9	.1739	.1348	.2117	-.0268
12	705.0	164.9	273.0	10.2	.2318	-.0003	-.0004	-.0310

ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ МЕХАНІЗМУ І ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ СИЛ ОПОРУ

N	AE2	AE3	AE4	AV5	PJ	PMP	PMG
0	.0580	-.1873	-.3329	.0000	8.312	1.68	-.20
1	-.0759	-.1617	-.1741	.0138	8.322	372.25	-.20
2	-.2132	-.1362	.1410	.0252	8.343	13.36	-.16
3	-.3091	-.0791	.5090	.0344	8.370	-446.52	-.10
4	-.2694	.0664	.5174	.0357	8.376	-1231.43	-.02
5	-.0745	.2498	-.1400	.0216	8.339	-1144.30	.08
6	.0929	.3002	-.5341	.0000	8.312	-1.37	.20
7	.1448	.2134	-.1292	-.0196	8.332	592.90	.26
8	.1510	.0899	.4060	-.0328	8.364	-226.02	.22
9	.1632	-.0301	.5462	-.0351	8.372	-725.56	.10
10	.1790	-.1342	.2211	-.0280	8.350	-1485.18	-.04
11	.1532	-.1911	-.2008	-.0151	8.322	-802.94	-.15
12	.0580	-.1873	-.3329	.0000	8.312	-1.52	-.20

$$V_B = (p, b_1) \mu_v = 22,5 \times 1,466 \times 10^{-2} = 3,299 \times 10^{-1} \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = (a_1 b_1) \mu_v = 58,5 \times 1,466 \times 10^{-2} = 8,576 \times 10^{-1} \text{ м/с}.$$

Швидкість точки D_1 : $V_D = V_B = 3,299 \times 10^{-1} \text{ м/с}$. Вектор \bar{V}_D напрямлений перпендикулярно D_1C .

Розв'язуємо векторне рівняння

$$\begin{array}{ccc} \bar{V}_F = \bar{V}_D + \bar{V}_{FD} \\ \text{горизонт.} & & \perp F_1D_1 \end{array}$$

і знаходимо

$$V_F = (p, f_1) \mu_v = 21,5 \times 1,466 \times 10^{-2} = 3,152 \times 10^{-1} \text{ м/с};$$

$$V_{FD} = (f_1 d_1) \mu_v = 6 \times 1,466 \times 10^{-2} = 8,796 \times 10^{-2} \text{ м/с}.$$

Так як точка S_2 ділить A_1B_1 пополам, то і s_2 на плані швидкостей ділить відрізок a_1b_1 теж пополам. Швидкість точки S_2

$$V_{S_2} = (p, s_2) \mu_v = 34,3 \times 1,466 \times 10^{-2} = 5,028 \times 10^{-1} \text{ м/с}.$$

Проекція \bar{V}_{S_2} на вертикальний напрям

$$V_{S_2}^g = (p, s_2^g) \mu_v = 28,5 \times 1,466 \times 10^{-2} = 4,178 \times 10^{-1} \text{ м/с}.$$

Кутові швидкості другої, третьої і четвертої ланок дорівнюють

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{8,576 \times 10^{-1}}{151,02 \times 10^{-3}} = 5,679 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{BC}} = \frac{3,299 \times 10^{-1}}{113,26 \times 10^{-3}} = 2,914 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$$\omega_4 = \frac{V_{FD}}{l_{FD}} = \frac{8,796 \times 10^{-2}}{19,9 \times 10^{-3}} = 4,42 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Тепер розраховуємо зведені моменти в контрольному положенні

$$M_{z_6(1)}^O = (P_0^n + P_0^n) \left| \frac{V_F}{\omega_1} \right| = 27037,1 \times \frac{3,152 \times 10^{-1}}{8\pi} = 339,08 \text{ Нм},$$

$$M_{z_6(1)}^G = -G_2 \frac{V_{S_2}^g}{\omega_1} = -12 \times \frac{4,178 \times 10^{-1}}{8\pi} = -0,199 \text{ Нм},$$

$$\begin{aligned} J_{z_6(1)} &= J_0 + \frac{G_2}{g} \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \frac{G_5}{g} \left(\frac{V_F}{\omega_1} \right)^2 = \\ &= 8,306 + \frac{12}{9,81} \left(\frac{5,028 \times 10^{-1}}{8\pi} \right)^2 + 0,1 \left(\frac{5,679}{8\pi} \right)^2 + 0,6 \left(\frac{2,914}{8\pi} \right)^2 + \\ &\quad + \frac{49}{9,81} \left(\frac{3,152 \times 10^{-1}}{8\pi} \right)^2 = 8,320 \text{ кгм}^2. \end{aligned}$$

Порівнюючи отримані результати з результатами розрахунку з допомогою ЕОМ (табл.11.4), приходимо до висновку про задовільне їх співпадання. Ті розходження, які мають при цьому місце, зумовлені тим, що числові значення плану швидкостей завжди треба розглядати як наближені. Крім того, план швидкостей в

даному випадку досить малий ($p, a_1 = 60$ мм), а чим менший план швидкостей, тим більша похибка при визначенні швидкостей точок і ланок механізму.

Якщо немає можливості використати готову програму для розрахунку зведених моментів, то в такому разі необхідно самостійно скласти алгоритм визначення аналогів швидкостей, які необхідні для обчислення зведених моментів M_{36}^O, M_{36}^G і J_{36} (див. формули (11.3)...(11.5)).

Нижче приводимо формули для знаходження аналогів швидкостей механізму компресора з короткими вказівками.

Користуючись методом замкнутого векторного контуру, описаним в підрозділі 4.4 на прикладі важільного механізму плунжерного насоса, для механізму компресора (рис.11.6), який також має в своєму складі кривошипно-коромисловий механізм, аналогічно матимемо

$$\Pi_{\varphi_2} = \varphi_2 = \arcsin \frac{b}{A} + \arccos \frac{y}{A}, \quad (11.7)$$

$$\Pi_{\varphi_3} = \varphi_3 = \arcsin \frac{a}{A} + \arccos \frac{y}{A}, \quad (11.8)$$

$$\Pi'_{\varphi_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{b'A - bA'}{A(A^2 - b^2)^{1/2}} - \frac{y'A - yA'}{A(A^2 - y^2)^{1/2}}, \quad (11.9)$$

$$\Pi'_{\varphi_3} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{a'A - aA'}{A(A^2 - a^2)^{1/2}} - \frac{y'A - yA'}{A(A^2 - y^2)^{1/2}}, \quad (11.10)$$

де $b = \frac{1}{2l_{AB}}(l_{BC}^2 - x^2 - y^2 - l_{AB}^2)$, $x = l_{OA} \cos \varphi_1 - l_{OC}$, $y = l_{OA} \sin \varphi_1$,
 $A = \sqrt{x^2 + y^2}$, $a = \frac{1}{2l_{BC}}(l_{BC}^2 + x^2 + y^2 - l_{AB}^2)$, $b' = -\frac{1}{l_{AB}}(xx' + yy')$,
 $x' = -l_{OA} \sin \varphi_1$, $y' = l_1 \cos \varphi_1$, $A' = \frac{1}{A}(xx' + yy')$, $a' = \frac{1}{l_{BC}}(xx' + yy')$.

Координати центра мас шатуна 2 в системі координат $x'o'y'$ будуть

$$\begin{aligned} X_{S_2}' &= l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos \varphi_2, \\ Y_{S_2}' &= l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin \varphi_2. \end{aligned} \quad (11.11)$$

Переходимо до системи координат xoy

$$\begin{aligned} \Pi_{S_2x} &= X_{S_2} = X_{S_2}' \cos(\pi - \alpha_2) - Y_{S_2}' \sin(\pi - \alpha_2) + X_C, \\ \Pi_{S_2y} &= Y_{S_2} = X_{S_2}' \sin(\pi - \alpha_2) + Y_{S_2}' \cos(\pi - \alpha_2). \end{aligned} \quad (11.12)$$

де $\alpha_2 = \arctg \frac{Y_C}{X_C}$.

Після підстановки (11.11) в (11.12) і виконання перетворень одержимо

$$\begin{aligned} \Pi_{S_2x} &= X_{S_2} = -l_{OA} \cos(\varphi_1 - \alpha_2) - l_{AS_2} \cos(\varphi_2 - \alpha_2) + X_C, \\ \Pi_{S_2y} &= Y_{S_2} = -l_{OA} \sin(\varphi_1 - \alpha_2) - l_{AS_2} \sin(\varphi_2 - \alpha_2). \end{aligned} \quad (11.13)$$

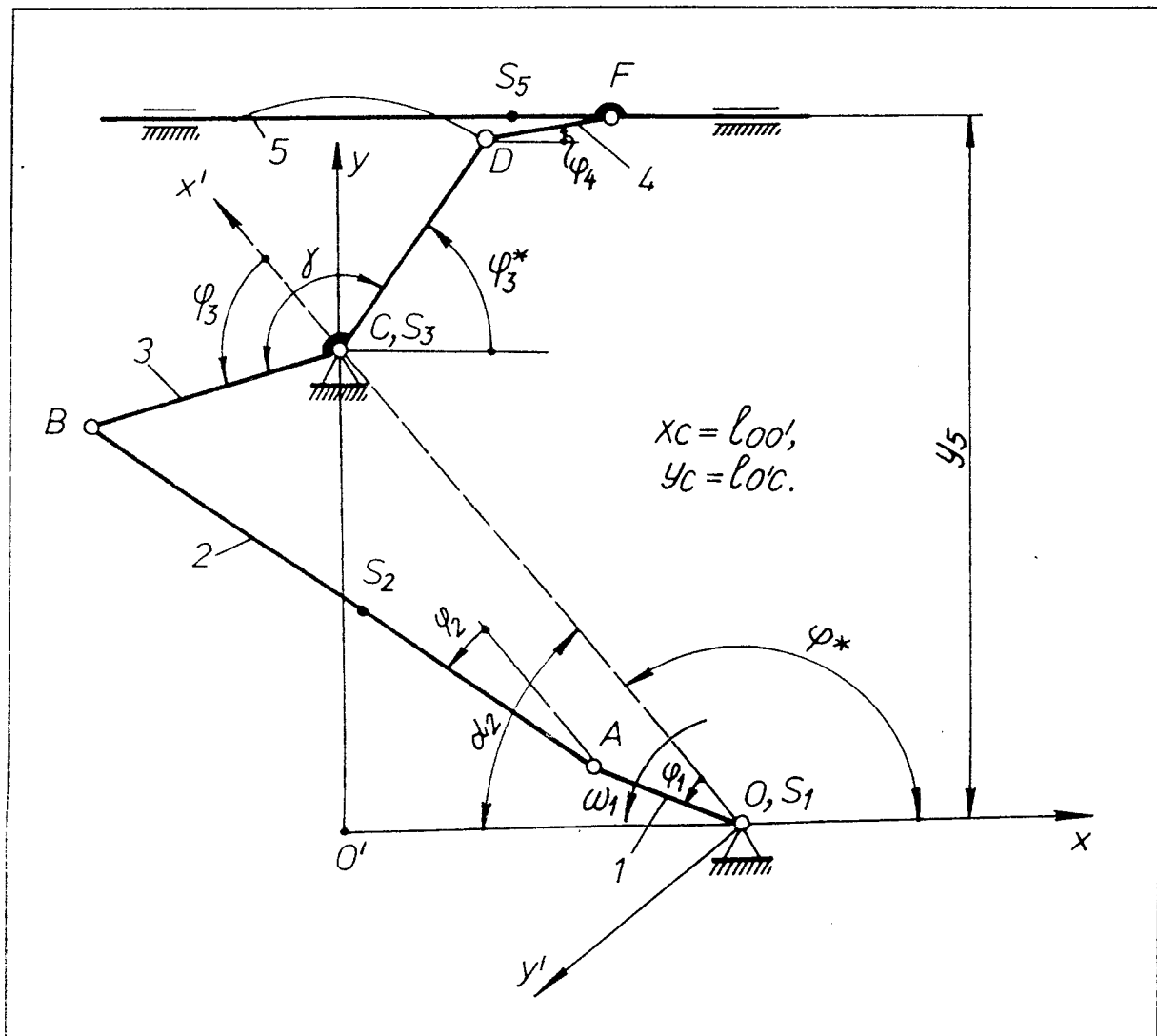


Рис. 11.6

Проекції аналога швидкості точки S_2 на осі x і y отримуємо в результаті диференціювання (11.13) по φ_1

$$\Pi_{S_2 x'} = \frac{V_{S_2}^{(x)}}{\omega_1} = l_{OA} \sin(\varphi_1 - \alpha_2) + l_{AS_2} \frac{\omega_2}{\omega_1} \sin(\varphi_2 - \alpha_2), \quad (11.14)$$

$$\Pi_{S_2 y'} = \frac{V_{S_2}^{(y)}}{\omega_1} = -l_{OA} \cos(\varphi_1 - \alpha_2) - l_{AS_2} \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos(\varphi_2 - \alpha_2).$$

Модуль аналога швидкості точки S_2 дорівнює

$$\Pi_{S_2'} = \frac{V_{S_2}}{\omega_1} = \left[\left(\frac{V_{S_2}^{(x)}}{\omega_1} \right)^2 + \left(\frac{V_{S_2}^{(y)}}{\omega_1} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (11.15)$$

Координати точки F в системі x, y записуються у вигляді (рис.11.6)

$$\begin{aligned} X_F &= l_{DC} \cos \varphi_3^* + l_{DF} \cos \varphi_4, \\ Y_F &= Y_C + l_{DC} \sin \varphi_3^* + l_{DF} \sin \varphi_4. \end{aligned} \quad (11.16)$$

Так як $\varphi_3^* = \pi + \varphi_3 - \alpha_2 - \gamma$ і $Y_F = Y_5$, то для функції положення шатуна 4 із другого рівняння (11.16) матимемо вираз

$$\Pi_{\varphi_4} = \varphi_4 = \arcsin \left(\frac{Y_5 - Y_C + l_{DC} \sin(\varphi_3 - \alpha_2 - \gamma)}{l_{DF}} \right). \quad (11.17)$$

Диференціюємо перше рівняння (11.16) і рівняння (11.17) по φ_1 . Одержуємо при цьому аналог швидкості четвертої ланки і проекцію аналога швидкості п'ятої ланки на вісь x

$$\Pi_{\varphi_4}' = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{l_{DC} \frac{\omega_3}{\omega_1} \cos(\varphi_3 - \alpha_2 - \gamma)}{l_{DF} \left[1 - \left(\frac{Y_5 - Y_C + l_{DC} \sin(\varphi_3 - \alpha_2 - \gamma)}{l_{DF}} \right)^2 \right]^{1/2}}, \quad (11.18)$$

$$\Pi_{F_x}' = \frac{V_F^{(x)}}{\omega_1} = l_{DC} \frac{\omega_3}{\omega_1} \sin(\varphi_3 - \alpha_2 - \gamma) - l_{DF} \frac{\omega_4}{\omega_1} \sin \varphi_4. \quad (11.19)$$

Користуючись одержаними формулами (11.7)...(11.19) для функцій положень і аналогів швидкостей точок і ланок механізму, а також формулами (11.3)...(11.5), складаємо програму для обчислення зведених моментів M_{36}^O , M_{36}^G і J_{36} на алгоритмічній мові ФОРТРАН для ПЕОМ (див.роздруківку програми ZVM).

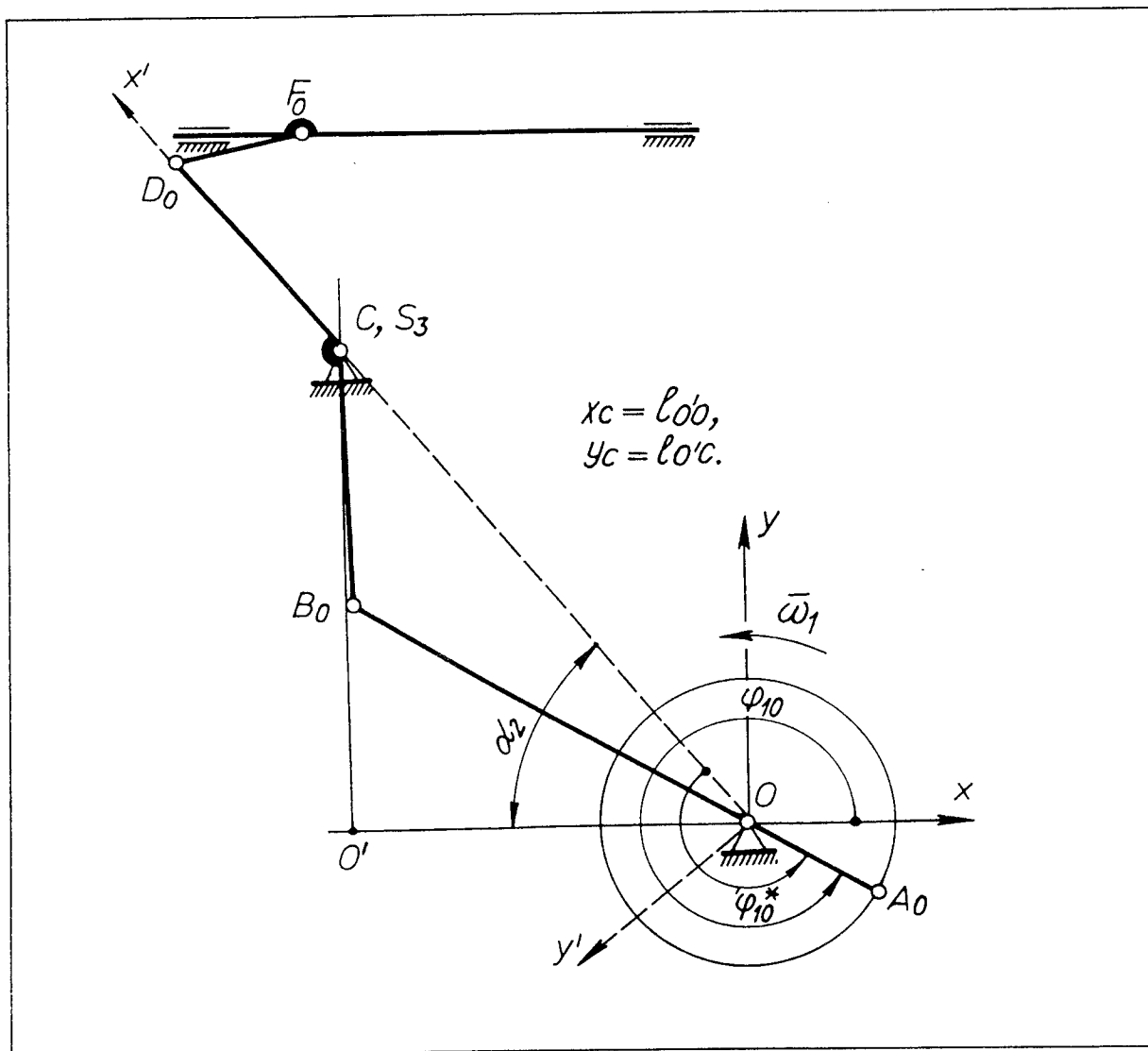


Рис. 11.7

Для здійснення обчислень по програмі *ZVM* необхідно увести в машину вхідні дані в діалоговому режимі. Подаємо позначення вхідних параметрів і їх числові значення в такому порядку, в якому вони вводяться в ЕОМ:

L1, L2, L3, L4, LAS2, XC, YC, Y5
 0.035_0.15102_0.11326_0.0199_0.07551_0.118_0.14313_0.25362
 G2, G5, J0, JS2, JS3, GAM, FI10Z
 12.0_49.0_8.306_0.1_0.6_165.0_215.498
 P(0...12)
 53014.5_27037.1_530.1_-12988.4_-34459.1_-53014.5_
 -53014.5_30218._-6891.8_-20675.5_-53014.5_-53014.5
 -53014.5

Пояснення до прийнятих позначень вхідних параметрів даються на початку програми *ZVM*. Всі числові значення вхідних величин відомі з попереднього викладу за виключенням параметра FI10Z (φ_{10}^*). Як видно з рис.11.7

$$\varphi_{10}^* = \varphi_{10} - 180^\circ + \alpha_2 = 345,001^\circ - 180^\circ + \arctg \frac{0,14313}{0,118} = 215,498^\circ.$$

Після виконання програми *ZVM* з вищевказаним вводом одержуємо результати, які подані в табл.11.5. Порівняння цих результатів з раніше отриманими (див.табл. 11.4) вказує на їх повне співпадання.

Побудова графіків зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і графіків робіт. Будуємо графік зведеного моменту сил корисного опору M_{36}^O в залежності від кута повороту кривошипа φ для одного циклу усталеного режиму роботи машини, який відповідає одному повному оберту кривошипа. З цією метою вибираємо декартову систему координат, по осі ординат відкладаємо момент M_{36}^O , а по осі абсцис кут повороту кривошипа (див.лист 1). Від точки O по осі абсцис відкладаємо відрізок $OM = 120$ мм (при виконанні проекту на листах формату А1 рекомендується приймати $OM = 240$ мм). Масштабний коефіцієнт осі абсцис дорівнює

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{OM} = \frac{2\pi}{120} = 0,05236 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

Відрізок OM ділимо на дванадцять рівних частин і одержані точки позначаємо 1,2,3 і т.д. Масштабний коефіцієнт осі ординат вибираємо $\mu_M = 30$ Нм/мм. Обчислюємо ординати графіка, користуючись одержаними з допомогою ЕОМ значеннями моменту M_{36}^O (табл.11.4 або табл.11.5):

$$00' = 0, \quad 11' = \frac{M_{36(1)}^O}{\mu_M} = \frac{367,47}{30} = 12,25, \text{ мм}$$

$$22' = \frac{M_{36(2)}^O}{\mu_M} = \frac{13,25}{30} = 0,4 \text{ мм і т.д.}$$

Роздруківка програми ZVM

```

PROGRAM ZVM
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C      кінематичний аналіз механізму компресора      C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
REAL L1,L2,L3,L4,LAS2,J0,JS2,JS3,LOC
DIMENSION P(13)
DO 1 I=1,20
1  WRITE(*,*)''
   WRITE(*,(A\))'  ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ'
   WRITE(*,*)''
   WRITE(*,(A\))'L1,L2,L3,L4,LAS2,XC,YC,Y5'
   READ(*,*) L1,L2,L3,L4,LAS2,XC,YC,Y5
   WRITE(*,(A\))'G2,G5,J0,JS2,JS3,GAM,FI10Z'
   READ(*,*) G2,G5,J0,JS2,JS3,GAM,FI10Z
   WRITE(*,(A\))'P(0...12)'
   READ(*,*) P
   WRITE(10,2)
   WRITE(10,3) L1,L2,L3,L4,LAS2
   WRITE(10 4,XC,YC,Y5,G2,G5
   WRITE(10 5,J0,JS2,JS3,GAM,FI10Z
   WRITE(10 6,P
2  FORMAT(24X,'whIdnI danI'/)
3  FORMAT(2X,'L1=',F6.3,2X,'L2=',F8.5,2X,'L3=',
   *F8.5,2X,'L4=',F7.4,2X,'LAS2=',F8.5)
4  FORMAT(2X,'XC=',F6.3,2X,'YC=',F8.5,2X,'Y5=',
   *F8.5,2X,'G2=',F5.1,2X,'G5=',F5.1)
5  FORMAT(2X,'J0=',F6.3,2X,'JS2=',F4.1,2X,'JS3=',F4.1,
   *2X,'GAM=',F6.1,2X,'FI10Z=',F8.3
6  FORMAT(2X,'P(',6F9.1/4X,7F9.1,')')
   WRITE(10 7
7  FORMAT(/12X,'rezultati ob~islenx zvedenih momentIw'/)
   WRITE(10 8
8  FORMAT(5X,'N',7X,'AV5',11X,'PJ',12X,'PMP',11X,'PMG')
   LOC=SQRT(XC*XC+YC*YC)
   FI1=FI10Z
   GR=0.0174533
   DO 10 I=1,13
   N=I-1
   X=L1*COS(FI1*GR)-LOC
   Y=L1*SIN(FI1*GR)
   A=SQRT(X*X+Y*Y)
   AM=(L3*L3+X*X+Y*Y-L2*L2)/(2.*L3)
   B=(L3*L3-X*X-Y*Y-L2*L2)/(2.*L2)
   XP=-Y
   YP=X+LOC
   Z=X*XP+Y*YP
   AMP=Z/L
   BP=-Z/L2

```

```

BP=-Z/L2
AP=Z/A
Z1=AC(Y/A)
F2=AS(B/A)+Z1
F3=AS(AM/A)+Z1
Z2=(YP*A-Y*AP)/(A*SQRT(A*A-Y*Y))
AW2=(BP*A-B*AP)/(A*SQRT(A*A-B*B))-Z2
AW3=(AMP*A-AM*AP)/(A*SQRT(A*A-AM*AM))-Z2
ALFA2=ATAN(YC/XC)
AVS2X=L1*SIN(FI1*GR-ALFA2)+LAS2*AW2*SIN(F2-ALFA2)
AVS2Y=-L1*COS(FI1*GR-ALFA2)-LAS2*AW2*COS(F2-ALFA2)
AVS2=SQRT(AVS2X*AVS2X+AVS2Y*AVS2Y)
Z3=(Y5-YC+L3*SIN(F3-ALFA2-GAM*GR))/L4
F4=AS(Z3)
AW4=(L3*AW3*COS(F3-ALFA2-GAM*GR))/(L4*SQRT(1.-Z3*Z3))
AV5=L3*AW3*SIN(F3-ALFA2-GAM*GR)-L4*AW4*SIN(F4)
PMP=P(I)*ABS(AV5)
PMG=-G2*AVS2Y
PJ=J0+(G2*AVS2*AVS2+G5*AV5*AV5)/9.81+JS2*AW2*AW2+
*JS3*AW3*AW3
WRITE(10 12,N,AV5,PJ,PMP,PMG
12 FORMAT(4X,I2,4(2X,E12.5))
FI1=FI1+30.
10 CONTINUE
STOP
END

FUNCTION AS(X)
PI=3.141593
IF(X.NE.1.AND.X.NE.-1.) GOTO 18
IF(X.EQ.1.) GOTO 17
AS=-PI/2.
GOTO 20
17 AS=PI/2.
GOTO 20
18 AS=ATAN(X/SQRT(1-X*X))
20 RETURN
END

FUNCTION AC(X)
PI=3.141593
IF(X.NE.1.AND.X.NE.-1.) GOTO 28
IF(X.EQ.1.) GOTO 26
AC=PI
GOTO 30
26 AC=0.
GOTO 30
28 AC=PI/2.-ATAN(X/SQRT(1-X*X))
30 RETURN
END

```

Результати обчислень по програмі ZVM

ВХІДНІ ДАНІ

L1= 0.035 L2= 0.15102 L3= 0.11326 L4= 0.0199 LAS2= 0.07551
 XC= 0.118 YC= 0.14313 Y5= 0.25362 G2= 12.0 G5= 49.0
 J0= 8.306 JS2= 0.1 JS3= 0.60 GAM= 165.0 FI10Z= 215.498
 P(53014.5 27031.1 530.1 -12988.4 -34459.1 -53014.5
 -53014.5 30218.0 -6891.8 -20675.5 -53014.5 -53014.5 -53014.5)

РЕЗУЛЬТАТИ ОБЧИСЛЕНЬ ЗВЕДЕНИХ МОМЕНТІВ

N	AV5	PJ	PMP	PMG
0	-0.14100E-06	0.83117E+01	0.74749E-02	-0.20285E+00
1	0.13592E-01	0.83215E+01	0.36748E+03	-0.20121E+00
2	0.24999E-01	0.83693E+01	0.13252E+02	-0.15959E+00
3	0.34308E-01	0.83693E+01	-0.44561E+03	-0.98224E-01
4	0.35917E-01	0.83758E+01	-0.12377E+04	-0.25219E-01
5	0.21848E-01	0.83395E+01	-0.11582E+04	0.79997E-01
6	0.36762E-06	0.83117E+01	-0.19489E-01	0.20284E+00
7	-0.19819E-01	0.83319E+01	0.59888E+03	0.26554E+00
8	-0.32965E-01	0.83641E+01	-0.22719E+03	0.22478E+00
9	-0.35055E-01	0.83716E+01	-0.72477E+03	0.10374E+00
10	-0.27825E-01	0.83498E+01	-0.14751E+04	-0.39721E-01
11	-0.15000E-01	0.83217E+01	-0.79522E+03	-0.15008E+00
12	-0.14100E-06	0.83117E+01	-0.32925E-02	-0.20285E+00

Результати обчислень ординат графіка подані в табл.11.6. Через точки 1,2,3 і т.д. осі абсцис графіка проводимо ординатні лінії і відкладаємо по них знайдені ординати. Одержані точки сполучаємо плавною кривою і отримуємо графік $M_{36}^O(\varphi)$.

Так як максимальний модуль зведеного моменту M_{36}^G не перевищує 5% від максимального модуля момента M_{36}^O (див.табл.11.4 або 11.5), то моментом M_{36}^G нехтуємо. В такому разі побудований графік $M_{36}^O(\varphi)$ є одночасно графіком і сумарного моменту від сил опору і сил ваги ($M_{36}^{O+G}(\varphi) = M_{36}^O(\varphi)$).

Далі будуємо графік роботи сил опору в залежності від кута повороту кривошипа. Для цього вибираємо нову систему координат. Вісь ординат є віссю робіт A_0 сил опору, а вісь абсцис віссю кута φ . Від точки O цієї осі, як і на попередньому графіку, відкладаємо відрізок $OM = 120$ мм, ділимо його на 12 рівних частин, одержані точки позначаємо 1,2,3 і т.д. Сам графік робіт одержуємо в результаті графічного інтегрування графіка $M_{36}^O(\varphi)$. Полюсна відстань при інтегруванні $PO = 30$ мм, масштабний коефіцієнт осі ординат графіка

$$\mu_A = \mu_M \mu_\varphi PO = 30 \times 0,05236 \times 30 = 47,124 \text{ Дж/мм,}$$

а масштабний коефіцієнт осі абсцис μ_φ такий же, як і на графіку $M_{36}^O(\varphi)$.

Таблиця 11.6

Ординати графіка зведеного моменту $M_{36}^O(\varphi)$

Номер положення механізму	0	1	2	3	4	5
Позначення ординати	00'	11'	22'	33'	44'	55'
Числове значення ординати, мм	0	12,25	0,4	-14,9	-41,25	-38,6

Номер положення механізму	6	7	8	9	10	11	12
Позначення ординати	66'	77'	88'	99'	10-10'	11-11'	12-12'
Числове значення ординати, мм	0	20	-7,6	-24,2	-49,2	-26,5	0

Зведений момент рушійних сил M_{36}^P , який прикладено зі сторони двигуна до кривошипа, вважаємо постійною величиною. В такому разі графік роботи рушійних сил $A_p(\varphi)$ - лінійна функція, яка проходить через початок координат. Так як $A_p = |A_o|$ за 1 цикл усталеного режиму роботи машини, то для побудови графіка роботи $A_p(\varphi)$ необхідно виміряти ординату 12-12' графіка роботи сил опору і відкласти її від точки 12 осі абсцис по перпендикуляру до неї ввєрх. Одержану точку 12'' потрібно сполучити з точкою O . Побудований відрізок прямої є графіком роботи $A_p(\varphi)$.

Далі диференціюємо графік роботи $A_p(\varphi)$. Через полюс P полюсної відстані (графік моментів) проводимо пряму, паралельну прямій $A_p(\varphi)$ до перетину з віссю ординат в точці O^* . Графік зведеного моменту рушійних сил $M_{36}^P(\varphi)$ - це пряма, яка проходить через точку O^* паралельно осі абсцис. Величина цього моменту дорівнює

$$M_{36}^P = OO^* \mu_M = 13,8 \times 30 = 414 \text{ Нм.}$$

Побудова графіків приросту кінетичної енергії, зведеного моменту інерції машини і діаграми енергоінерції. Вибираємо нову систему координат. По осі ординат будемо відкладати приріст кінетичної енергії машини ΔT , а по осі абсцис - кут φ повороту кривошипа. Точки 1, 2, 3 і т.д. по осі абсцис знаходяться так же, як і на попередніх графіках. Масштабний коефіцієнт осі абсцис залишається незмінним: $\mu_\varphi = 0,05236$ рад/мм. Приріст кінетичної енергії в кожному положенні машини дорівнює алгебраїчній сумі робіт A_o і A_p , а тому ординати графіка $\Delta T(\varphi)$ визначаємо в результаті алгебраїчного сумування ординат графіків $A_p(\varphi)$ і $A_o(\varphi)$. Відклавши знайдені ординати в кожному положенні машини і сполучивши отримані точки плавною кривою, одержуємо графік приросту кінетичної енергії машини $\Delta T(\varphi)$. Масштабний коефіцієнт осі ординат графіка $\mu_T = \mu_A = 47,124$ Дж/мм.

Будуємо графік зведеного моменту інерції машини $J_{зв}(\varphi)$. Для цього вибираємо систему координат $J_{зв}-\varphi$. По осі абсцис відкладаємо відрізок $OM = 120$ мм, розбиваємо його на 12 рівних частин і одержані точки позначаємо 1, 2, 3 і т.д. Масштабний коефіцієнт осі абсцис $\mu_\varphi = 0,05236$ рад/мм. Розраховуємо масштабний коефіцієнт осі ординат

$$\mu_J = \frac{J_{зв.нб} - J_0}{Y_{нб}} = \frac{8,376 - 8,306}{50} = 1,4 \times 10^{-3} \frac{\text{кгм}^2}{\text{мм}},$$

де $J_{зв.нб}$ - найбільше значення $J_{зв}$ з дванадцяти обчислених значень; $Y_{нб}$ - найбільша ордината графіка $J_{зв}(\varphi)$.

Обчислюємо ординати графіка $J_{зв}(\varphi)$

$$00' = \frac{J_{зв(0)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,312 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 4,3 \text{ мм},$$

$$11' = \frac{J_{зв(1)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,3215 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 11 \text{ мм},$$

$$22' = \frac{J_{зв(2)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,343 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 26,4 \text{ мм},$$

$$33' = \frac{J_{зв(3)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,369 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 45 \text{ мм},$$

$$44' = \frac{J_{зв(4)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,376 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 50 \text{ мм},$$

$$55' = \frac{J_{зв(5)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,3395 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 23,9 \text{ мм},$$

$$66' = \frac{J_{зв(6)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,312 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 4,3 \text{ мм},$$

$$77' = \frac{J_{зв(7)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,332 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 18,6 \text{ мм},$$

$$88' = \frac{J_{зв(8)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,364 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 41,4 \text{ мм},$$

$$99' = \frac{J_{зв(9)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,372 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 47,1 \text{ мм},$$

$$10-10' = \frac{J_{зв(10)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,350 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 31,4 \text{ мм},$$

$$11-11' = \frac{J_{зв(11)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,322 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 11,4 \text{ мм},$$

$$12-12' = \frac{J_{зв(12)} - J_0}{\mu_J} = \frac{8,312 - 8,306}{1,4 \times 10^{-3}} = 4,3 \text{ мм},$$

відкладаємо їх в кожному положенні, одержані точки сполучаємо плавною кривою і отримуємо графік $J_{зв}(\varphi)$.

Діаграма енергоінерції - це графічна функціональна залежність $\Delta T(J_{зв})$. Її побудову ведемо в системі координат $\Delta T - J_{зв}$. Масштабний коефіцієнт μ_T^* осі ординат діаграми приймається рівним $\mu_T^* = 23,562$ Дж/мм, а масштабний коефіцієнт осі абсцис діаграми розраховуємо

$$\mu_J^* = \frac{J_{звнб}}{X_{нб}} = \frac{8,376}{41,5} = 0,2 \frac{\text{кгм}^2}{\text{мм}},$$

де $X_{нб}$ - найбільша абсциса діаграми.

Так як $J_{зв}$ міняється дуже незначно, то абсциси діаграми $ii' = J_{зв(i)} / \mu_J^*$ ($i = 1, 2, \dots, 12$) практично не змінюються і $ii' = X_{нб} = 41,5$ м. Це означає, що діаграма енергоінерції буде відрізком прямої. Ординати діаграми в два рази більші ординат графіка $\Delta T(\varphi)$, тому що $\mu_T^* / \mu_T = 0,5$. Відкладаємо ці ординати і одержані точки позначаємо римськими цифрами I, II, ..., XII. Діаграма енергоінерції побудована.

Визначення по діаграмі енергоінерції моменту інерції маховика і кутової швидкості вхідної ланки машини. Для визначення моменту інерції маховика спершу знаходимо числові значення кутів ψ_{\max} і ψ_{\min} , користуючись формулами (4.37):

$$\psi_{\max} = \arctg \left(\frac{\mu_J^*}{2 \mu_T^*} \omega_{cp}^2 (1 + \delta) \right) = \arctg \left(\frac{0,2}{2 \times 23,562} (8\pi)^2 \left(1 + \frac{1}{15}\right) \right) = 70,725^\circ,$$

$$\psi_{\min} = \arctg \left(\frac{\mu_J^*}{2 \mu_T^*} \omega_{cp}^2 (1 - \delta) \right) = \arctg \left(\frac{0,2}{2 \times 23,562} (8\pi)^2 \left(1 - \frac{1}{15}\right) \right) = 68,215^\circ.$$

На діаграмі енергоінерції проводимо одну пряму під кутом ψ_{\max} до горизонталі, а другу - під кутом ψ_{\min} до горизонталі так, як викреслено на листі 1 (див. лист 1). Точки перетину цих прямих з віссю ординат позначаємо a, b . Для більш точної побудови точок a і b попередньо можна знайти відрізки

$$VIII \ d = X_{нб} \operatorname{tg} \psi_{\max} = 41,5 \operatorname{tg} 70,725^\circ = 118,67 \text{ мм},$$

$$VI \ o' = X_{нб} \operatorname{tg} \psi_{\min} = 41,5 \operatorname{tg} 68,215^\circ = 103,84 \text{ мм}.$$

Відклавши ці відрізки на діаграмі, отримуємо точки d і o' . Зносимо їх по горизонталі на вісь ординат діаграми і одержуємо точки a і b .

Момент інерції маховика визначаємо за формулою (4.38)

$$J_M = \frac{a b \mu_T^*}{\delta \omega_{cp}^2} = \frac{25,2 \times 23,562}{\frac{1}{15} (8\pi)^2} = 14,1 \text{ кгм}^2.$$

Визначаємо відрізки C_1 і C_2 :

$$C_2 = \frac{J_M}{\mu_J^*} = \frac{14,1}{0,2} = 70,5 \text{ мм}; \quad C_1 = C_2 \operatorname{tg} \psi_{\min} = 70,5 \operatorname{tg} 68,215^\circ = 176,4 \text{ мм}.$$

Кутову швидкість кривошипа обчислюємо, користуючись (4.39):

$$\omega_{(i)} = \left[\frac{2 \mu_T^* (C_1 + i'i)}{\mu_J^* (C_2 + b i')} \right]^{1/2}, \quad (i = 0, I, \dots, XII).$$

Так як в нашому випадку

$$\frac{2 \mu_T^*}{\mu_j^*} = \frac{2 \times 23,562}{0,2} = 235,62 \text{ c}^{-2}, C_2 + b i' = 70,5 + 41,5 = 112 \text{ мм},$$

тому формула для обчислення кутової швидкості набуває вигляду

$$\omega_{(i)} = \sqrt{2,10375 (176,4 + i' i)}, i = 0, I, \dots, XII.$$

Результати розрахунку кутової швидкості кривошипа по останній формулі подані в табл. 11.7.

Таблиця 11.7

Числові значення кутової швидкості кривошипа

Номер положення механізму	0;12	1	2	3	4	5
Ордината діаграми (ii'), i = 0, I, ..., XII, мм	106,2	123,2	137,3	142,3	130,4	111,6
Кутова швидкість кривошипа $\omega_{(i)}, \text{c}^{-1}$	24,383	25,105	25,689	25,893	25,405	24,615
Номер положення механізму	6	7	8	9	10	11
Ордината діаграми (ii'), i = 0, I, ..., XII, мм	103,8	124,8	144	142,3	125,5	104,5
Кутова швидкість кривошипа $\omega_{(i)}, \text{c}^{-1}$	24,279	25,172	25,962	25,893	25,202	24,309

Побудова графіка зміни кутової швидкості вхідної ланки. Користуючись отриманими числовими значеннями кутової швидкості кривошипа (табл. 11.7), будемо графік $\omega(\varphi)$. Відрізок $OM = 120$ мм осі абсцис ділимо на дванадцять рівних частин і одержані точки позначаємо 1, 2, ..., 12. Масштабний коефіцієнт осі абсцис $\mu_\varphi = 0,05236$ рад/мм. Масштабний коефіцієнт осі ординат обчислюємо

$$\mu_\omega = \frac{\omega_{нб} - \omega_{ср}}{Y_{\max}} = \frac{25,962 - 25,133}{25} = 3,316 \times 10^{-2} \frac{\text{c}^{-1}}{\text{мм}},$$

де $\omega_{нб}$ - найбільша кутова швидкість кривошипа із всіх 12 обчислених її значень ($\omega_{нб} = \omega_{(8)} = 25,962 \text{ c}^{-1}$); $\omega_{ср}$ - середня кутова швидкість кривошипа ($\omega_{ср} = \omega_1 = 8\pi = 25,133 \text{ c}^{-1}$); Y_{\max} - максимальна ордината графіка ($Y_{\max} = 25$ мм).

Далі розраховуємо ординати графіка за формулою

$$i i' = \frac{\omega_{(i)} - \omega_{ср}}{\mu_\omega}, \text{ мм}$$

$$00' = \frac{\omega_{(0)} - \omega_{ср}}{\mu_\omega} = \frac{24,383 - 25,133}{3,316 \times 10^{-2}} = -22,6 \text{ мм},$$

$$11' = \frac{\omega_{(1)} - \omega_{cp}}{\mu_{\omega}} = \frac{25,105 - 25,133}{3,316 \times 10^{-2}} = -0,8 \text{ мм і т.д.}$$

Всі обчислені ординати зведено в табл. 11.8.

Таблиця 11.8

Ординати графіка зміни кутової швидкості ω (φ) кривошипа

Номер положення механізму	0;12	1	2	3	4	5
Ордината графіка, мм	-22,6	-0,8	16,8	22,9	8,2	-15,6
Номер положення механізму	6	7	8	9	10	11
Ордината графіка, мм	-25,8	1,2	25	22,9	2,1	-24,8

Відкладаємо знайдені ординати по відповідним ординатним лініям і сполучаємо плавною кривою отримані точки 0', 1', 2' і т.д. Одержаний графік є графіком зміни кутової швидкості вхідної ланки (кривошипа) двоциліндрового кисневого компресора (див. лист 1).

11.3. Кінематичний і силовий аналіз важільного механізму

Побудова планів швидкостей і прискорень механізму. У відповідності із завданням перше положення механізму є контрольним.

Креслимо кінематичну схему механізму в цьому положенні (лист 2). Масштаб, і відповідно масштабний коефіцієнт, залишаємо такий же, як на попередньому листі, тобто $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$. З першого листа визначаємо дійсні швидкість ω_1 і прискорення ε_1 вхідної ланки механізму. Швидкість дорівнює $\omega_1 = 25,105 \text{ с}^{-1}$ (див.табл.11.7). Кутове прискорення обчислюємо за формулою

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{zs}}{J_{zs,p}} - \frac{\omega_1^2}{2J_{zs,p}} \frac{\mu_J}{\mu_{\varphi}} \text{tg} \gamma_1.$$

Значення параметрів, які входять в цю формулу, беремо з першого листа: $M_{zs} = 367,47 \text{ Нм}$; $J_{zs,p} = J_{zs} + J_M = 8,313 + 14,1 = 22,413 \text{ кгм}^2$; $\omega_1 = 25,105 \text{ с}^{-1}$; $\mu_J = 1,4 \times 10^{-3} \text{ кгм}^2/\text{мм}$; $\mu_{\varphi} = 0,05236 \text{ рад/мм}$.

Кут γ_1 - це кут між віссю абсцис і дотичною до графіка зведеного моменту інерції в першому положенні (див. лист 1). Його значення $\gamma_1 = 51^\circ$.

Підставляючи, обчислюємо ε_1 :

$$\varepsilon_1 = \frac{367,47}{22,413} - \frac{25,105^2}{2 \times 22,413} \frac{1,4 \times 10^{-3}}{52,36 \times 10^{-3}} \text{tg} 51^\circ = 15,93 \text{ с}^{-2}.$$

Прискорення ε_1 має знак "плюс", отже його напрям співпадає з напрямом ω_1 .

Побудова плану швидкостей механізму виконана в попередньому розділі і тому повторювати її немає необхідності. Достатньо внести поправки в результати виконаних обчислень. Дійсна швидкість ω_1 вхідної ланки відрізняється від середнього значення ω_{cp} в

$$\lambda_\omega = \frac{\omega_1}{\omega_{cp}} = \frac{25,105}{25,133} = 0,999 \text{ разів.}$$

Помножимо всі одержані числові результати на $\lambda_\omega = 0,999$ і матимемо дійсні швидкості ланок і окремих точок

$$V_A = 8,797 \times 10^{-1} \times 0,999 = 8,788 \times 10^{-1} \text{ м/с;}$$

$$\mu_V = 1,466 \times 10^{-2} \times 0,999 = 1,464 \times 10^{-2} \frac{\text{м/с}}{\text{мм}};$$

$$V_B = 0,3299 \times 0,999 = 3,295 \times 10^{-1} \text{ м/с;}$$

$$V_{BA} = 0,8576 \times 0,999 = 8,561 \times 10^{-1} \text{ м/с;}$$

$$V_D = V_B = 3,295 \times 10^{-1} \text{ м/с;}$$

$$V_F = 0,3152 \times 0,999 = 3,149 \times 10^{-1} \text{ м/с;}$$

$$V_{FD} = 8,796 \times 10^{-2} \times 0,999 = 8,787 \times 10^{-2} \text{ м/с;}$$

$$\omega_2 = 5,679 \times 0,999 = 5,673 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = 2,914 \times 0,999 = 2,911 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = 4,42 \times 0,999 = 4,415 \text{ с}^{-1}.$$

Будуємо план прискорень механізму. Прискорення точки A дорівнює

$$\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^t.$$

|| CA \perp OA

Обчислимо значення нормальної і тангенціальної складових прискорення:

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 l_{OA} = 25,105^2 \times 0,0325 = 22,06 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{AO}^t = \varepsilon_1 l_{OA} = 15,93 \times 0,035 = 0,56 \text{ м/с}^2.$$

Задаємо масштабним коефіцієнтом плану прискорень $\mu_a = 0,4 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$ і визна-

чаємо довжини відрізків:

$$p_a n_1 = \frac{a_{AO}^n}{\mu_a} = \frac{22,06}{0,4} = 55,15 \text{ мм;}$$

$$n_1 a = \frac{a_{AO}^t}{\mu_a} = \frac{0,56}{0,4} = 1,4 \text{ мм.}$$

Від полюса P_a відкладаємо ці відрізки в послідовності додавання векторів \bar{a}_{A0}^n , \bar{a}_{A0}^t . Точку a_1 , яка визначає кінець відрізка n_1a , сполучаємо з полюсом. Відрізок $p_a a$ зображує вектор прискорення \bar{a}_A , модуль якого дорівнює

$$a_A = (p_a a) \mu_a = 55,2 \times 0,4 = 22,11 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки B визначаємо із розв'язку системи векторних рівнянь :

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t; \\ \bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t. \end{cases}$$

$\begin{matrix} \perp\perp_{AB} & \perp_{AB} \\ \perp\perp_{BC} & \perp_{BC} \end{matrix}$

Перш ніж виконувати побудови обчислимо значення нормальних прискорень:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 5,673^2 \times 151,02 \times 10^{-3} = 4,86 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BC}^n = \omega_3^2 l_{BC} = 2,911^2 \times 113,26 \times 10^{-3} = 0,951 \text{ м/с}^2,$$

і відповідних їм відрізків

$$an_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{4,86}{0,4} = 12,15 \text{ мм},$$

$$p_a n_3 = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{0,951}{0,4} = 2,358 \text{ мм}.$$

Прискорення \bar{a}_C точки C дорівнює $a_C = 0$ і ця точка на плані прискорень розташована в полюсі p_a . Нормальні прискорення напрямлені вздовж відповідних ланок, тобто $\bar{a}_{BA}^n \parallel BA$, $\bar{a}_{BC}^n \parallel BC$, а тангенціальні - перпендикулярно до цих ланок: $\bar{a}_{BA}^t \perp BA$; $\bar{a}_{BC}^t \perp BC$.

Виконуємо графічні побудови в послідовності запису векторних рівнянь і на перетині ліній дії тангенціальних прискорень одержимо точку b . Замиряємо відрізки n_2b , n_3b , а також відрізок $p_a b$, і обчислюємо значення відповідних прискорень:

$$a_{BA}^t = (n_2b) \mu_a = 14,4 \times 0,4 = 5,76 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BC}^t = (n_3b) \mu_a = 39 \times 0,4 = 15,6 \text{ м/с}^2;$$

$$a_B = (p_a b) \mu_a = 39,5 \times 0,4 = 15,8 \text{ м/с}^2;$$

Відразу ж визначаємо кутові прискорення ланок 2 і 3:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}} = \frac{5,76}{0,151} = 38,145 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^t}{l_{BC}} = \frac{15,6}{0,113} = 138,053 \text{ с}^{-2}.$$

Центр мас S_2 другої ланки розташований посередині цієї ланки. Згідно теореми подібності на плані прискорень точка s_2 також повинна бути посередині відрізка ab . Фіксуємо цю точку і сполучаємо її з полюсом p_a . Прискорення a_{S_2} центра мас S_2 дорівнює:

$$a_{S_2} = (p_a s_2) \mu_a = 47 \times 0,4 = 18,8 \text{ м/с}^2.$$

Напрямки кутових прискорень знайдемо способом умовного прикладання тангенціальних прискорень \bar{a}_{BA}^t і \bar{a}_{BC}^t в точці B . При цьому знаходимо, що кутові прискорення ε_2 і ε_3 напрямлені за рухом годинникової стрілки.

Прискорення точки D , яка належить ланці 3, знаходимо з допомогою теореми подібності. Запишемо відношення

$$\frac{l_{BC}}{l_{CD}} = \frac{bc}{cd}; \quad \frac{l_{BC}}{l_{BD}} = \frac{bc}{bd};$$

і звідси визначаємо

$$cd = bc \frac{l_{CD}}{l_{BC}} = p_{ab} \frac{l_{CD}}{l_{BC}} = 39,5 \frac{113,26}{113,20} = 39,5 \text{ мм};$$

$$bd = bc \frac{l_{BD}}{l_{BC}} = p_{ab} \frac{l_{BD}}{l_{BC}} = 39,5 \frac{226}{113,20} = 78,8 \text{ мм}.$$

З точок b і c розхилами циркуля $cd = 39,5$ мм і $bd = 78,8$ мм робимо засічки і на їх перетині маємо точку d . При цьому слід пам'ятати правило обходу контура ланки: якщо рухатись по контуру фігури проти годинникової стрілки, то повинна зберігатись послідовність букв bcd . Сполучаємо одержану точку d з полюсом p_a і обчислюємо прискорення точки D :

$$a_D = (p_{ad}) \mu_a = 39,5 \times 0,4 = 15,8 \text{ м/с}^2$$

Записуємо рівняння для прискорення точки F :

$$\bar{a}_F = \bar{a}_D + \bar{a}_{FD}^n + \bar{a}_{FD}^t.$$

Нормальне прискорення a_{FD}^n дорівнює:

$$a_{FD}^n = \omega_4^2 l_{FD} = 4,415^2 \times 0,0199 = 0,388 \text{ м/с}^2$$

і зображується на плані відрізком

$$dn_A = \frac{a_{FD}^n}{\mu_a} = \frac{0,388}{0,4} = 0,97 \text{ мм}.$$

Тангенціальне прискорення $\bar{a}_{FD}^t \perp FD$. Виконуємо графічні побудови і знаходимо точку f . Заміряємо відрізки $n_{af} = 8$ мм, $p_{af} = 39$ мм і обчислюємо значення прискорень

$$a_{FD}^t = (n_{af}) \mu_a = 8 \times 0,4 = 3,2 \text{ м/с}^2;$$

$$a_F = (p_{af}) \mu_a = 39 \times 0,4 = 15,6 \text{ м/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{FD}^t}{l_{FD}} = \frac{3,2}{0,0199} = 160,8 \text{ с}^{-2}.$$

Кінематичний аналіз механізму аналітичним методом. В склад механізму входить вхідна ланка 1, структурна група 1-го виду (ланки 2-3) і група 2-го виду (ланки 4-5).

Вибираємо початок системи координат в центрі обертання кривошипа (рис. 11.8).

Координати точки A кривошипа

$$X_A = l_{OA} \cos \varphi_1 = 0,035 \times \cos 15^\circ = 3,38 \times 10^{-2} \text{ м};$$

$$Y_A = l_{OA} \sin \varphi_1 = 0,035 \times \sin 15^\circ = 9,06 \times 10^{-3} \text{ м}.$$

Тут кут φ_1 , який визначає перше положення кривошипа, дорівнює

$$\varphi_1 = \varphi_{10} + \Delta \varphi = 345^\circ + 30^\circ = 375^\circ = 2\pi + 15^\circ = 15^\circ.$$

Значення $\varphi_{10} = 345^\circ$ обчислене в попередньому розділі.

Аналоги швидкості точки A в проекціях на осі координат:

$$X_A' = -l_{OA} \sin \varphi_1 = -0,035 \sin 15^\circ = -9,058 \times 10^{-3} \text{ м};$$

$$Y_A' = l_{OA} \cos \varphi_1 = 0,035 \cos 15^\circ = 3,38 \times 10^{-2} \text{ м}.$$

Аналоги прискорення:

$$X_A'' = -l_{OA} \cos \varphi_1 = -0,035 \cos 15^\circ = -3,38 \times 10^{-2} \text{ м};$$

$$Y_A'' = -l_{OA} \sin \varphi_1 = -0,035 \sin 15^\circ = -9,058 \times 10^{-3} \text{ м};$$

Визначаємо швидкості і прискорення точки A в проекціях на осі координат

$$V_{Ax} = \omega_1 X_A' = 25,105 \times (-9,058 \times 10^{-3}) = -0,227 \text{ м/с};$$

$$V_{Ay} = \omega_1 Y_A' = 25,105 \times 3,38 \times 10^{-2} = 0,848 \text{ м/с};$$

$$V_A = (V_{Ax}^2 + V_{Ay}^2)^{\frac{1}{2}} = ((-0,227)^2 + 0,848^2)^{\frac{1}{2}} = 0,878 \text{ м/с};$$

$$a_{Ax} = \omega_1^2 X_A'' + \varepsilon_1 X_A' = 25,105^2 (-3,38 \times 10^{-2}) + 42,83 (-9,058 \times 10^{-3}) = -21,69 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{Ay} = \omega_1^2 Y_A'' + \varepsilon_1 Y_A' = 25,105^2 (-9,058 \times 10^{-3}) + 42,83 \times 3,38 \times 10^{-2} = -4,261 \text{ м/с}^2;$$

$$a_A = (a_{Ax}^2 + a_{Ay}^2)^{\frac{1}{2}} = ((-21,69)^2 + (-4,261)^2)^{\frac{1}{2}} = 22,105 \text{ м/с}^2.$$

Переходимо до першої структурної групи. Співставляємо рис.3.2 і рис.11.8 і узгодимо позначення:

$$T_{11} = A; T_{12} = B; T_{13} = C; T_{15} = D; \beta_2 = -\gamma;$$

$$l_1 = l_{AB}; l_2 = l_{BC}; l_5 = l_{CD}; l_{511} = l_{A52}; \beta_1 = 0; l_4 = 0.$$

За формулами (3.13) і (3.14) обчислюємо модуль h і кут α_2 :

$$h = ((X_C - X_A)^2 + (Y_C - Y_A)^2)^{\frac{1}{2}} = ((-118 - 33,8)^2 + (143,13 - 9,06)^2)^{\frac{1}{2}} = 202,53 \text{ мм};$$

$$X_h = X_C - X_A = -118 - 33,8 = -151,8 \text{ мм};$$

$$Y_h = Y_C - Y_A = 143,13 - 9,06 = 134,07 \text{ мм},$$

$$\alpha_2 = \pi + \operatorname{arctg} \frac{134,07}{-151,8} = 138,55^\circ.$$

Використовуючи формули (3.15), (3.16), знаходимо кути α_1, α_3 :

$$\alpha_1 = \arccos \frac{l_{AB}^2 + h^2 - l_{BC}^2}{2 l_{AB} h} = \arccos \frac{151,02^2 + 202,53^2 - 113,26^2}{2 \times 151,02 \times 202,53} = 33,522^\circ.$$

$$\alpha_3 = \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - h^2}{2 l_{AB} l_{BC}} = \arccos \frac{151,02^2 + 113,26^2 - 202,53^2}{2 \times 151,02 \times 113,26} = 99,05^\circ.$$

Визначаємо кути $\varphi_{11}, \varphi_{12}$ і координати точки D :

$$\varphi_{11} = \alpha_1 + \alpha_2 = 33,522 + 138,55 = 172,072^\circ,$$

$$\varphi_{12} = \varphi_{11} + \alpha_3 = 172,0722 + 99,05 = 271,122^\circ,$$

$$X_D = X_C + l_{CD} \cos (\varphi_{12} - \gamma) = -118 + 113,26 \cos (271,122^\circ - 165^\circ) = -149,45 \text{ мм},$$

$$Y_D = Y_C + l_{CD} \sin (\varphi_{12} - \gamma) = 143,13 + 113,26 \sin (271,122^\circ - 165^\circ) = 251,93 \text{ мм}.$$

Аналоги кутових швидкостей $\varphi_{11}', \varphi_{12}'$ обчислюємо за формулами (3.22) і

(3.23). Попередньо запишемо:

$$X_{T11}' = X_A' = -9,058 \times 10^{-3} \text{ м}; X_{T11}'' = X_A'' = -3,38 \times 10^{-2} \text{ м};$$

$$Y_{T11}' = Y_A' = 3,38 \times 10^{-2} \text{ м}; Y_{T11}'' = Y_A'' = -9,058 \times 10^{-3} \text{ м};$$

$$X_{T13}' = Y_{T13}' = X_{T13}'' = Y_{T13}'' = 0.$$

$$\varphi_{11}' = \frac{(-9,058 \times 10^{-3}) \cos 271,122^\circ + (3,38 \times 10^{-2}) \sin 271,122^\circ}{151,02 \sin (172,072 - 271,122) \times 10^{-3}} = 0,2278,$$

$$\varphi_{12}' = \frac{(-9,058 \times 10^{-3}) \cos 172,072^\circ + (3,38 \times 10^{-2}) \sin 172,072^\circ}{151,02 \sin (172,072 - 271,122) \times 10^{-3}} = 0,1219.$$

$$\begin{aligned} \varphi_{11}'' &= \frac{3,38 \times 10^{-2} \cos 271,122^\circ + 9,058 \times 10^{-3} \sin 271,122^\circ}{151,02 \times 10^{-3} \sin (271,122 - 172,072)} + \\ &+ \frac{151,02 \times 10^{-3} \cos (172,072 - 271,122)(0,2278)^2 - 113,26 \times 10^{-3}(-0,1219)^2}{151,02 \times 10^{-3} \sin (271,122 - 172,072)} = \\ &= -7,59 \times 10^{-2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varphi_{12}'' &= \frac{3,38 \times 10^{-2} \cos 172,072^\circ + 9,058 \times 10^{-3} \sin 172,072^\circ}{113,26 \times 10^{-3} \sin (271,122 - 172,072)} - \\ &- \frac{113,26 \times 10^{-3} \cos (172,072 - 271,122)(-0,1219)^2 + 151,02 \times 10^{-3}(0,2278)^2}{113,26 \times 10^{-3} \sin (271,122 - 172,072)} = \\ &= 0,2156. \end{aligned}$$

Кутові швидкості і прискорення ланок 2 і 3 відповідно дорівнюють:

$$\omega_2 = \omega_1 \times \varphi_{11}' = 25,105 \times 0,2278 = 5,719 \text{ c}^{-1};$$

$$\omega_3 = \omega_1 \times \varphi_{12}' = 25,105 \times (-0,1219) = -3,06 \text{ c}^{-1};$$

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \varphi_{11}'' + \varepsilon_1 \varphi_{11}' = 25,105^2 (-7,59 \times 10^{-2}) + 42,83 \times 0,2278 = 38,08 \text{ c}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \varphi_{12}'' + \varepsilon_1 \varphi_{12}' = 25,105^2 (-0,2156) + 42,83 (-0,1219) = 141,1 \text{ c}^{-2}.$$

Аналоги швидкостей і прискорень точки D в проєкціях на осі координат дорівнюють:

$$\begin{aligned} X_D' &= -l_{CD} \varphi_{12}' \sin(\varphi_{12} - \gamma) = -113,26 \times 10^{-3} (-0,1219) \sin (271,122 - 165) = \\ &= 1,326 \times 10^{-2} \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_D' &= l_{CD} \varphi_{12}' \cos(\varphi_{12} - \gamma) = 113,26 \times 10^{-3} (-0,1219) \cos (271,122 - 165) = \\ &= 3,834 \times 10^{-3} \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_D'' &= -l_{CD} [\varphi_{12}'' \sin(\varphi_{12} - \gamma) + (\varphi_{12}')^2 \cos(\varphi_{12} - \gamma)] = \\ &= -113,26 \times 10^{-3} [-0,2156 \sin (271,122 - 165) + \\ &+ (-0,1219)^2 \cos (271,122 - 165)] = 2,392 \times 10^{-2} \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_D'' &= l_{CD} [\varphi_{12}'' \cos(\varphi_{12} - \gamma) + (\varphi_{12}')^2 \sin(\varphi_{12} - \gamma)] = \\ &= 113,26 \times 10^{-3} [-0,2156 \cos (271,122 - 165) - \\ &- (-0,1219)^2 \sin (271,122 - 165)] = 5,164 \times 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

Швидкість і прискорення точки D в проєкціях на осі координат:

$$V_{Dx} = \omega_1 X_D' = 25,105 \times 1,326 \times 10^{-2} = 0,3329 \text{ м/с};$$

$$V_{Dy} = \omega_1 Y_D' = 25,105 \times 3,834 \times 10^{-3} = 0,0962 \text{ м/с};$$

$$a_{Dx} = \omega_1^2 X_D'' + \varepsilon_1 X_D' = 25,105^2 \times 2,392 \times 10^{-2} + 42,83 \times 1,326 \times 10^{-2} = 15,64 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{Dy} = \omega_1^2 Y_D'' + \varepsilon_1 Y_D' = 25,105^2 \times 5,164 \times 10^{-3} + 42,83 \times 3,894 \times 10^{-3} = 3,419 \text{ м/с}^2.$$

Повні швидкість і прискорення точки D :

$$V_D = (V_{Dx}^2 + V_{Dy}^2)^{1/2} = (0,3329^2 + 0,0962^2)^{1/2} = 0,346 \text{ м/с};$$

$$a_D = (a_{Dx}^2 + a_{Dy}^2)^{1/2} = (15,64^2 + 3,419^2)^{1/2} = 16,01 \text{ м/с}^2.$$

Кут φ_{21} , який визначає положення ланки DF, знаходимо за формулами (3.28), (3.29), враховуючи, що $\alpha_1 = 0$:

$$\varphi_{21} = \alpha_2 = \arcsin \frac{Y_F - Y_D}{l_{DF}} = \arcsin \frac{253,62 - 251,93}{19,9} = 4,87^\circ.$$

Координати точки B

$$X_B = X_A + l_{AB} \cos \varphi_{11} = 3,38 \times 10^{-2} + 151,02 \times 10^{-3} \cos 172,072^\circ = -115,78 \times 10^{-3} \text{ м};$$

$$Y_B = Y_A + l_{AB} \sin \varphi_{11} = 9,06 \times 10^{-3} + 151,02 \times 10^{-3} \sin 172,072^\circ = 29,887 \times 10^{-3} \text{ м}.$$

Аналоги швидкостей і прискорень:

$$X_B' = X_A' - l_{AB} \varphi_{11}' \sin \varphi_{11} = -9,058 \times 10^{-3} - 151,02 \times 10^{-3} \times 0,2278 \times \sin 172,072^\circ = -1,378 \times 10^{-2} \text{ м};$$

$$Y_B' = Y_A' + l_{AB} \varphi_{11}' \cos \varphi_{11} = 3,38 \times 10^{-2} + 151,02 \times 10^{-3} \times 0,2278 \times \cos 172,072^\circ = -2,69 \times 10^{-4} \text{ м};$$

$$X_B'' = X_A'' - l_{AB} [\varphi_{11}'' \sin \varphi_{11} + (\varphi_{11}')^2 \cos \varphi_{11}] = -3,38 \times 10^{-2} - 151,02 \times 10^{-3} [-7,59 \times 10^{-2} \times \sin 172,072^\circ + (0,2278)^2 \cos 172,072^\circ] = -2,439 \times 10^{-2} \text{ м};$$

$$Y_B'' = Y_A'' - l_{AB} [\varphi_{11}'' \cos \varphi_{11} + (\varphi_{11}')^2 \sin \varphi_{11}] = -9,058 \times 10^{-3} + 151,02 \times 10^{-3} [-7,59 \times 10^{-2} \times \cos 172,072^\circ - (0,2278)^2 \sin 172,072^\circ] = 1,259 \times 10^{-3} \text{ м}.$$

Швидкості і прискорення точки B:

$$V_{Bx} = \omega_1 \times X_B' = 25,105 \times (-1,378 \times 10^{-2}) = -0,346 \text{ м/с};$$

$$V_{By} = \omega_1 \times Y_B' = 25,105 \times (-2,69 \times 10^{-4}) = -0,675 \times 10^{-2} \text{ м/с};$$

$$a_{Bx} = \omega_1^2 X_B'' + \varepsilon_1 X_B' = 25,105^2 \times (-2,439 \times 10^{-2}) + 42,83 \times (-1,378 \times 10^{-2}) = -15,96 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{By} = \omega_1^2 Y_B'' + \varepsilon_1 Y_B' = 25,105^2 \times (1,259 \times 10^{-3}) + 42,83 \times (-2,69 \times 10^{-4}) = 0,782 \text{ м/с}^2.$$

Швидкості і прискорення точки S₂:

$$V_{S2x} = \frac{V_{Ax} + V_{Bx}}{2} = \frac{-0,227 - 0,346}{2} = -0,2865 \text{ м/с};$$

$$V_{S2y} = \frac{V_{Ay} + V_{By}}{2} = \frac{0,848 - 0,0675}{2} = -0,39 \text{ м/с};$$

$$a_{S2x} = \frac{a_{Ax} + a_{Bx}}{2} = \frac{-21,69 - 15,96}{2} = -18,825 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S2y} = \frac{a_{Ay} + a_{By}}{2} = \frac{-4,261 + 0,782}{2} = -1,7395 \text{ м/с}^2.$$

Координати точки F знаходимо за формулою (3.30):

$$X_F = X_D + l_{DF} \cos \varphi_{21} = -149,45 + 19,9 \cos 4,87^\circ = -129,62 \times 10^{-3} \text{ м},$$

$$Y_F = 253,62 \times 10^{-3} \text{ м}.$$

Аналог кутової швидкості ланки 4 у відповідності з рівнянням (3.33) дорівнює:

$$\varphi_{21}' = \frac{-Y_D'}{l_{DF} \cos \varphi_{21}} = \frac{-3,834 \times 10^{-3}}{19,9 \times 10^{-3} \cos 4,87^\circ} = -0,193.$$

За формулою (3.15) обчислюємо аналог кутового прискорення:

$$\begin{aligned} \varphi_{21}'' &= \frac{l_{DF} \sin \varphi_{21} (\varphi_{21}')^2 - Y_D''}{l_{DF} \cos \varphi_{21}} = \\ &= \frac{19,9 \times 10^{-3} \times \sin 4,87^\circ \times (-0,193)^2 - 5,164 \times 10^{-3}}{19,9 \times 10^{-3} \cos 4,87^\circ} = -0,251; \end{aligned}$$

Кутова швидкість ланки 4:

$$\omega_4 = \omega_1 \times \varphi_{21}' = 25,105 \times (-0,193) = -4,845 \text{ с}^{-1}.$$

Кутове прискорення:

$$\varepsilon_4 = \omega_1^2 \varphi_{21}'' + \varepsilon_1 \varphi_{21}' = 25,105^2 \times (-0,251) + 42,83 \times (-0,193) = -166,46 \text{ с}^{-2}.$$

Аналог швидкості і прискорення точки F:

$$\begin{aligned} X_F' &= X_D' - l_{DF} \varphi_{21}' \sin \varphi_{21} = 1,326 \times 10^{-2} - 19,9 \times 10^{-3} (-0,193) \sin 4,87^\circ = \\ &= 1,293 \times 10^{-2} \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_F'' &= X_D'' - l_{DF} [\varphi_{21}'' \sin \varphi_{21} + (\varphi_{21}')^2 \cos \varphi_{21}] = 2,392 \times 10^{-2} - \\ &- 19,9 \times 10^{-3} [-0,251 \sin 4,87^\circ + (-0,193)^2 \cos 4,87^\circ] = 2,36 \times 10^{-2} \text{ м}. \end{aligned}$$

Швидкість і прискорення точки F:

$$V_F = \omega_1 X_F' = 25,105 \times 1,293 \times 10^{-2} = 0,324 \text{ м/с};$$

$$a_F = \omega_1^2 X_F'' + \varepsilon_1 X_F' = 25,105^2 \times 2,36 \times 10^{-2} + 42,83 \times 1,293 \times 10^{-2} = 15,42 \text{ м/с}^2.$$

Відхилення в результатах графічних і аналітичних обчислень складає:

$$\Delta_V = \left(\frac{V_{F\text{граф}} - V_{F\text{анал}}}{V_{F\text{анал}}} \right) = \left(\frac{0,3149 - 0,324}{0,324} \right) = 0,028.$$

В інших 11-ти положеннях механізму визначаємо значення аналогів швидкостей і прискорень з допомогою ПЕОМ. Для цього скористаємось програмою MD1D2 (додаток 6). Результати обчислень наведені в табл.11.9.

Силовий аналіз графоаналітичним методом. Перш ніж визначати реакції в кінематичних парах обчислимо сили і моменти сил інерції ланок.

Сили інерції ланок:

$$\Phi_1 = \Phi_3 = \Phi_4 = 0;$$

$$\Phi_2 = m_2 a_{S2} = \frac{G_2}{g} a_{S2} = \frac{12}{9,81} \times 18,8 = 23 \text{ Н};$$

$$\Phi_5 = m_5 a_{S5} = \frac{G_5}{g} a_{S5} = \frac{49}{9,81} \times 15,6 = 77,92 \text{ Н}.$$

Моменти сил інерції:

$$M_{\Phi_1} = I_{S1} \varepsilon_1 = 0;$$

$$M_{\Phi_2} = I_{S2} \varepsilon_2 = 0,1 \times 38,175 = 3,8145 \text{ Нм};$$

$$M_{\Phi_3} = I_{S3} \varepsilon_3 = 0,6 \times 138,053 = 82,83 \text{ Нм};$$

$$M_{\Phi_4} = 0; M_{\Phi_5} = 0.$$

СХЕМА - 10 ВАРІАНТ - 1
ВХІДНІ ДАНІ

BXODK(.035 .000 .000 .000 .000 345.0 .0 30.0)
 LDI1(.151 .113 .000 .113 .076 .000 .0 195.0)
 T13(-.118 .143 .000 .000 .000 .000 .000 .000)
 LDI2(.020 .000 .010 .254 .0 .0 .000 .000)
 M1= .5 M2= 1.2 M3= 2.8 M4= .0 M5= 5.0
 JO= 8.306 JS2= .100 JS3= .600 JS4= .000
 P(53014.5 27037.0 530.0 -12988.0 -34459.0 -53014.5
 -53014.5 30218.0 -6891.8 -20675.5 -53014.5 -53014.5 -53014.5)
 W1= 25.12 E1= .00 AV5= .0136 КОНТР.ПОЛ. - 1 DELTA= .000

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ

N	FI1	FI2	FI3	FI4	AW2	AW3	AW4	AS2X
0	345.0	164.9	273.0	10.2	.2319	-.0003	-.0005	-.0310
1	375.0	172.0	271.2	7.1	.2279	-.1225	-.1939	-.0291
2	405.0	177.9	265.9	.1	.1518	-.2270	-.2417	-.0224
3	435.0	180.5	257.8	-5.4	.0115	-.3060	-.0839	-.0092
4	465.0	178.4	248.2	-3.4	-.1480	-.3162	.2125	.0113
5	495.0	172.3	240.1	5.2	-.2417	-.2026	.2961	.0299
6	525.0	164.9	237.0	10.3	-.2317	.0003	-.0005	.0359
7	555.0	158.9	239.9	5.5	-.1656	.1847	-.2734	.0318
8	585.0	155.1	247.2	-2.8	-.0878	.2910	-.2226	.0205
9	615.0	153.7	256.5	-5.6	-.0062	.3115	.0456	.0036
10	645.0	154.8	265.1	-.7	.0840	.2524	.2505	-.0144
11	675.0	158.7	271.0	6.9	.1739	.1348	.2117	-.0268
12	705.0	164.9	273.0	10.2	.2318	-.0003	-.0004	-.0310

N	AS2Y	AS3X	AS3Y	AS4X	AS4Y	AS5X	AS5Y
0	.0037	.0000	.0000	.0207	.0033	.0213	.0000
1	-.0039	.0000	.0000	.0179	.0017	.0177	-.0001
2	-.0086	.0000	.0000	.0156	-.0014	.0150	.0000
3	-.0103	.0000	.0000	.0098	-.0051	.0102	.0000
4	-.0134	.0000	.0000	-.0089	-.0051	-.0091	.0001
5	-.0197	.0000	.0000	-.0292	.0013	-.0300	-.0002
6	-.0169	.0000	.0000	-.0313	.0053	-.0303	.0000
7	-.0020	.0000	.0000	-.0249	.0012	-.0255	-.0001
8	.0141	.0000	.0000	-.0117	-.0040	-.0120	.0000
9	.0227	.0000	.0000	.0042	-.0054	.0047	.0000
10	.0213	.0000	.0000	.0156	-.0022	.0150	.0000
11	.0131	.0000	.0000	.0211	.0019	.0209	-.0001
12	.0037	.0000	.0000	.0207	.0033	.0213	.0000

N	AVS2X	AVS2Y	AVS3X	AVS3Y	AVS4X	AVS4Y	AVS5X	AVS5Y
0	.0045	.0168	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
1	-.0115	.0167	.0000	.0000	.0135	.0019	.0138	.0000
2	-.0252	.0132	.0000	.0000	.0252	.0024	.0252	.0000
3	-.0338	.0082	.0000	.0000	.0345	.0008	.0344	.0000
4	-.0335	.0022	.0000	.0000	.0356	-.0021	.0357	.0000
5	-.0223	-.0065	.0000	.0000	.0219	-.0029	.0216	.0000
6	-.0045	-.0168	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
7	.0136	-.0221	.0000	.0000	-.0199	.0027	-.0196	.0000
8	.0276	-.0187	.0000	.0000	-.0327	.0022	-.0328	.0000
9	.0340	-.0086	.0000	.0000	-.0351	-.0005	-.0351	.0000
10	.0311	.0033	.0000	.0000	-.0280	-.0025	-.0280	.0000
11	.0200	.0124	.0000	.0000	-.0149	-.0021	-.0151	.0000
12	.0045	.0168	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000

ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ МЕХАНІЗМУ І ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ СИЛ ОПОРУ

N	AE2	AE3	AE4	AV5	PJ	PMP	PMG
0	.0580	-.1873	-.3329	.0000	8.312	1.68	-.20
1	-.0759	-.1617	-.1741	.0138	8.322	372.25	-.20
2	-.2132	-.1362	.1410	.0252	8.343	13.36	-.16
3	-.3091	.0791	.5090	.0344	8.370	-446.52	-.10
4	-.2694	.0664	.5174	.0357	8.376	-1231.43	-.03
5	-.0745	.2498	-.1400	.0216	8.339	-1144.30	.08
6	.0929	.3002	-.5341	.0000	8.312	-1.37	.20
7	.1448	.2134	-.1292	-.0196	8.332	592.90	.26
8	.1510	.0899	.4060	-.0328	8.364	-226.04	.22
9	.1632	-.0301	.5462	-.0351	8.372	-725.58	.10
10	.1790	-.1342	.2211	-.0280	8.350	-1485.18	-.04
11	.1532	-.1911	-.2008	-.0151	8.322	-802.94	-.15
12	.0580	-.1873	-.3329	.0000	8.312	-1.52	-.20

FI1,FI2,FI4-кути в градусах,які визначають положення ланок 1,2,4

AW2,AW4 - аналог кутової швидкості ланок 2,4

AE2,AE4 - аналог кутового прискорення ланок 2,4

AS2X,AS2Y,AS3X,AS3Y,...- проекції аналогів прискорень центрів мас ланок 2,3,..., м/рад²

AV3,AV5 - аналоги швидкостей ланок 3,5, м/рад

PJ - зведений момент інерції машини,кг*м²

PMP,PMG-зведений момент сил корисного опору і сил ваги ланок

Сили інерції показуються в центрах мас ланок. Напрямки сил інерції і моментів сил інерції протилежно напрямлені відповідним прискоренням.

Структурна група 4-5. Виділяємо окремо структурну групу другого виду, яку утворюють ланки 4, 5 і креслимо її окремо в масштабі М1:1 (масштабний коефіцієнт $\mu_l = 0,001$ м/мм).

До ланок групи прикладені сила тиску $P_o^n + P_o^n = 27037$ Н, сила ваги $G_5 = 49$ Н, сила інерції $\Phi_5 = 77,92$ Н. В розірваній кінематичній парі D прикладаємо реакцію \bar{R}_{34} , яку розкладаємо на дві складові: \bar{R}_{34}^n і \bar{R}_{34}^t . В поступальній парі діє реакція \bar{R}_{05} , віддаль h_{05} лінії дії якої невідома.

Розглянемо ланку DF. Для неї можна записати:

$$\sum M_F = 0; \quad R_{34}^t \times l_{DF} = 0.$$

$$\text{Отже } R_{34}^t = 0.$$

Запишемо рівняння сил, які діють на структурну групу:

$$\sum \bar{F}_i = 0;$$

$$\bar{R}_{34}^n + \bar{P}_0^n + \bar{P}_0^n + \bar{G}_5^n + \bar{\Phi}_5^n + \bar{R}_{05} = 0.$$

$$0-1 \quad 1-2 \quad 2-3 \quad 3-4 \quad 4-5 \quad 5-0$$

Приймаємо масштабний коефіцієнт $\mu_F = 300$ Н/мм і будуємо векторний багатокутник сил. Відрізки, якими зображено сили \bar{G}_5 , $\bar{\Phi}_5$, менші від 1 мм і практично сходяться в одній точці:

$$3-4 = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{49}{300} = 0,16 \text{ мм};$$

$$4-5 = \frac{\Phi_5}{\mu_F} = \frac{77,92}{300} = 0,26 \text{ мм}.$$

Обчислюємо значення реакцій R_{34} і R_{05} :

$$R_{05} = (5-0) \times \mu_F = 7,5 \times 300 = 2250 \text{ Н};$$

$$R_{34} = (0-1) \times \mu_F = 90 \times 300 = 27000 \text{ Н}.$$

Для ланки 5 можемо записати:

$$G_5 \times FS_5 + R_{05} \times h_{05} = 0;$$

$$h_{05} = - \frac{G_5 \times FS_5}{R_{05}} = - \frac{49 \times 12}{2250} = -0,26 \text{ мм}.$$

Структурна група 2-3. Схему цієї групи зображуємо з масштабним коефіцієнтом $\mu_l = 0,002$ м/мм. На ланки групи діють сили: $R_{43} = -R_{34} = 27000$ Н; $G_2 = 12$ Н; $G_3 = 28$ Н, $\Phi_2 = 23$ Н. Крім того, до ланок 2 і 3 прикладаємо моменти сил інерції $M_{\Phi_2} = 3,8145$ Нм і $M_{\Phi_3} = 82,83$ Нм. В кінематичних парах А і С діють реакції \bar{R}_{12} , \bar{R}_{03} , які розкладаємо на складові: \bar{R}_{12}^n напрямлену вздовж ланки АВ, \bar{R}_{12}^t - перпендикулярно до АВ, \bar{R}_{03}^n - вздовж ВС, \bar{R}_{03}^t - перпендикулярно до ВС.

Запишемо рівняння моментів сил по ланці АВ відносно точки В:

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{12}^t \times l_{AB} - M_{\Phi_2} - M(\Phi_2) + M(G_2) = 0.$$

$$\text{Тут: } M_{\Phi_2} = \Phi_2 \times h_{\Phi_2} \times \mu_l = 23 \times 10 \times 0,002 = 0,46 \text{ Нм};$$

$$M_{G_2} = G_2 \times h_{G_2} \times \mu_l = 12 \times 38 \times 0,002 = 0,912 \text{ Нм.}$$

Підставляємо значення і знаходимо:

$$R_{12}^r = \frac{1}{0,151} (3,8145 + 0,46 - 0,912) = 22,268 \text{ Н.}$$

Для ланки 3 можемо записати:

$$\sum M_B = 0; \quad R_{03}^r l_{BC} - M_{\Phi_3} - M(G_{43}) + M(G_{43}) = 0.$$

Тут:

$$M(G_3) = G_3 h_{G_3} \mu_l = 28 \times 3 \times 0,002 = 0,168 \text{ Нм,}$$

$$M(R_{43}) = R_{43} h_{43} \mu_l = 27000 \times 115 \times 0,002 = 6210 \text{ Нм.}$$

Визначаємо R_{03}^r :

$$R_{03}^r = \frac{1}{l_{BC}} (M_{\Phi_3} + M(G_3) - M(R_{43})) = \frac{1}{0,113} (82,83 + 0,168 - 6210) = -54221 \text{ Н.}$$

Векторне рівняння сил, які прикладені до ланок групи:

$$\sum \bar{F}_i = 0;$$

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_3 + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{03}^n + \bar{R}_{03}^r = 0.$$

$$0-1 \quad 1-2 \quad 2-3 \quad 3-4 \quad 4-5 \quad 5-6 \quad 6-7 \quad 7-0$$

Будуємо силовий багатокутник в масштабі $\mu_F = 500 \text{ Н/мм}$. Відрізки, яким відповідають сили, рівні:

$$1-2 = \frac{R_{12}^r}{\mu_F} = \frac{22,268}{500} = 0,045 \text{ мм;} \quad 4-5 = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{28}{500} = 0,05 \text{ мм;}$$

$$2-3 = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{12}{500} = 0,024 \text{ мм;} \quad 5-6 = \frac{R_{43}}{\mu_F} = \frac{27000}{500} = 54,0 \text{ мм;}$$

$$3-4 = \frac{\Phi_2}{\mu_F} = \frac{23}{500} = 0,045 \text{ мм;} \quad 6-7 = \frac{R_{03}^r}{\mu_F} = \frac{54221}{500} = 108,4 \text{ мм.}$$

Обчислюємо значення реакцій:

$$R_{12}^n = (0-1) \mu_F = 53 \times 500 = 26500 \text{ Н;} \quad R_{03}^n = (7-0) \mu_F = 5,5 \times 500 = 2750 \text{ Н;}$$

$$R_{12} = R_{12}^n = 26500 \text{ Н;} \quad R_{03} = (6-0) \mu_F = 106,2 \times 500 = 53100 \text{ Н.}$$

Для визначення реакцій у внутрішній кінематичній парі необхідно замкнути векторний багатокутник сил, які прикладені до однієї з ланок групи. В нашому випадку, враховуючи малі розміри відрізків, реакція \bar{R}_{32} , яка замикає багатокутник сил $\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{32} = 0$, співпадає з вектором \bar{R}_{12} , тільки має протилежний напрямок:

$$\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{12}.$$

Вхідна ланка механізму. При розрахунку вхідної ланки враховуємо реакції в кінематичних парах, в які входить ця ланка, силу ваги і зрівноважуючий момент, прикладений зі сторони приводу. Схема ланки показана в масштабі $\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$. Невідомими є сила реакції \bar{R}_{01} в кінематичній парі 0 і зрівноважуючий момент $M_{зр}$. Реакцію \bar{R}_{01} визначаємо в результаті графічного розв'язку векторного рівняння сил:

$$\bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} = 0.$$

Побудову виконуємо в масштабі $\mu_F = 500 \text{ Н/мм}$. Довжина відрізка (1-2), яким зображуємо вектор \vec{G}_1 , дуже мала:

$$1-2 = \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{5}{500} = 0,01 \text{ мм,}$$

і він практично проектується в точку. Отже, можна вважати, що $\vec{R}_{01} = -\vec{R}_{21}$ і $R_{01} = 26500 \text{ Н}$.

Запишемо рівняння моментів сил, які діють на вхідну ланку:

$$\sum M_o = 0; \quad M_{зр} - R_{21} h_{21} \mu_l = 0.$$

Звідси знаходимо зрівноважуючий момент:

$$M_{зр} = R_{21} h_{21} \mu_l = 26500 \times 13,8 \times 0,001 = 365,7 \text{ Нм.}$$

Силовий аналіз механізму аналітичним методом. Послідовність силового аналізу залишається незмінна і виконується по структурних групах.

Структурна група 4-5. Розрахункова схема групи показана на рис. 11.8.

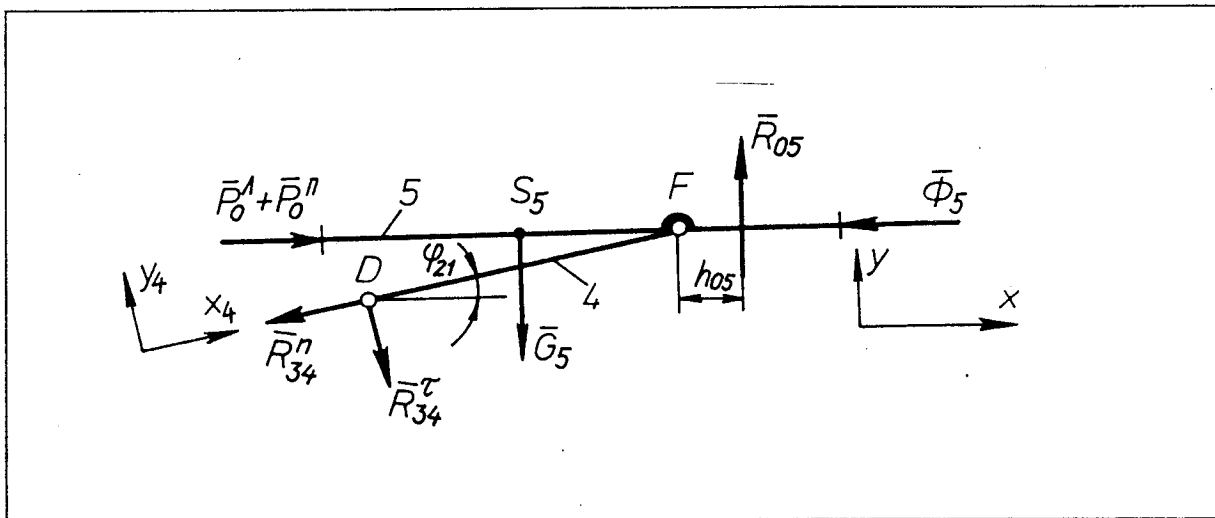


Рис.11.8

Так як на ланку 4 не діють ніякі поперечні сили, то рівняння моментів

$$\sum M_F = R_{34}^tau l_{DF} = 0.$$

Знаходимо, що $R_{34}^tau = 0$.

Спроектуємо всі сили, які прикладені до групи, на вісь x:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad P_0^n + P_0^n - \Phi_5 - R_{34}^n \cos \varphi_{21} = 0.$$

Звідси знаходимо реакцію $R_{34}^n = R_{34}$. Значення кута $\varphi_{21} = 4,87^\circ$ беремо з кінематичного розрахунку механізму:

$$R_{34} = R_{34}^n = \frac{P_0^n + P_0^n - \Phi_5}{\cos \varphi_{21}} = \frac{27037 - 77,92}{\cos 4,87^\circ} = 27057 \text{ Н.}$$

Проектуємо всі сили на вісь y:

$$\sum F_{iy} = 0. \quad R_{05} - G_5 - R_{34}^n \sin \varphi_{21} = 0.$$

Звідси маємо:

$$R_{05} = G_5 + R_{34}^n \sin \varphi_{21} = 49 + 27057 \sin 4,87^\circ = 2346 \text{ Н.}$$

Реакцію у внутрішній кінематичній парі F визначаємо з умови рівноваги ланки 4. Проектуємо всі сили, які прикладені до цієї ланки, на вісь x_4 , яка напрямлена вздовж ланки:

$$\sum F_{x_4} = 0; \quad -R_{34}^n + R_{54x} = 0; \quad R_{54x} = R_{34}^n = 27057 \text{ Н.}$$

Проекція на вісь y_4 дає:

$$R_{54y} = 0.$$

Отже, маємо: $R_{54} = R_{34} = 27057 \text{ Н.}$

Відрізок h_{05} , який визначає положення точки прикладання реакції \bar{R}_{05} , знаходимо з рівняння суми моментів всіх сил ланки 5 відносно точки F :

$$\sum M_F = 0. \quad G_5 l_{FS5} + R_{05} h_{05} = 0.$$

$$h_{05} = -\frac{G_5}{R_{05}} l_{FS5} = -\frac{49}{2346} 0,012 = 0,25 \times 10^{-3} \text{ м.}$$

Структурна група 2-3. Розрахункова схема групи показана на рис.11.9.

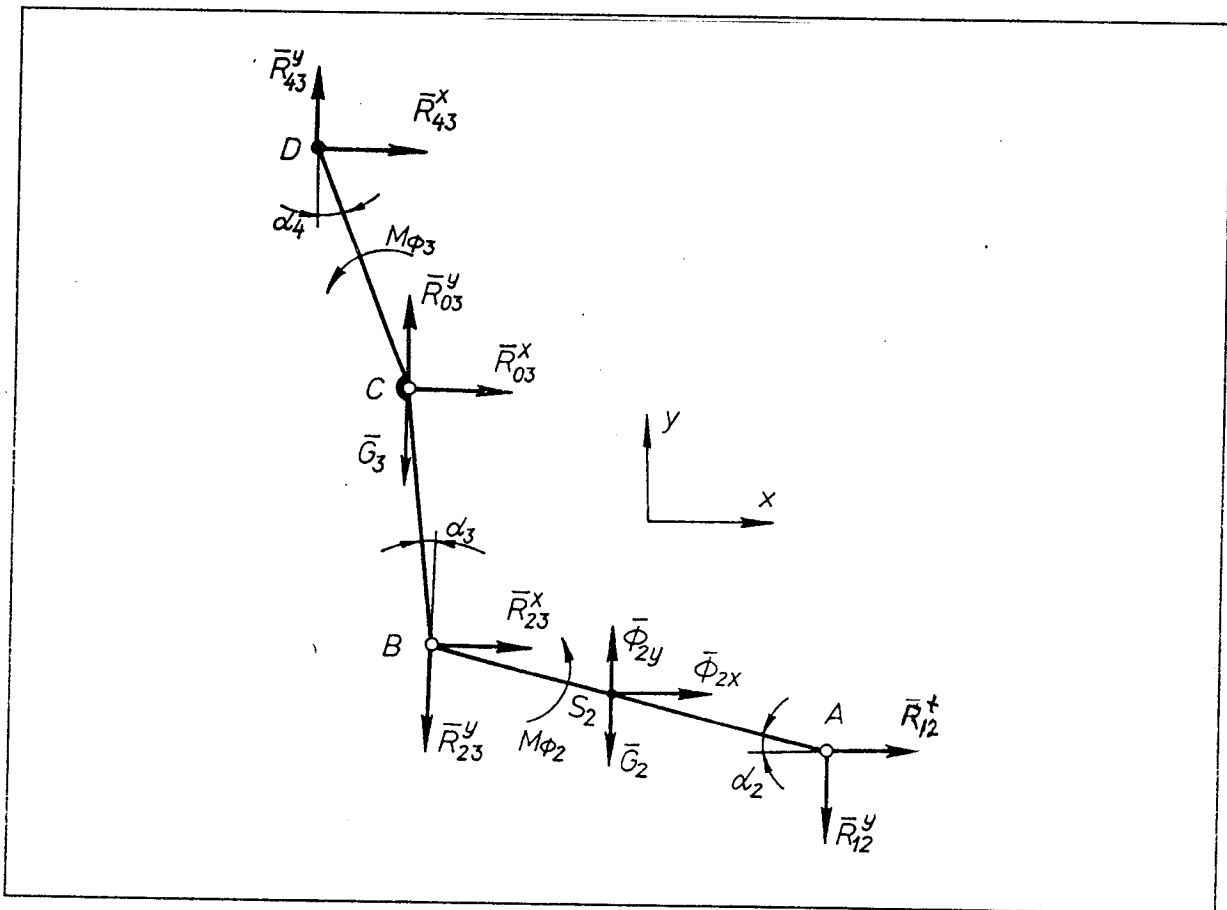


Рис. 11.9

Для полегшення процесу обчислень розкладемо сили і реакції на складові, напрямлені вздовж осей координат:

$$R_{43x} = R_{43} \cos 21 = 27057 \cos 4,87^\circ = 26959 \text{ Н.}$$

$$R_{43y} = R_{43} \sin 21 = 27057 \sin 4,87^\circ = 2297 \text{ Н.}$$

$$\Phi_{2x} = m_2 a_{s2x} = \frac{12}{9,81} \times 18,825 = 23 \text{ Н.}$$

$$\Phi_{2y} = m_2 a_{S_{2y}} = \frac{12}{9,81} \times 1,739 = 2 \text{ Н.}$$

Кути α_2 , α_3 , α_4 відповідно дорівнюють:

$$\alpha_2 = 180^\circ - \varphi_{11} = 180^\circ - 172,072^\circ = 7,928^\circ;$$

$$\alpha_3 = \varphi_{12} - 270^\circ = 271,122^\circ - 270^\circ = 1,122^\circ;$$

$$\alpha_4 = \varphi_{12} - \gamma - 90^\circ = 271,122^\circ - 165^\circ - 90^\circ = 16,122^\circ.$$

Реакції \bar{R}_{23x} і \bar{R}_{23y} прикладені до ланки 3 зі сторони ланки 2. На ланку 2 в кінематичній парі B діють реакції $\bar{R}_{32x} = -\bar{R}_{23x}$, $\bar{R}_{32y} = -\bar{R}_{23y}$, які на схемі не показані.

Запишемо рівняння моментів сил, які діють на ланку 2:

$$\sum M_C = 0;$$

$$R_{23x} l_{BC} \cos \alpha_3 - R_{23y} l_{BC} \sin \alpha_3 + M_{\Phi_3} - R_{43x} l_{CD} \cos \alpha_4 - R_{43y} l_{CD} \sin \alpha_4 = 0;$$

Аналогічне рівняння для ланки 2:

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{32x} l_{AB} \sin \alpha_2 - R_{32y} l_{AB} \cos \alpha_2 + \Phi_{2x} l_{AS_2} \sin \alpha_2 - (G_2 - \Phi_{2y}) l_{AS_2} \cos \alpha_2 - M_{\Phi_2} = 0.$$

Обчислюємо суми відомих моментів в рівняннях:

$$M_2 = M_{\Phi_3} - R_{43x} l_{CD} \cos \alpha_4 - R_{43y} l_{CD} \sin \alpha_4 = 82,83 - 0,113 (26959 \cos 16,122^\circ + 2297 \sin 16,122^\circ) = -2917 \text{ Нм};$$

$$M_3 = \Phi_{2x} l_{AS_2} \sin \alpha_2 - (G_2 - \Phi_{2y}) l_{AS_2} \cos \alpha_2 - M_{\Phi_2} = 0,0755 [23 \sin 7,928^\circ - (12 - 2) \cos 7,928^\circ - 3,8145] = -0,508 \text{ Нм.}$$

Тепер запишемо ще раз рівняння, враховуючи, що $R_{23x} = R_{32x}$, $R_{23y} = R_{32y}$:

$$\left(R_{23x} \cos \alpha_3 - R_{23y} \sin \alpha_3 \right) l_{BC} = -M_2;$$

$$\left(R_{23x} \sin \alpha_3 - R_{23y} \cos \alpha_3 \right) l_{AB} = -M_3.$$

Звідси знаходимо:

$$R_{23y} = \frac{-M_2 l_{AB} \sin \alpha_2 + M_3 l_{BC} \cos \alpha_3}{l_{AB} l_{BC} \cos (\alpha_2 + \alpha_3)} =$$

$$= \frac{2917 \times 0,151 \sin 7,928^\circ - 0,508 \times 0,113 \cos 1,122^\circ}{0,151 \times 0,113 \cos (7,928^\circ + 1,122^\circ)} = 3634 \text{ Н.}$$

$$R_{23x} = R_{23y} \operatorname{tg} \alpha_3 - \frac{M_2}{l_{BC} \cos \alpha_3} = -3634 \operatorname{tg} 1,122^\circ + \frac{2917}{0,113 \cos 1,122^\circ} = 25796 \text{ Н.}$$

Повна реакція в шарнірі B :

$$R_{23} = ((R_{23x})^2 + (R_{23y})^2)^{1/2} = (25796^2 + 3634^2)^{1/2} = 26050 \text{ Н.}$$

Проектуємо сили, які прикладені до ланки 3, на осі координат:

$$R_{03x} + R_{43x} + R_{23x} = 0;$$

$$R_{03y} + R_{43y} - G_3 - R_{23y} = 0.$$

Звідси знаходимо:

$$R_{03x} = -R_{43x} - R_{23x} = -26959 - 25796 = -52755 \text{ Н.}$$

$$R_{03y} = -R_{43y} + G_3 + R_{23y} = -2297 + 28 + 3634 = 1365 \text{ Н.}$$

Повна реакція в шарнірі С :

$$R_{03} = ((R_{03x})^2 + (R_{03y})^2)^{1/2} = (52755^2 + 1365^2)^{1/2} = 52772 \text{ Н.}$$

Тепер проектуємо на осі координат всі сили, які прикладені до данки 2:

$$R_{12x} + \Phi_{2x} - R_{32x} = 0;$$

$$-R_{12y} + \Phi_{2y} - G_2 + R_{32y} = 0.$$

Складові реакції дорівнюють:

$$R_{12x} = -\Phi_{2x} + R_{32x} = -23 + 25796 = 25773 \text{ Н.}$$

$$R_{12y} = \Phi_{2y} - G_2 + R_{32y} = 2 - 12 + 3634 = 3624 \text{ Н.}$$

Повна реакція в шарнірі А має значення:

$$R_{12} = ((R_{12x})^2 + (R_{12y})^2)^{1/2} = (25773^2 + 3624^2)^{1/2} = 26026 \text{ Н.}$$

Вхідна ланка показана на рис.11.10.

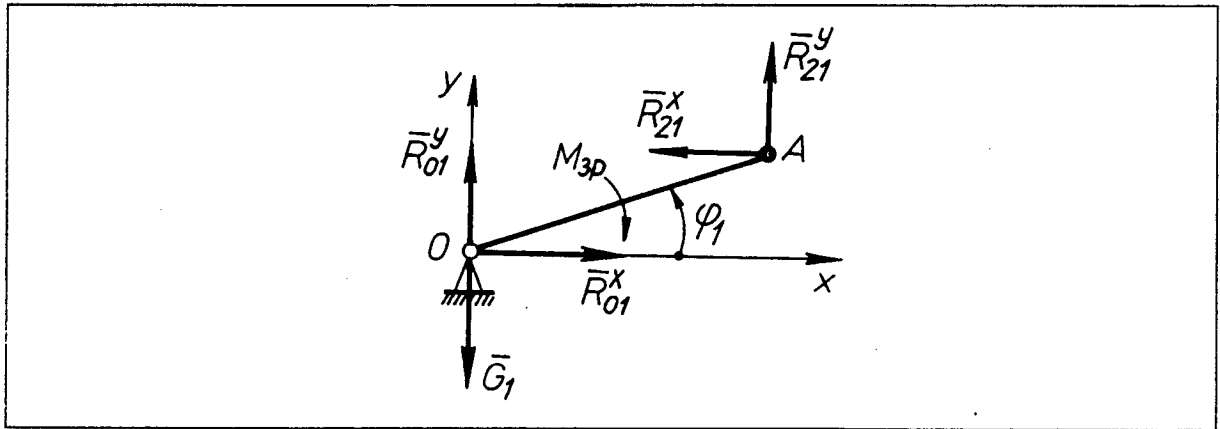


Рис. 11.10

Невідомими є складові \bar{R}_{01x} , \bar{R}_{01y} реакції в шарнірі 0 і зрівноважуючий момент M_{3p} . З рівняння проекцій сил на осі координат

$$R_{01x} - R_{21x} = 0;$$

$$R_{01y} - G_1 + R_{21y} = 0$$

знаходимо складові реакції:

$$R_{01x} = R_{21x} = 25773 \text{ Н;}$$

$$R_{01y} = G_1 - R_{21y} = 5 - 3624 = -3619 \text{ Н.}$$

Обчислимо повну реакцію в шарнірі:

$$R_{01} = ((R_{01x})^2 + (R_{01y})^2)^{1/2} = (25773^2 + 3619^2)^{1/2} = 26026 \text{ Н.}$$

Запишемо рівняння моментів сил відносно точки 0:

$$M_{3p} - R_{21x} l_{AO} \sin \varphi_1 - R_{21y} l_{AO} \cos \varphi_1 = 0.$$

Зрівноважуючий момент дорівнює:

$$M_{3p} = l_{AO} (R_{21x} \sin \varphi_1 + R_{21y} \cos \varphi_1) = 0,035 (25773 \sin 15^\circ + 3624 \cos 15^\circ) = 356 \text{ Нм.}$$

Результати обчислень реакцій для інших положень, виконані з допомогою програми MD1D2, наведені в табл.11.10.

СХЕМА - 10 ВАРІАНТ - 1
ВХІДНІ ДАНІ

BXODK(.035 .000 .000 .000 .000 345.0 .0 30.0)
 LDI1(.151 .113 .000 .113 .076 .000 .0 195.0)
 T13(-.118 .143 .000 .000 .000 .000 .000 .000)
 LDI2(.020 .000 .010 .254 .0 .0 .000 .000)
 M1= .5 M2= 1.2 M3= 2.8 M4= .0 M5= 5.0
 JO= 8.306 JS2= .100 JS3= .600 JS4= .000
 P(53014.5 27037.0 530.0 -12988.0 -34459.0 -53014.5
 -53014.5 30218.0 -6891.8 -20675.5 -53014.5 -53014.5 -53014.5)
 W1CP= 25.12 E1= 15.93 R12= 26026.0 R34= 27057.0 R05= 2346.0
 КОНТР.ПОЛ. - 1

РЕЗУЛЬТАТИ СИЛОВОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМУ

N	R05	R45X	R45Y	R45	R34X	R34Y	R34
0	9615.9	-53014.5	-9566.9	53870.8	-53014.5	-9566.9	53870.8
1	2397.8	-27037.0	-3348.8	27243.6	-27037.0	-3348.8	27243.6
2	49.7	-530.0	-.7	530.0	-530.0	-.7	530.0
3	1267.5	12988.0	-1218.4	13045.0	12988.0	-1218.4	13045.0
4	2121.4	34459.0	-2072.3	34521.3	34459.0	-2072.3	34521.3
5	-4779.6	53014.5	4828.7	53233.9	53014.5	4828.7	53233.9
6	9644.8	-53014.5	-9595.8	53875.9	-53014.5	-9595.8	53875.9
7	-2855.1	30218.0	2904.2	30357.2	30218.0	2904.2	30357.2
8	-283.0	-6891.8	332.0	6899.8	-6891.8	332.0	6899.8
9	-1989.6	-20675.5	2038.6	20775.8	-20675.5	2038.6	20775.8
10	-594.8	-53014.5	643.9	53018.4	-53014.5	643.9	53018.4
11	6432.5	-53014.5	-6383.5	53397.4	-53014.5	-6383.5	53397.4
12	-9517.8	53014.5	9566.9	53870.8	53014.5	9566.9	53870.8

N	R03X	R03Y	R03	R23X	R23Y	R23
0	-107265.0	5058.6	107384.3	54250.5	-14598.0	56180.3
1	-54021.8	468.5	54023.8	26984.8	-3789.8	27249.6
2	-1050.7	51.9	1052.0	520.7	-25.1	521.3
3	26228.7	-1076.1	26250.7	-13240.7	-114.9	13241.2
4	71170.3	-3081.0	71237.0	-36711.3	1036.1	36725.9
5	106518.7	-2401.8	106545.7	-53504.2	7257.9	53994.2
6	-101156.9	3385.8	101213.5	48142.4	-12954.1	49854.8
7	57080.8	-7417.2	57560.7	-26862.8	10348.9	28787.3
8	-13116.6	3253.3	13514.0	6224.8	-2893.9	6864.6
9	-39614.8	11438.3	41233.1	18939.3	-9372.2	21131.4
10	-103258.7	24287.3	106076.5	50244.2	-23616.0	55517.5
11	-106108.5	14316.2	107069.9	53094.0	-20672.2	56976.4
12	107234.8	-4985.1	107350.6	-54220.3	14579.4	56146.3

N	R12X	R12Y	R12	R01X	R01Y	R01	MЗР
0	54250.5	-14586.2	56177.2	-54250.5	14591.1	56178.5	-1.5
1	26984.8	-3778.0	27248.0	-26984.8	3782.9	27248.7	-372.1
2	520.7	-13.3	520.9	-520.7	18.2	521.0	-13.2
3	-13240.7	-103.1	13241.1	13240.7	108.0	13241.1	446.7
4	-36711.3	1047.9	36726.3	36711.3	-1043.0	36726.1	1231.7
5	-53504.2	7269.7	53995.8	53504.2	-7264.8	53995.1	1144.5
6	48142.4	-12942.3	49851.7	-48142.4	12947.3	49853.0	1.2
7	-26862.8	10360.6	28791.5	26862.8	-10355.7	28789.8	-593.5
8	6224.8	-2882.1	6859.6	-6224.8	2887.0	6861.7	225.4
9	18939.3	-9360.4	21126.2	-18939.3	9365.3	21128.3	725.1
10	50244.2	-23604.2	55512.5	-50244.2	23609.1	55514.6	1485.0
11	53094.0	-20660.4	56972.1	-53094.0	20665.3	56973.9	803.1
12	-54220.3	14591.2	56149.3	54220.3	-14586.3	56148.0	1.7

N	ALR01	ALR12	ALR23	ALR34	ALR45	ALR03
0	164.95	344.95	344.94	190.23	190.23	177.30
1	172.02	352.03	352.01	187.06	187.06	179.50
2	178.00	358.54	357.24	180.07	180.07	177.17
3	.47	180.45	180.50	354.64	354.64	357.65
4	358.37	178.36	178.38	356.56	356.56	357.52
5	352.27	172.26	172.27	5.20	5.20	358.71
6	164.95	344.95	344.94	190.26	190.26	178.08
7	338.92	158.91	158.93	5.49	5.49	352.60
8	155.12	335.16	335.07	177.24	177.24	166.07
9	153.69	333.70	333.67	174.37	174.37	163.89
10	154.83	334.84	334.82	179.30	179.30	166.76
11	158.73	338.74	338.73	186.87	186.87	172.32
12	344.94	164.94	164.95	10.23	10.23	357.34

R12X,R12Y,R12 - проекції та повна реакція в кінематичній парі

мі ж і-ю та j-ю ланками,Н

MЗР - зрівноважуючий момент,Нм

11.4. Визначення коефіцієнта корисної дії машини і зносу в елементах кінематичних пар (третя частина проекту, лист 3)

Визначення діаметрів осей в обертальних кінематичних парах. Вісь, на якій закріплено кривошип, передає крутний момент, тому її розраховуємо по умові: міцності на кручення, як вал:

$$d_{01} = \left(\frac{16 M_{\max}}{\pi \tau_{adm}} \right)^{1/3}.$$

Приймаємо значення допустимого напруження $\tau_{adm} = 15 \text{ Н/мм}^2$. Зведений момент рушійних сил $M_p = 414 \text{ Нм}$. Обчислюємо діаметр осі:

$$d_{01} = \left(\frac{16 \times 414 \times 10^3}{3,14 \times 15} \right)^{1/3} = 51,9 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_{01} = 55 \text{ мм}$.

Діаметри інших осей визначаємо з умови міцності на зріз при $[\tau_{зр}] = 60 \text{ Н/мм}^2$:

$$d_{12} = \left(\frac{4 R_{12\max}}{\pi [\tau_{зр}]} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 \times 56143}{3,14 \times 60} \right)^{1/2} = 34,5 \text{ мм};$$

$$d_{23} = \left(\frac{4 \times 56170}{3,14 \times 60} \right)^{1/2} = 34,6 \text{ мм};$$

$$d_{03} = \left(\frac{4 \times 106513}{3,14 \times 60} \right)^{1/2} = 48,7 \text{ мм};$$

$$d_{34} = \left(\frac{4 \times 53933}{3,14 \times 60} \right)^{1/2} = 34,2 \text{ мм};$$

$$d_{45} = \left(\frac{4 \times 53933}{3,14 \times 60} \right)^{1/2} = 34,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_{12} = d_{23} = d_{34} = d_{45} = 35 \text{ мм}, d_{03} = 50 \text{ мм}$.

Сили і моменти сил тертя в кінематичних парах. В обертальних кінематичних парах встановлені підшипники ковзання, для яких використані пари тертя сталь - бронза із змащенням. Коефіцієнт тертя $f_o = 0,02$. Поступальну пару утворюють сталений поршень і сталений циліндр компресора. Коефіцієнт тертя цієї пари $f_n = 0,12$. Для обертальних і циліндричних поступальних пар коефіцієнт зведення дорівнює $\mu = 1,27$. Зведені коефіцієнти тертя мають значення:

$$f_o^* = f_o \mu = 0,02 \times 1,27 = 0,0254;$$

$$f_n^* = f_n \mu = 0,12 \times 1,27 = 0,152.$$

За формулами (6.7) і (6.8) обчислюємо сили тертя

$$F_{ij}^T = f_o^* R_{ij},$$

і моменти сил тертя

$$T_{ij} = f_o^* R_{ij} \frac{d}{2}.$$

Тут R_{ij} - значення реакції в кінематичній парі в заданому положенні. Результати обчислень зводимо в табл.11.11.

По одержаних результатах будуюмо діаграми сил і моментів сил тертя для дванадцяти положень механізму (лист 3). Масштабні коефіцієнти побудови

$$\mu_F = 30 \text{ Н/мм}, \quad \mu_T = 10 \text{ Нм/мм}.$$

Таблиця 11.11

№ положення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$T_{01}, \text{ Нм}$	38,66	18,58	0,07	9,43	25,46	37,1	35,5	19,5	5,03	14,46	38,4	39,2
$T_{12}, \text{ Нм}$	24,6	11,8	0,04	6,05	16,2	23,6	22,6	12,4	3,2	9,2	24,4	24,8
$T_{23}, \text{ Нм}$	24,6	11,8	0,04	6,05	16,2	23,6	22,6	12,4	3,2	9,2	24,4	24,8
$T_{03}, \text{ Нм}$	67,63	33,87	0,33	16,94	45,11	66,98	65,01	36,0	8,8	26,06	66,98	67,45
$T_{34}, \text{ Нм}$	23,9	12,08	0,2	5,83	15,35	23,63	23,97	13,46	3,07	9,21	23,54	23,7
$T_{45}, \text{ Нм}$	23,9	12,08	0,2	5,83	15,35	23,63	23,97	13,46	3,07	9,21	23,54	23,7
$F_{05}^T, \text{ Н}$	1459	515	7,4	194	322	721	1467	432	43,2	301	89,8	976

Втрати потужності на тертя. Потужність, яка витрачається на подолання сил тертя в кінематичних парах, обчислюється за формулами (6.9) або (6.10). Для поступальної пари F маємо

$$P_{05}^T = F_{05}^T V_5.$$

а для обертальних пар :

$$P_{01} = T_{01} \omega_{01}; \quad P_{12} = T_{12} \omega_{12}; \quad P_{23} = T_{23} \omega_{23};$$

$$P_{03} = T_{03} \omega_{03}; \quad P_{34} = T_{34} \omega_{34}; \quad P_{45} = T_{45} \omega_{45}.$$

Значення відносних швидкостей $\omega_{01}, \dots, \omega_{45}$ обчислюємо як різницю кутових швидкостей ланок, які утворюють відповідну пару:

$$\omega_{01} = |\omega_0 - \omega_1| = \omega_1;$$

$$\omega_{12} = |\omega_1 - \omega_2| = |(1 - \varphi_2') \omega_1|;$$

$$\omega_{23} = |\omega_2 - \omega_3| = |(\varphi_2' - \varphi_3') \omega_1|;$$

$$\omega_{03} = \omega_3 |\varphi_3' \omega_1|;$$

$$\omega_{34} = |\omega_3 - \omega_4| = |(\varphi_3' - \varphi_4') \omega_1|;$$

$$\omega_{45} = |\omega_4 - \omega_5| = |(\varphi_4' - \varphi_5') \omega_1|.$$

Аналоги кутових швидкостей φ_i' беремо з таблиці 11.9.

Результати обчислень зводимо в таблицю 11.12.

$$\text{Середнє за цикл } P_{cp}^T = \frac{\sum P_{\Sigma}^T}{12} = 1520 \text{ Вт}.$$

Таблиця 11.12

№ по- ло- ження	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ω_{01}, c^{-1}	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1
ω_{12}, c^{-1}	19,28	19,38	21,29	24,82	28,82	31,17	30,92	29,26	27,31	25,26	23,0	20,74
ω_{23}, c^{-1}	5,82	8,8	9,51	7,97	4,22	0,98	5,82	8,79	9,51	7,97	4,22	0,98
ω_{03}, c^{-1}	0	3,07	5,7	7,68	7,94	5,07	0	4,64	7,3	7,82	6,33	3,38
ω_{34}, c^{-1}	0	1,79	0,36	5,58	13,27	12,52	0	11,5	12,89	6,67	0,04	1,93
ω_{45}, c^{-1}	0	4,87	6,07	2,1	5,34	7,43	0	6,87	5,58	1,15	6,29	5,31
$V_{05}, m/c$	0	0,349	0,633	0,864	0,896	0,542	0	0,492	0,823	0,881	0,703	0,379
P_{01}^T, Bm	970	466	1,7	236,7	639	931	891	489	126	363	964	984
P_{12}^T, Bm	474	229	0,8	150	467	736	699	363	87,2	232	561	514
P_{23}^T, Bm	143	104	0,4	48	68	24	132	109	30,5	73	103	24
P_{03}^T, Bm	0	104	1,9	130	358	340	0	167	64,2	204	424	229
P_{34}^T, Bm	0	22	0,1	33	204	296	0	155	40	61	0,9	46
P_{45}^T, Bm	0	59	1,2	12,2	82	176	0	92	17	11	148	126
P_{05}^T, Bm	0	178	4,7	168	288	391	0	212	40	265	63	370
P_{Σ}^T, Bm	1587	1162	10,8	778	2106	2894	1722	1587	405	1209	2264	2293

За результатами обчислень будемо діаграми потужностей, затрачених на подолання сил тертя для трьох обертальних О, А, С і поступальної кінематичних пар, а також сумарної потужності (лист 3). При побудові приймаємо масштабний коефіцієнт $\mu_p = 50 Bm/mm$.

Визначення коефіцієнта корисної дії важільного механізму. Для важільного механізму визначаємо цикловий і миттєві к.к.д. за формулами (6.15) і (6.14), які в нашому випадку мають вигляд:

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{P_o}{P_o + P_{cp}^T} = \frac{M_{36}^o \omega_1}{M_{36}^o \omega_1 + P_{cp}^T} = \frac{414 \times 25,1}{414 \times 25,1 + 1520} = 0,872.$$

$$\eta_M = \frac{S_5'}{S_5' + \alpha_{05} f_n S_5' + f_o^* \sum_{n=1}^4 \alpha_{kn} r_{kn} |\varphi_n' - \varphi_k'|}$$

Тут $k = n - 1$, $n = 1, 2, 3, 4$.

Значення α_{05}, α_{kn} одержані за результатами розрахунків на ЕОМ при оди-
ничній силі корисного опору $F_{ko} = 1$ у всіх положеннях механізму. Сили інерції і
ваги не враховуємо, для чого приймаємо, що маси m_i всіх ланок і їх моменти
інерції I_{Si} рівні нулю, тобто $m_i = 0$, $I_{Si} = 0$. Проміжні результати розрахунків запи-
суємо в таблицю 11.13, при цьому використовуємо позначення:

$$\begin{aligned} \rho_{05} &= \alpha_{05} f_n S_5'; & \rho_{01} &= f_o^* \alpha_{01} r_{01} |\varphi_1'|; & \rho_{12} &= f_o^* \alpha_{12} r_{12} |\varphi_1' - \varphi_1'|; \\ \rho_{23} &= f_o^* \alpha_{23} r_{23} |\varphi_3' - \varphi_2'|; & \rho_{34} &= f_o^* \alpha_{34} r_{34} |\varphi_4' - \varphi_3'|; \\ \rho_{03} &= f_o^* \alpha_{03} r_{03} |\varphi_3'|; & \rho_{45} &= f_o^* \alpha_{45} r_{45} |\varphi_4'|, & r_{01} &= 0,5d_{01} = 27,5 \times 10^{-3} \text{ м}; \\ r_{12} &= r_{23} = r_{34} = r_{45} = 0,5d_{12} = 17,5 \times 10^{-3} \text{ м}; & r_{03} &= 0,5d_{03} = 25 \times 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

Таблиця 11.13

№ поло- ження	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
α_{01}	1,06	1,01	0,98	1,02	1,07	1,02	0,94	0,95	0,98	1,02	1,05	1,07
α_{12}	1,06	1,01	0,98	1,02	1,07	1,02	0,9	0,95	0,99	1,02	1,05	1,07
α_{23}	1,06	1,01	0,98	1,02	1,07	1,02	0,94	0,95	0,99	1,02	1,05	1,07
α_{03}	2,03	1,99	1,98	2,02	2,07	2,01	1,91	1,91	1,96	1,99	2,0	2,02
α_{34}	1,02	1,01	1,0	1,01	1,01	1,01	1,02	1,01	1,0	1,01	1,0	1,01
α_{45}	1,02	1,01	1,0	1,01	1,00	1,01	1,02	1,01	1,00	1,01	1,0	1,01
α_{05}	0,18	0,13	0,01	0,09	0,06	0,09	0,18	0,10	0,05	0,10	0,01	0,12
$S_5' \times 10^{-2}$	0,0	1,38	2,52	3,44	3,57	2,16	0	1,96	3,28	3,51	2,8	1,51
$\rho_{05} \times 10^{-4}$	0	2,6	3,83	4,86	3,25	2,99	0	2,86	2,39	5,23	0,51	2,75
$\rho_{01} \times 10^{-4}$	7,4	7,04	6,87	7,12	7,44	7,11	6,57	6,65	6,98	7,14	7,31	7,5
$\rho_{12} \times 10^{-4}$	3,61	3,46	3,76	4,48	5,43	5,62	5,15	4,93	4,83	4,57	4,26	3,94
$\rho_{23} \times 10^{-4}$	1,09	1,57	1,65	1,44	0,8	0,18	0	0,78	1,29	1,41	1,14	0,64
$\rho_{34} \times 10^{-4}$	0	0,32	0,06	0,99	2,35	2,22	0	2,04	2,29	1,18	0	0,34
$\rho_{03} \times 10^{-4}$	0	1,55	2,86	3,93	4,5	2,58	0	2,23	3,62	3,94	3,2	1,72
$\rho_{45} \times 10^{-4}$	0	0,87	1,07	0,37	0,95	1,32	0	1,22	0,99	0,2	1,11	0,95
η_M	0	0,89	0,94	0,94	0,94	0,91	0	0,91	0,94	0,94	0,94	0,90
η_M^*	0	0,89	0,97	0,93	0,94	0,91	0	0,90	0,90	0,94	0,94	0,90

Середнє значення миттєвого к.к.д. дорівнює

$$\eta_{Mcp} = \frac{\sum \eta_M}{12} = \frac{9,217}{12} = 0,768$$

і відрізняється від циклового к.к.д. на

$$\Delta_\eta = \left| \frac{\eta_{Mcp} - \eta_\Sigma}{\eta_\Sigma} \right| \times 100\% = \left| \frac{0,768 - 0,872}{0,872} \right| \times 100\% = 11,9\%$$

Визначимо миттєві к.к.д., використовуючи результати обчислень втрат потужності на тертя в кінематичних парах, тобто

$$\eta_M^* = 1 - \frac{P_{\Sigma T}}{P_P + P_{\Sigma T}}$$

Значення $P_{\Sigma T}$ для кожного положення беремо з таблиці 11.10, а значення P_P обчислюємо за формулою

$$P_P = M_{z_3}^O \omega_1$$

Тут $M_{z_3}^O$ вибираємо з таблиці 11.4. Одержані значення к.к.д. позначимо η_M^* і занесемо в таблицю 11.13. Різниця між к.к.д. визначеними за формулами (6.14) і (6.15a) не перевищує 3%. На листі 4 побудовані графіки η_M і η_Σ .

Визначення коефіцієнту корисної дії планетарного механізму і зубчастієї передачі. Коефіцієнт корисної дії планетарного механізму обчислюємо за формулою

$$\eta_{nl} = \frac{1 - (1 - i_{in}) \eta_{14}^H}{i_{1n}}$$

де $\eta_{14}^H = \eta_{12} \eta_{24} \eta_0^3$.

Для пари коліс z_1, z_2 , які утворюють зовнішні зачеплення, маємо:

$$\eta_{12} = \eta_{z_2} = 1 - \frac{f \pi \varepsilon_\alpha}{2} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1 - \frac{0,05 \times 3,14 \times 1,3}{2} \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{40} \right) = 0,997.$$

Для коліс z_3, z_4 із внутрішнім зачепленням:

$$\eta_{34} = \eta_{z_3} = 1 - \frac{f \pi \varepsilon_\alpha}{2} \left(\frac{1}{z_3} - \frac{1}{z_4} \right) = 1 - \frac{0,05 \times 3,14 \times 1,3}{2} \left(\frac{1}{20} - \frac{1}{85} \right) = 0,996.$$

В опорах зубчастих коліс і водила застосовуються стандартні підшипники ковчання, для яких приймаємо $\eta_0 = 0,998$.

Підставляємо значення і обчислюємо к.к.д. планетарного механізму:

$$\eta_{nl} = \frac{1 - (1 - 7,8) 0,997 \times 0,996 \times 0,998^3}{7,8} = 0,989.$$

К.к.д. зубчастієї передачі, утвореної колесами z_5 і z_6 , дорівнює:

$$\eta_{56} = 1 - \frac{f \pi \varepsilon_\alpha}{2} \left(\frac{1}{z_5} + \frac{1}{z_6} \right) = 1 - \frac{0,05 \times 3,14 \times 1,34}{2} \left(\frac{1}{12} + \frac{1}{18} \right) = 0,985.$$

Загальний цикловий к.к.д. машини:

$$\eta = \eta_\Sigma \eta_{nl} \eta_{56} = 0,872 \times 0,989 \times 0,985 = 0,849.$$

Побудова годографів реакцій в кінематичних парах ланок. За формулою (6.22) обчислюємо кути $\psi_i^{(n)}$ між векторами реакцій $R_j^{(n)}$ і відповідними ланками. Значення кутів $\varphi_i^{(n)}$ знаходимо з таблиці 11.4, а кути $\alpha_j^{(n)}$ заміряємо безпосередньо з годографів відповідних реакцій побудованих на листі 2. Результати обчислень зводимо в таблицю 11.14.

Таблиця 11.14

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
α_{01}	-15	-8	268	80	179	173	166	158	-24	-26	-25	-21
ψ_{01}	0	-23	223	105	74	38	1	-37	-249	-281	-310	-336
ψ_{21}	180	157	343	285	254	218	181	143	-69	-101	-130	-158
ψ_{12}	180	180	91	1	0	0	0	0	181	180	180	180
ψ_{32}	0	0	-90	181	180	180	180	180	1	0	0	0
ψ_{23}	72	81	11	-77	-69	-68	-77	-75	88	78	70	68
ψ_{03}	-96	091	-100	100	110	113	116	115	-81	-92	-96	-99
ψ_{43}	97	96	94	276	289	-55	-52	055	110	98	95	96
ψ_{34}	180	182	178	2	2	2	-2	2	-178	-180	-178	182
ψ_{54}	2	2	2	-178	-178	-178	-182	-178	-358	-360	-378	2

Годографи реакцій для окремих ланок побудовані на листі 4.

Визначення зносу в елементах кінематичних пар. Обчислюємо знос в елементах кінематичних пар кривошипну OA , в парі A шатуна AB і парі C коромисла BCD .

З результатів силового аналізу (таблиця 11.10) знаходимо, що в кінематичних парах O і A реакції досягають максимального значення в 11-му положенні:

$$R_{01} = 56162 \text{ Н}, R_{21} = R_{12} = 56164 \text{ Н},$$

а в кінематичній парі C максимальне значення реакція $R_{03} = 106600 \text{ Н}$ приймає в 0-му положенні. Позначимо точки, в яких шукаємо знос, відповідно $O^{(11)}, A^{(11)}, C^{(0)}$.

Користуючись таблицею 11.14 і годографами реакцій на листі 4, визначимо реакції, які складають з реакціями $\bar{R}_{01}, \bar{R}_{21}, \bar{R}_{03}$ гострі кути:

$$\gamma_{01}^{(i)} = \left| \psi_{01}^{(11)} - \psi_{01}^{(i)} \right|; \quad \gamma_{21}^{(i)} = \left| \psi_{21}^{(11)} - \psi_{21}^{(i)} \right|;$$

$$\gamma_{03}^{(i)} = \left| \psi_{03}^{(0)} - \psi_{03}^{(i)} \right|; \quad \gamma_{12}^{(i)} = \left| \psi_{12}^{(11)} - \psi_{12}^{(i)} \right|.$$

Значення кутів занесемо в таблицю 11.14а.

Таблиця 11.14а

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
γ_{01}	24	47	199	81	50	14	23	61	87	55	26	0
γ_{21}	24	47	199	81	50	14	33	61	87	55	26	0
γ_{12}	0	0	89	89	180	180	180	180	1	0	0	0
γ_{03}	0	5	4	196	209	212	212	211	15	4	0	3

За результатами обчислень знаходимо, що для визначення зносу в точці $O^{(11)}$ елемента кінематичної пари O кривошипа необхідно врахувати реакції R_{01} в усіх положеннях за винятком 2-го положення, для якого $\gamma_{01}^{(2)} = 199^\circ > 90^\circ$. Так само маємо і для точки $A^{(11)}$ елемента кінематичної пари A кривошипа. Для точки $A^{(11)}$, яка належить шатуну не враховуємо дію реакції R_{12} в 4, 5, 6, 7 положеннях, для яких $\gamma_{12} > 90^\circ$, а для точки $C^{(0)}$ не враховуємо реакції R_{03} в положеннях 3...7.

Обчислюємо середні тиски в точках. Приймаємо в усіх шарнірах $b_{ij} = d_{ij}$.

Точка $O^{(11)}$:

$$q_0 = \frac{2}{\pi b_{01} r_{01}} \times \frac{1}{N} \left(R_{01}^{(11)} + R_{01}^{(0)} \cos \gamma_{01}^{(0)} + R_{01}^{(1)} \cos \gamma_{01}^{(1)} + R_{01}^{(3)} \cos \gamma_{01}^{(3)} + \dots + R_{01}^{(10)} \cos \gamma_{01}^{(10)} \right) =$$

$$= \frac{2}{3,14 \times 0,055 \times 0,027511} \times \frac{1}{11} \left(56162 + 55416 \cos 24^\circ + 26629 \cos 47^\circ + \right.$$

$$\left. + 13580 \cos 81^\circ + 36491 \cos 50^\circ + 52986 \cos 14^\circ + 51036 \cos 23^\circ + 27964 \cos 61^\circ + \right.$$

$$\left. + 7201 \cos 87^\circ + 20986 \cos 55^\circ + 54940 \cos 26^\circ \text{right} \right) = 12,4 \times 10^6 \text{H/м}^2 = 12,4 \text{МПа}.$$

Точка $A^{(11)}$ кривошипа:

$$q_A = \frac{2}{3,14 \times 0,0035 \times 0,0175} \times \frac{1}{11} \left(56164 + 55418 \cos 24^\circ + 26630 \cos 47^\circ + \right.$$

$$\left. + 13580 \cos 81^\circ + 36490 \cos 50^\circ + 52985 \cos 14^\circ + 51038 \cos 23^\circ + 27962 \cos 61^\circ + \right.$$

$$\left. + 7203 \cos 87^\circ + 20988 \cos 55^\circ + 54943 \cos 26^\circ \right) = 30,62 \times 10^6 \text{H/м}^2 = 30,62 \text{МПа}$$

Точка $A^{(11)}$ шатуна

$$q_A = \frac{2}{3,14 \times 0,035 \times 0,0175} \times \frac{1}{8} \left(56164 + 55418 + 26630 + 87 \cos 89^\circ + \right.$$

$$\left. + 13580 \cos 89^\circ + 7203 \cos 1^\circ + 20988 + 54943 \right) = 28,8 \times 10^6 \text{H/м}^2 = 28,8 \text{МПа}$$

Точка $C^{(0)}$ коромисла:

$$q_C = \frac{2}{3,14 \times 0,05 \times 0,025} \times \frac{1}{7} \left(106600 + 53369 \cos 5^\circ + 508 \cos 4^\circ + 13890 \cos 15^\circ + \right.$$

$$\left. + 41098 \cos 4^\circ + 105502 + 106254 \cos 3^\circ \right) = 31,03 \times 10^6 \text{H/м}^2 = 31,03 \text{МПа}$$

Визначаємо кутовий шлях ковзання в кінематичних парах.

Для елемента пари O , який належить кривошипу враховуємо 11 участків $\Delta \varphi_{01}$, так як виключаємо реакцію $R_{01}^{(2)}$:

$$\sum_{01} = \sum_1^{11} \Delta \varphi_{01} = 11 \times 30^\circ = 330^\circ = 5,76 \text{рад}.$$

В парі A кривошипу також не враховується реакція $R_{01}^{(2)}$. Так як кути $\Delta \varphi_{12}$ між положеннями не однакові, то при обчисленні \sum_{12} приймаємо половини кутів

$\Delta \varphi_{12}^{12}$ і $\Delta \varphi_{12}^{23}$ між положеннями 1-2 і 2-3:

$$\sum_{12} = \Delta \varphi_{12}^{01} + 0,5(\Delta \varphi_{12}^{12} + \Delta \varphi_{12}^{23}) + \sum_3 \Delta \varphi_{12} = 23 + 0,5(24 + 27,5) + 32,1 + 36,1 +$$

$$+ 37,3 + 36 + 33,8 + 31,5 + 28,8 + 26,1 + 23,8 = 334,25^\circ = 5,83 \text{рад}.$$

Для елемента пари A , який належить шатуну 2, маємо:

$$\begin{aligned} \Sigma_{21} &= \Delta \varphi_{21}^{01} + \Delta \varphi_{21}^{12} + \Delta \varphi_{21}^{23} + 0,5\Delta \varphi_{21}^{34} + 0,5\Delta \varphi_{21}^{78} + \Delta \varphi_{21}^{89} + \Delta \varphi_{21}^{9-10} + \Delta \varphi_{21}^{10-11} + \\ &+ \Delta \varphi_{21}^{11-12} = 23 + 24 + 27,5 + 0,5 \times 32,1 + 0,5 \times 33,8 + 31,5 + 28,8 + 26,1 + 23,8 = \\ &= 277,65^\circ = 3,8 \text{ рад.} \end{aligned}$$

Ковзання в парі C визначаємо між положеннями 0-3 і 7-12:

$$\begin{aligned} \Sigma_{03} &= \Delta \varphi_{03}^{01} + \Delta \varphi_{03}^{12} + 0,5\Delta \varphi_{03}^{23} + 0,5\Delta \varphi_{03}^{78} + \sum_8^{12} \Delta \varphi_{03} = 1,9 + 5,2 + 0,5(8,1 + 7,4) + \\ &+ 9,2 + 8,4 + 5,9 + 2 = 39,95^\circ = 0,697 \text{ рад.} \end{aligned}$$

Знос в елементах кінематичних пар :

точка $O^{(11)}$ кривошипа

$$\delta_o = q_o \Sigma_{01} r_{01} = 12,4 \times 5,76 \times 0,0275 = 1,964 \text{ МПа м ;}$$

точка $A^{(11)}$ кривошипа

$$\delta_A = q_A \Sigma_{12} r_{12} = 30,62 \times 5,83 \times 0,0175 = 3,124 \text{ МПа м ;}$$

точка $A^{(11)}$ шатуна

$$\delta_A = q_A \Sigma_{21} r_{12} = 28,8 \times 3,8 \times 0,0175 = 1,915 \text{ МПа м ;}$$

точка $O^{(0)}$ коромисла

$$\delta_c = q_c \Sigma_{03} r_{03} = 31,03 \times 0,697 \times 0,024 = 0,54 \text{ МПа м .}$$

11.5. Синтез зубчастої передачі і планетарного механізму (четверта частина проекту, лист 4)

Геометричний розрахунок евольвентної зубчастої передачі при нарізанні коліс інструментом зі стандартним рейковим контуром. Для проектування зубчастої передачі задано $z_5 = 12$, $z_6 = 18$ і модуль передачі $m = 5 \text{ мм}$. Для зручності позначимо $z_1 = z_5$ і $z_2 = z_6$. Спочатку синтезуємо зубчасту передачу без застосування ЕОМ.

Знаходимо коефіцієнти зміщень x_1 і x_2 із умови відсутності підрізання зубів коліс передачі

$$\begin{aligned} x_1 &= h_a^* \frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}} = \frac{17,09726 - 12}{17,09726} = 0,298133, \\ x_2 &= 0 \quad (z_2 > 17). \end{aligned}$$

Визначаємо кут зачеплення зубчастої передачі

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{2x_\Sigma}{z_\Sigma} \text{tg } \alpha = 0,014904 + \frac{2 \times 0,298133}{30} \text{tg } 20^\circ = 0,0221381,$$

де $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,298133 + 0 = 0,298133$, $z_\Sigma = 12 + 18 = 30$;

по таблиці значень евольвентної функції (див додток 7), користуючись інтерполяцією, отримуємо $\alpha_w = 22^\circ 42,36' \approx 22,706^\circ$.

Обчислюємо коефіцієнт сприйманого зміщення

$$y = \frac{z_\Sigma}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \frac{30}{2} \left(\frac{\cos 20^\circ}{\cos 22,706^\circ} - 1 \right) = 2,795925 \times 10^{-1},$$

коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0,298133 - 2,795925 \times 10^{-1} = 1,85405 \times 10^{-2},$$

міжосьову відстань зубчастої передачі

$$a_w = \frac{m z_{\Sigma} \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{5 \times 30 \cos 20^{\circ}}{2 \cos 22,706^{\circ}} = 76,40 \text{ мм},$$

радіуси ділительних кіл

$$r_1 = \frac{m z_1}{2} = \frac{5 \times 12}{2} = 30 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{m z_2}{2} = \frac{5 \times 18}{2} = 45 \text{ мм},$$

основних кіл

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 30 \cos 20^{\circ} = 28,19 \text{ мм},$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = 45 \cos 20^{\circ} = 42,29 \text{ мм},$$

кіл вершин

$$r_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 + h_a^* - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{12}{2} + 0,298133 + 1,0 - 1,85405 \times 10^{-2} \right) = 36,40 \text{ мм},$$

$$r_{a2} = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 + h_a^* - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{18}{2} + 0 + 1,0 - 1,85405 \times 10^{-2} \right) = 49,91 \text{ мм},$$

кіл западин

$$r_{f1} = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left(\frac{12}{2} + 0,298133 - 1,0 - 0,25 \right) = 25,24 \text{ мм},$$

$$r_{f2} = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left(\frac{18}{2} + 0 - 1,0 - 0,25 \right) = 38,75 \text{ мм},$$

початкових кіл

$$r_{w1} = \frac{m z_1 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{5 \times 12 \cos 20^{\circ}}{2 \cos 22,706^{\circ}} = 30,56 \text{ мм},$$

$$r_{w2} = \frac{m z_2 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{5 \times 18 \cos 20^{\circ}}{2 \cos 22,706^{\circ}} = 45,84 \text{ мм}.$$

Знаходимо висоту зубів коліс

$$h = m (2h_a^* + c^* - \Delta y) = 5 (2 \times 1,0 + 0,25 - 1,85405 \times 10^{-2}) = 11,16 \text{ мм},$$

товщину зубів коліс по ділительних колах

$$s_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2 x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) = 5 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,298133 \operatorname{tg} 20^{\circ} \right) = 8,94 \text{ мм},$$

$$s_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2 x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) = 5 \left(\frac{\pi}{2} + 0 \right) = 7,85 \text{ мм},$$

ширину западин зубів по ділительних колах

$$e_1 = \pi m - s_1 = 5\pi - 8,94 = 6,77 \text{ мм},$$

$$e_2 = \pi m - s_2 = 5\pi - 7,85 = 7,86 \text{ мм},$$

товщину зубів по колах вершин

$$s_{a1} = m \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{a1}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha + z_1 (\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a1}) \right] =$$

$$= 5 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 39,245^\circ} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,298133 \operatorname{tg} 20^\circ + 12(0,014904 - 1,319343 \times 10^{-1}) \right] = 2,33 \text{ мм},$$

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \arccos \frac{28,19}{36,40} = 39,245^\circ,$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{a1} = \operatorname{tg}\alpha_{a1} - \alpha_{a1} = \operatorname{tg} 39,245^\circ - 39,245^\circ \frac{\pi}{180^\circ} = 1,319343 \times 10^{-1},$$

$$s_{a2} = m \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{a2}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg}\alpha + z_2 (\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a2}) \right] =$$

$$= 5 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 32,078^\circ} \left[\frac{\pi}{2} + 0 + 18(0,014904 - 6,689715 \times 10^{-2}) \right] = 3,52 \text{ мм},$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{r_{b2}}{r_{a2}} = \arccos \frac{42,29}{49,91} = 32,078^\circ,$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{a2} = \operatorname{tg}\alpha_{a2} - \alpha_{a2} = \operatorname{tg} 32,078^\circ - 32,078^\circ \frac{\pi}{180^\circ} = 6,689715 \times 10^{-2}.$$

Обчислюємо коефіцієнт торцювого перекриття передачі

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w) =$$

$$= \frac{12}{2\pi} (\operatorname{tg} 39,245^\circ - \operatorname{tg} 22,706^\circ) + \frac{18}{2\pi} (\operatorname{tg} 32,078^\circ - \operatorname{tg} 22,706^\circ) = 1,36.$$

Перевіряємо справедливість нерівностей $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, $s_{a1} \geq 0,25m$, $s_{a2} = 0,25m$.
Всі ці нерівності задовільняються, так як $1,36 > 1,2$; $2,33 > 0,25 \times 5$; $3,52 > 0,25 \times 5$.
Одержані результати геометричного синтезу зубчастої передачі вводимо в діалоговому режимі в ЕОМ (див. додаток 3). Вона перевіряє їх і далі виконує оптимізаційний синтез зубчастої передачі з метою отримання мінімальних її розмірів. Результати цього синтезу подані в табл. 11.13.

Викреслювання зачеплення зубчастих коліс з вказівкою основних розмірів і елементів коліс і передачі. Користуючись табл. 11.13, викреслюємо зубчасту передачу (див. лист 4). При цьому масштабний коефіцієнт довжини $\mu_l = 0,00025$ м/мм. Відкладаємо в масштабі міжосьову відстань O_1O_2 передачі. З точок O_1 і O_2 проводимо початкові, ділильні кола коліс, кола вершин і западин. Через точку P , точку дотику початкових кіл, проводимо спільну дотичну і через цю ж точку під кутом $\alpha_w = 25,15^\circ$ до спільної дотичної викреслюємо лінію зачеплення (для більш точної побудови лінії зачеплення по спільній дотичній вліво відкладаємо відрізок $PK = 90$ мм, через точку K проводимо перпендикуляр до PK , від точки K по перпендикуляру відкладаємо відрізок $KL = PK \operatorname{tg}\alpha_w = 90 \operatorname{tg} 25,15^\circ = 42,25$ мм; лінія, яка з'єднує точки P і L , є лінією зачеплення). З точок O_1 і O_2 на лінію зачеплення опускаємо перпендикуляри (положення точок N_1 і N_2 перетину перпендикулярів з лінією зачеплення знаходимо, попередньо обчисливши відрізки $PN_1 = O_1P \sin\alpha_w = 103,8 \sin 25,25^\circ = 44,1$ мм, $PN_2 = O_2P \sin\alpha_w = 155,7 \sin 25,25^\circ = 66,2$ мм). Радіусами O_1N_1 і O_2N_2 з точок O_1 і O_2 проводимо основні кола. Будуємо евольвентний профіль зуба другого колеса.

Таблиця 11.13

ВХІДНІ ДАНІ

Завдання - 10

Варіант - 1

PRB	Z1	Z2	X1	X2	ALFW	M
1.500	12.	18.	.298133	.000000	22.71	5.00

R1	R2	RB1	RB2	RA1	RA2	RF1	RF2
30.00	45.00	28.19	42.29	36.40	49.91	25.24	38.75

RW1	RW2	S1	S2	SA1	SA2	H	EPSAL
30.56	45.84	8.94	7.85	2.33	3.52	11.16	1.36

СИНТЕЗ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ВИКОНАНО ВІРНО

РЕЗУЛЬТАТИ ОПТИМІЗАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

- | | |
|------------------------------------------|----------------------------|
| 1.-Передаточне відношення передачі | PRB = 1.50 |
| 2.-Числа зубів коліс | Z1 = 10.
Z2 = 15. |
| 3.-Коефіцієнти зміщень | X1 = .41511
X2 = .12267 |
| 4.-Кут зачеплення передачі,град. | ALFW = 25.15 |
| 5.-Коефіцієнт сприйманого зміщення | Y = .47671 |
| 6.-Коефіцієнт зрівнювального зміщення | DELY = .06107 |
| 7.-Міжосьова відстань,мм | AW = 64.88 |
| 8.-Радіуси ділільних кіл коліс,мм | R1 = 25.00
R2 = 37.50 |
| 9.-Радіуси основних кіл кліс,мм | RB1 = 23.49
RB2 = 35.24 |
| 10.-Радіуси кіл вершин зубів,мм | RA1 = 31.77
RA2 = 42.81 |
| 11.-Радіуси западин коліс,мм | RF1 = 20.83
RF2 = 31.86 |
| 12.-Радіуси початкових кіл коліс,мм | RW1 = 25.95
RW2 = 38.93 |
| 13.-Товщина зубів по ділільним колам,мм | S1 = 9.36
S2 = 8.30 |
| 14.-Ширина западин по ділільним колам,мм | E1 = 6.34
E2 = 7.41 |
| 15.-Товщина зубів по колам вершин,мм | SA1 = 1.93
SA2 = 3.39 |
| 16.-Висота зуба,мм | H = 10.94 |
| 17.-Коефіцієнт торцьового перекриття | EPSAL = 1.23 |

Для цього відрізок $N_2\Pi$ ділимо на чотири рівних частини. Одержані точки позначаємо 1, 2, 3. З точки 3 розхилом циркуля $\Pi 3$ робимо засічку до перетину з основним колом. Знайдена точка M_0 – початкова точка евольвенти. Дугу N_2M_0 ділимо на чотири рівних дуги. Такі ж рівні дуги відкладаємо і по другу сторону від точки N_2 . Позначаємо отримані точки на основному колі $1', 2', 3', 5', 6'$. Через ці точки проводимо дотичні до основного кола і відкладаємо по них від точок $1', 2', 3'$ і т.д. відповідно відрізки $\Delta, 2\Delta, 3\Delta$ і т.д. ($\Delta = 1/4 N_2\Pi = 16,5$ мм). Крива, яка проходить через кінці побудованих відрізків, є евольвентним профілем зуба другого колеса. Далі через початкову точку M_0 евольвенти проводимо радіальну пряму до перетину з колом западин і в місці перетину радіальну пряму спрягаємо з колом западин радіусом $0,3 m$. Ця побудована частина профілю зуба є перехідною кривою, а разом з евольвентною кривою зуба аж до кола вершин називається профільною кривою зуба. Аналогічно будемо профільну криву зуба першого колеса. Відрізок $N_1\Pi$ лінії зачеплення ділимо на чотири рівних частини і т.д.

Після цього викреслюємо по чотири зуба на кожному колесі, виготовивши попередньо на кальці шаблони профільних кривих зубів.

На кресленні зубчасті передачі показуємо радіуси кіл ділильних, початкових, основних, вершин і западин обох коліс, радіальні зазори s^*m в передачі, сприймане зміщення um , кут зачеплення α_w , активну лінію зачеплення ab (виділяємо її напівжирною лінією), активні профілі зубів (на кресленні вони заштриховані густою штриховкою).

Накінець, показуємо кут торцьового перекриття $\varphi_{\alpha 2}$ і кутовий крок τ_2 для другого колеса і обчислюємо коефіцієнт торцьового перекриття за формулою

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha 2}}{\tau_2} = \frac{29,5^{\circ}}{24^{\circ}} = 1,23.$$

Знайдене значення ε_{α} співпадає з результатом машинного синтезу.

Проектування планетарного механізму (підбір чисел зубів коліс по заданому передаточному відношенню і числу сателітів). Вихідними даними для проектування планетарного редуктора (рис. 11.11) є передаточне відношення i_{1H} , число блоків сателітів K ($K = 3$) і модуль m його зубчастих коліс ($m = 1$ мм). Числове значення передаточного відношення редуктора в завданні на проект не записано, але його можна знайти за рівнянням

$$\frac{\omega_{\partial}}{\omega_1} = i_{1H} \frac{z_6}{z_5}.$$

При цьому отримаємо

$$i_{1H} = \frac{\omega_{\partial}}{\omega_1} \frac{z_5}{z_6} = \frac{97\pi \times 12}{8\pi \times 18} = 8,08$$

Спочатку виконуємо безмашинний синтез редуктора, користуючись методом співмножників. Числа зубів коліс записуємо у вигляді двох множників. Два колеса, які утворюють зачеплення, мають спільний множник

$$z_1 = \alpha A, z_2 = \alpha B, z_3 = \beta C, z_4 = \beta D. \quad (11.20)$$

Вирази (11.20) підставляємо в умову співвідності редуктора (8.1 б) і одержуємо

$$\alpha (A + B) = \beta (D - C) \quad (11.21)$$

Рівняння (11.21) стає тотожністю, якщо

$$\alpha = D - C; \beta = A + B. \quad (11.22)$$

Підставляємо (11.22) в (11.20) і тоді вирази для чисел зубів приймають вигляд

$$\begin{aligned} z_1 &= A(D - C), z_2 = B(D - C), \\ z_3 &= C(A + B), z_4 = D(A + B). \end{aligned} \quad (11.23)$$

Враховуючи числове значення i_{1H} , будемо мати $8,08 - 1 = 7,08 = BD/AC$.

Тут досить важко підібрати величини A, B, C і D , щоб отримати число 7,08. Але при синтезі редуктора допускається зміна i_{1H} в границях $\pm 5\%$. Тому в даному випадку можна прийняти $i_{1H} = 7,8$. Тоді

$$7,8 - 1 = \frac{BD}{AC} = \frac{8 \times 8,5}{4 \times 2,5},$$

тобто $B = 8; D = 8,5; A = 4; C = 2,5$ і

$$z_1 = A(D - C) = 4(8,5 - 2,5) = 24,$$

$$z_2 = B(D - C) = 8(8,5 - 2,5) = 48,$$

$$z_3 = C(A + B) = 2,5(4 + 8) = 30,$$

$$z_4 = D(A + B) = 8,5(4 + 8) = 102.$$

Перевіряємо умови сусідства, складання і правильного зачеплення.

Умова сусідства:

$$\sin \frac{180^\circ}{K} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}; \quad \sin \frac{180^\circ}{3} \approx 0,865; \quad \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2} = \frac{48 + 2 \times 1,0}{24 + 48} \approx 0,694.$$

Ця умова виконується, так як $0,865 > 0,694$.

Умова складання:

$$\frac{z_1 i_{1H}}{K} (1 + pK) = B = \frac{24 \times 7,8}{3} (1 + 3 \times 3) = 624,$$

тобто умова задовільняється при $p = 3$.

Умова правильного зачеплення:

$$z_1 \geq 17, z_2 \geq 17, z_3 \geq 20, z_4 \geq 85 \text{ і } z_4 - z_3 > 8.$$

Ця умова також виконується, так як $24 > 17; 48 > 17; 30 > 20; 102 > 85;$

$102 - 30 = 72 > 8$. Крім того, повинні виконуватись і такі вимоги: $z_1 \leq z_{1max}, z_3 \leq z_{3max}$.

В нашому випадку $z_{1max} = 40, z_{3max} = 60$. Ці вимоги задовільняються, тому що $24 < 40$ і $30 < 60$. Таким чином, результати безмашинного синтезу редуктора з

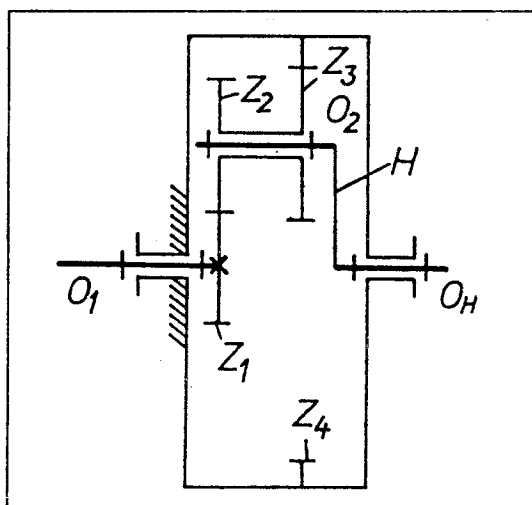


Рис. 11.11

передаточним відношенням $i_{1H} = 7,8$ мають вигляд $z_1 = 24, z_2 = 48, z_3 = 30, z_4 = 102$. Далі виконуємо оптимізаційний синтез редуктора з допомогою ЕОМ, використовуючи програму SINR2. Для роботи ЕОМ за цією програмою необхідно ввести числові значення таких величин: $i_{1H}, i_{14}^H, z_1, z_2, z_3, z_4, K, j$, які в даному випадку будуть 7.8_-6.8_24_48_30_102_3_2.

В результаті виконання програми з вказаним вводом одержуємо результати, які подані в табл. 11.14.

Таблиця 11.14

$U_{1H} = 7.8 \quad U_{14} = -6.8 \quad z_1 = 24 \quad z_2 = 48 \quad z_3 = 30 \quad z_4 = 102 \quad K = 3 \quad J = 2$ Безмашинний синтез редуктора виконаний вірно Результати синтезу планетарного редуктора Дійсне передаточне відношення редуктора $U_{1H} = 7.8000$ Числа зубів коліс редуктора $z_1 = 25 \quad z_2 = 40 \quad z_3 = 20 \quad z_4 = 85$

Викреслювання спроектованого механізму, побудова плану швидкостей і перевірка його передаточного відношення. За результатами оптимізаційного синтезу редуктора будуюмо його кінематичну схему (див. лист 4) в двох проєкціях. Попередньо обчислюємо радіуси ділительних кіл коліс редуктора

$$r_1 = \frac{m z_1}{2} = \frac{1 \times 25}{2} = 12,5 \text{ мм}, \quad r_2 = \frac{m z_2}{2} = \frac{1 \times 40}{2} = 20 \text{ мм},$$

$$r_3 = \frac{m z_3}{2} = \frac{1 \times 20}{2} = 10 \text{ мм}, \quad r_4 = \frac{m z_4}{2} = \frac{1 \times 85}{2} = 42,5 \text{ мм}.$$

Масштабний коефіцієнт кінематичної схеми $\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$. Кутова швидкість на вході в редуктор згідно із завданням на проєкт дорівнює ω_∂ . Швидкість точки A першого колеса

$$V_A = \omega_\partial r_1 = 98\pi \times 12,5 \times 10^{-3} = 3,695 \text{ м/с}.$$

Будуємо план швидкостей редуктора. Відкладаємо вектор \vec{V}_A з допомогою відрізка $AA^* = 60 \text{ мм}$. Масштабний коефіцієнт плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{V_A}{AA^*} = \frac{3,695}{60} = 6,158 \times 10^{-2} \text{ м/с мм}.$$

Точку A^* з'єднуємо з C (швидкість точки C дорівнює нулю) і продовжуємо лінію далі. Через точки O_2 і B проводимо горизонтальні лінії до перетину з похилою A^*C . Точки O_2^* і A^* з'єднуємо з точкою O . План швидкостей редуктора побудовано. При цьому

$$V_{O_2} = O_2 O_2^* \mu_v = 20 \times 6,158 \times 10^{-2} = 1,232 \text{ м/с},$$

$$V_B = BB^* \mu_v = 18,5 \times 6,158 \times 10^{-2} = 1,139 \text{ м/с}.$$

Знаходимо передаточне відношення редуктора, користуючись графічною побудовою

$$i_{1H} = \frac{\omega_\partial}{\omega_H} = \frac{V_A/r_1}{V_A^{(e)}/r_1} = \frac{AA^* \mu_v}{A_e A_e^* \mu_v} = \frac{AA^*}{A_e A_e^*} = \frac{60}{7,5} = 8,$$

де $V_A^{(e)}$ - швидкість точки A_e водила (точка A_e і A першого колеса проєктуються в одну точку); $A_e A_e^*$ - відрізок на плані швидкостей, який зображує швидкість точки A_e водила. Одержане значення $i_{1H} = 8$ є близьким до дійсного передаточного відношення редуктора $i_{1H}^* = 7,8$, знайденого при машинному оптимізаційному синтезі редуктора.

11.6. Проектування кулачкового механізму (п'ята частина проекту, лист 5)

Кулачковий механізм в машині кисневого компресора виконує функцію насоса для подачі масла під тиском в пари тертя. Для його проектування задано: структурна схема (рис. 11.1); хід плунжера масляного насоса (штовхача кулачкового механізму) $h = 35$ мм; максимально допустимий кут тиску $\nu_d = 30^\circ$.

Побудова кінематичних діаграм руху штовхача. Синтез кулачкового механізму починаємо з побудови заданої діаграми $S'' = S''(\varphi)$. Так як функція аналога прискорення змінюється по синусоїді, то будуємо синусоїду в системі координат $S'' - \varphi$ (лист 5).

Визначаємо фазові кути профілю кулачка:

$$\varphi_n = (0,54 - 0,02n) \varphi_p = (0,54 - 0,02 \times 1) \times 180 = 93,6^\circ;$$

$$\varphi_o = (0,36 + 0,02n) \varphi_p = (0,36 - 0,02 \times 1) \times 180 = 68,4^\circ;$$

$$\varphi_{sv} = \varphi_p - \varphi_n - \varphi_o = 180 - 93,6 - 68,4 = 18^\circ.$$

Синусоїду будуємо методом, відомим з технічного креслення. За величину амплітуди синусоїди на фазі віддалення φ_n приймаємо відрізок $y_{S''}^n$ довільної величини, в даному випадку $y_{S''}^n = 24$ мм. Внаслідок того, що φ_n і φ_o по завданню не рівні між собою, величина амплітуд синусоїд на двох фазах також буде різна. Для визначення амплітуди φ_o синусоїди на фазі φ_o опускання користуємось залежністю

$$\frac{y_{S''}^n}{y_{S''}^o} = \frac{\varphi_o^2}{\varphi_n^2},$$

$$\text{звідки } y_{S''}^o = y_{S''}^n \frac{\varphi_n^2}{\varphi_o^2} = 24 \times \frac{93,6^2}{68,4^2} = 44,94 \text{ мм.}$$

Інтегруючи графічно графік функції $S'' = S''(\varphi)$ одержимо графік $S' = S'(\varphi)$. Інтегрування виконуємо графічним методом, описаним в розділах 4, 9. Приймаємо полюсну відстань $H_1 = 20$ мм.

Аналогічно інтегруємо графік $S' = S'(\varphi)$ і будуємо графік $S = S(\varphi)$. Полюсна відстань $H_2 = 20$ мм.

Визначаємо масштабний коефіцієнт графіка віддалення штовхача:

$$\mu_s = \frac{h}{y_{S_{\max}}} = \frac{0,035}{45} = 0,000777 \text{ м/мм.}$$

Масштабний коефіцієнт осі абсцис графіків руху штовхача:

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{0-15} = \frac{180^\circ \frac{\pi}{180^\circ}}{140} = 0,0224 \text{ рад/мм.}$$

Масштабний коефіцієнт осі ординат графіка аналога швидкостей:

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \times H_2} = \frac{0,000777}{0,0224 \times 20} = 0,00173 \text{ м/мм.}$$

Масштабний коефіцієнт осі ординат графіка аналога прискорення:

$$\mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_\varphi \times H_1} = \frac{0,00173}{0,0224 \times 20} = 0,00387 \text{ м/мм.}$$

Визначення основних розмірів кулачкового механізму. На другому етапі проектування кулачкового механізму визначаємо радіус R_0 основного кола теоретичного профілю і зміщення e напрямної штовхача відносно осі обертання кулачка.

Для цього будемо графік функції $S' = S'(S)$ в масштабі $\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$. На осі ординат відкладаємо відрізок B_0B_8 , рівний величині ходу h штовхача в масштабі μ_l , ділимо його на частини $B_01, B_02, B_03, \dots, B_014$, пропорційні ординатам $1-1'', 2-2'', 3-3'', \dots, 14-14''$, коефіцієнт пропорційності μ_S/μ_l . На перпендикулярах до осі ординат, які проведені через точки $1, 2, 3, \dots, 15$, відкладаємо в масштабі μ_l аналоги швидкостей штовхача. Відрізки, що зображують аналоги швидкостей, визначаються за формулою

$$\overline{b_2^{(i)} - i} = \frac{i - i'}{\mu_l} \mu_{S'}$$

Числові значення вказаних відрізків заносимо в таблицю 11.15. Точки $b_2^{(0)}, b_2^{(1)}, \dots, b_2^{(15)}$ з'єднуємо плавною кривою лінією. Побудована крива є графіком функції $S' = S'(S)$. Під кутом $\nu_a = 30^\circ$ до осі ординат проводимо дві дотичні $q_1 - q_1, q_2 - q_2$. Область, що обмежена кутом $q_1 A q_2$, буде областю можливих розміщень центрів обертання кулачка.

Таблиця 11.15

Номер положення кулачка	0	1	2	3	4	5	6	7
Ордината діаграми $i-i'$, $i = 0, 1, 2, \dots, 15$	0	3,5	12,5	20,5	25	20,5	12,5	3,5
Довжина відрізка $(b_2^{(i)} - i)$	0	6,0	21,6	35,4	43,2	35,4	21,6	6,0
Номер положення кулачка	8	9	10	11	12	13	14	15
Ордината діаграми $i-i'$, $i = 0, 1, 2, \dots, 15$	0	0	-10	-22,5	-35	-22,5	-10	0
Довжина відрізка $(b_2^{(i)} - i)$	0	0	-17,3	-38,9	-60,5	-38,9	-17,3	0

Найменші розміри матиме кулачок, якщо центр обертання кулачка вибрати в точці A . При цьому напрямна штовхача буде зміщена вправо відносно осі обертання кулачка на величину $e = \chi_e \mu_l = -7 \times 0,001 = -7 \text{ мм}$.

Радіус основного кола R_0 центрального профілю кулачка визначається відрізком AB_0 : $R_0 = AB_0 \mu_l = 72 \times 0,001 = 0,072$ м.

Проектування профілю кулачка. Переходимо до третього етапу проектування кулачкового механізму. На цьому етапі проектується профіль кулачка. Профіль можна проектувати графічним методом або аналітичним, використовуючи залежності (9.17)–(9.19). Координати теоретичного профілю кулачка обчислюємо аналітично при допомозі ЕОМ, користуючись стандартною програмою SKM (робота з програмою описана в додатку 5).

Для роботи програми готуємо такі вхідні дані:

- 1) номер завдання - $N1 = 10$;
- 2) номер варіанту - $N2 = 1$;
- 3) номер закону руху штовхача - $J = 1$;
- 4) номер типу кулачкового механізму - $M = 1$;
- 5) фазовий кут віддалення штовхача, град. - $F1 = 93.6$;
- 6) фазовий кут верхнього вистою, град. - $F2 = 18$;
- 7) фазовий кут опускання штовхача, град. - $F3 = 68.4$;
- 8) радіус основного кола кулачка, мм - $R0 = 72$;
- 9) максимально допустимий кут тиску, град. - $TETAM = 30$;
- 10) напрям обертання кулачка - $G = -1$;
- 11) зміщення штовхача відносно осі обертання кулачка, мм - $E = -7$;
- 12) максимальний хід штовхача, мм - $H = 35$.

Результати виконання програми роздруковані в таблиці 11.16. В результаті машинного синтезу радіус основного кола теоретичного профілю становить $R_0 = 72,8$ мм, а дезаксіал - $e = -7,9$ м. Відносна похибка результатів графічного синтезу відповідно дорівнює $\delta R = -1,1\%$, $\delta e = 11,4\%$. В таблиці результатів обчислень роздруковані також координати теоретичного профілю (x , y). За цими результатами будуємо теоретичний профіль (лист 5). Для цього згідно з розрахунками фіксуємо точку A , в якій розміщаємо початок системи координат x, y . В системі xAy відкладаємо координати точок профілю кулачка і з'єднуємо їх плавною кривою, яка є теоретичним профілем кулачка.

Для побудови робочого профілю необхідно вибрати радіус ролика з умови $r_p \leq 0,7 p_{\min}$. В таблиці 11.16 наведені два значення p_{\min} . Для визначення радіуса ролика беремо найменший додатній радіус кривини p_{\min} . Тоді $r_p = 0,5 \times 38,3 = 19,1$ мм. Приймаємо $r_p = 19$ мм.

Коли визначений радіус ролика, будуємо робочий профіль кулачка, як рівновіддалену криву від теоретичного профілю.

МІНІМАЛЬНИЙ ДОДАТНІЙ РАДІУС КРИВИНИ ПРОФІЛЮ,мм - 38.3
 МІНІМАЛЬНИЙ ВІДС'ЄМНИЙ РАДІУС КРИВИНИ ПРОФІЛЮ,мм - 12.6

кут повороту кулачка (градус)	переміщення штовхача (мм)	аналог швидкос. (мм)	аналог приск. (мм)	координати точок профілю кулачка		кут тиску (градус)
				X (мм)	Y (мм)	
.0	.0	.0	.0	.0	72.8	6.2
4.7	.0	1.0	25.5	-5.9	72.6	7.0
9.4	.2	4.1	48.4	-11.9	72.1	9.4
14.0	.7	8.8	66.7	-17.9	71.4	12.9
18.7	1.7	14.8	78.4	-24.1	70.5	17.0
23.4	3.2	21.4	82.4	-30.5	69.6	21.2
28.1	5.2	28.0	78.4	-37.2	68.6	24.8
32.8	7.7	34.0	66.7	-44.3	67.3	27.6
37.4	10.7	38.8	48.4	-51.7	65.6	29.3
42.1	14.0	41.8	25.5	-59.3	63.3	29.9
46.8	17.5	42.9	.0	-67.1	60.4	29.4
51.5	21.0	41.8	-25.5	-74.7	56.6	28.0
56.2	24.3	38.8	-48.4	-82.0	51.8	25.8
60.8	27.3	34.0	-66.7	-88.7	46.1	22.8
65.5	29.8	28.0	-78.4	-94.6	39.5	19.4
70.2	31.8	21.4	-82.4	-99.5	32.1	15.7
74.9	33.3	14.8	-78.4	-103.2	24.2	12.1
79.6	34.3	8.8	-66.7	-105.8	15.7	8.9
84.2	34.8	4.1	-48.4	-107.2	7.0	6.4
88.9	35.0	1.0	-25.5	-107.7	-1.8	4.8
93.6	35.0	.0	.0	-107.2	-10.5	4.2
111.6	35.0	.0	.0	-98.7	-43.1	4.2
115.0	35.0	.0	.0	-95.9	-49.0	4.2
118.4	35.0	-1.4	-47.7	-92.8	-54.6	3.4
121.9	34.8	-5.6	-90.7	-89.2	-59.9	1.2
125.3	34.3	-12.1	-124.8	-85.1	-64.8	-2.3
128.7	33.3	-20.3	-146.8	-80.4	-69.0	-6.7
132.1	31.8	-29.3	-154.3	-75.2	-72.6	-11.6
135.5	29.8	-38.4	-146.8	-69.5	-75.4	-16.6
139.0	27.3	-46.6	-124.8	-63.4	-77.3	-21.2
142.4	24.3	-53.0	-90.7	-57.1	-78.4	-25.0

Продовження таблиці 11.16

145.8	21.0	-57.2	-47.7	-50.8	-78.8	-27.8
149.2	17.5	-58.6	.0	-44.5	-78.5	-29.4
152.6	14.0	-57.2	47.7	-38.5	-77.8	-29.7
156.1	10.7	-53.0	90.7	-32.8	-76.8	-28.5
159.5	7.7	-46.6	124.8	-27.4	-75.7	-25.8
162.9	5.2	-38.4	146.8	-22.4	-74.7	-21.4
166.3	3.2	-29.3	154.3	-17.6	-73.9	-15.8
169.7	1.7	-20.3	146.8	-13.1	-73.4	-9.5
173.2	.7	-12.1	124.8	-8.7	-73.1	-3.3
176.6	.2	-5.6	90.7	-4.3	-72.9	1.8
180.0	.0	-1.4	47.7	.0	-72.9	5.1
360.0	.0	.0	.0	.0	72.8	6.2

РЕЗУЛЬТАТИ МАШИННОГО СИНТЕЗУ RO= 72.8 E=-7.9

ВХІДНІ ДАНІ

ЗАВДАННЯ 10 ВАРІАНТ 1

J=1 M=1 F1= 93.6 F2= 18.0 F3= 68.4 H= 35. PSIM= .0 L1= .0
 ТЕТАМ= 30. G1=-1. G= 0. RO= 72.0 E= .0 LO= .0

11.7. Синтез системи керування механізмами машини-автомата (шоста частина проекту, лист 6)

Вхідні дані: шифр циклограми 131322; кути повороту кулачкового розподільного валу $\varphi_{nx} = 100^\circ$, $\varphi_{ox} = 48^\circ$; хід штовхача основного механізму $h_o = 42$ мм, допоміжних механізмів $h_d = 20$ мм.

Побудова циклограми. Кути повороту кулачкового валу на циклограмі відкладаємо в масштабі $\mu_\varphi = 2$ град/мм. Для допоміжних механізмів прямий і зворотній хід вихідної ланки відбувається за проміжок часу, при якому кулачковий вал повертається на кут

$$\varphi_s = 0,25 (360^\circ - \varphi_{nx} - \varphi_{ox}) = 0,25 (360^\circ - 100^\circ - 48^\circ) = 53^\circ.$$

Циклограма, що зображена на листі 6, складається з шести тактів. Закони руху штовхачів (вихідних ланок) механізмів показані на ній прямими лініями.

Розрахунок і побудова профілів кулачків механізмів. Для профіля кулачка основного механізму попередньо визначається радіус основного кола центрального профілю

$$R_o \geq \frac{h_o}{\varphi_{nx} \operatorname{tg} \nu_d} = \frac{42}{(100\pi/180^\circ) \operatorname{tg} 30^\circ} = 41,7 \text{ мм.}$$

Отримані значення закруглюємо до числа кратного десяти в більший бік $R_o = 50$ мм. Центральні кути перехідних участків профілю кулачка приймаємо рівними $\varphi_1 = 8^\circ$. Радіуси спряження архімедової спіралі профілю кулачка з дугами кіл рівні:

$$R_1 = R_o + \frac{h_o}{\varphi_{nx}} \varphi_1 = 50 + \frac{42}{100} 8 = 53,4 \text{ мм,}$$

$$R_2 = R_o + \frac{h_o}{\varphi_{nx}} (\varphi_{nx} - \varphi_1) = 50 + \frac{42}{100} (100 - 8) = 88,6 \text{ мм.}$$

Кути тиску в точках спряження будуть:

$$\operatorname{tg} \nu_1 = \frac{h_o}{\varphi_{nx} R_1} = \frac{42}{(100\pi/180) 53,4} = 0,451; \quad \nu_1 = 24^\circ 17'.$$

$$\operatorname{tg} \nu_2 = \frac{h_o}{\varphi_{nx} R_2} = \frac{42}{(100\pi/180) 88,6} = 0,272; \quad \nu_2 = 15^\circ 13'.$$

Радіус спряження на першому перехідному участку

$$r_1 = R_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin(\nu_1 - \varphi_1)} = 53,4 \frac{\sin 8^\circ}{\sin(24^\circ 17' - 8^\circ)} = 26,2 \text{ мм.}$$

Радіус основного кола, який за рахунок скруглення профілю виходить дещо більшим за попередньо вибраний, буде

$$R_o = R_1 \frac{\sin \nu_1}{\sin(\nu_1 - \varphi_1)} - r_1 = 53,4 \frac{\sin 24^\circ 17'}{\sin(24^\circ 17' - 8^\circ)} - 26,2 = 52,1 \text{ мм.}$$

Аналогічно на другому перехідному участку

$$r_2 = R_2 \frac{\sin(\varphi_{nx} - \varphi_2)}{\sin(\varphi_{nx} - \varphi_2 + \nu_2)} = 88,6 \frac{\sin 8^\circ}{\sin(8^\circ + 15^\circ 13')} = 31,3 \text{ мм};$$

$$R_3 = R_2 \frac{\sin \nu_2}{\sin(\varphi_{nx} - \varphi_2 + \nu_2)} + r_2 = 88,6 \frac{\sin 15^\circ 13'}{\sin(8^\circ + 15^\circ 13')} + 31,3 = 90,3 \text{ мм},$$

де $\varphi_2 = \varphi_{nx} - \varphi_1$; R_3 - радіус-вектор профілю кулачка для $\varphi = \varphi_{nx}$.

Так як в даному випадку $R_3 - R_o \neq h_o$, то необхідно всі обчислені розміри профілю кулачка змінити у відношенні $K = h_o / (R_3 - R_o) = 42 / (90,3 - 52,1) = 1,0995$.

Тому остаточно отримаємо:

$$R_0 = 1,0995 \times 52,1 = 57,3 \text{ мм};$$

$$r_1 = 1,0995 \times 26,2 = 28,8 \text{ мм};$$

$$R_1 = 1,0995 \times 53,4 = 58,7 \text{ мм};$$

$$R_2 = 1,0995 \times 88,6 = 97,4 \text{ мм};$$

$$r_2 = 1,0995 \times 31,3 = 34,4 \text{ мм};$$

$$R_3 = 1,0995 \times 90,3 = 99,3 \text{ мм}.$$

$$\text{Тепер } R_3 - R_o = 99,3 - 57,3 = 42 \text{ мм} = h_o.$$

На участку зворотнього ходу профіль кулачка спочатку окреслюємо по дузі кола радіусом r_2 , а потім - по дузі кола радіусом r_3 , величина якого рівна

$$r_3 = \frac{0,5(R_o^2 + R_3^2) - R_3 r_2 - R_o(R_3 - r_2) \cos \varphi_{ox}}{r_2 - R_o + (R_3 - r_2) \cos \varphi_{ox}} =$$

$$= \frac{0,5(57,3^2 + 99,3^2) - 99,3 \times 34,4 - 57,3(99,3 - 34,4) \cos 48^\circ}{34,4 - 57,3 + (99,3 - 34,4) \cos 48^\circ} = 32,5 \text{ мм}.$$

$$\text{Радіус ролика приймаємо } r_p = 15 \text{ мм} < 0,7 r_2.$$

Для викреслювання профілю кулачка на участку віддалення (профіль архімедова спіраль) знаходимо ряд значень радіусів-векторів профілю для кутів $(\varphi_{nx} - \varphi_1) > \varphi > \varphi_1$: $\varphi = 15^\circ; 30^\circ; 45^\circ; 60^\circ; 75^\circ; 90^\circ$, користуючись формулою

$$R = R_o + \frac{h_o}{\varphi_{nx}} \varphi.$$

При цьому отримаємо:

$$R = 57,3 + \frac{42}{100} 15 = 63,6 \text{ мм};$$

$$R = 57,3 + \frac{42}{100} 30 = 69,9 \text{ мм};$$

$$R = 57,3 + \frac{42}{100} 45 = 76,2 \text{ мм};$$

$$R = 57,3 + \frac{42}{100} 60 = 82,2 \text{ мм};$$

$$R = 57,3 + \frac{42}{100} 75 = 88,8 \text{ мм};$$

$$R = 57,3 + \frac{42}{100} 90 = 95,1 \text{ мм}.$$

Так як прямий і зворотній ходи основного механізму розділені в нашому випадку одним із тактів допоміжного механізму, то профіль кулачка повинен мати участок постійного радіуса кривини R_3 , який називається участком верхнього висотою.

Кулачки допоміжних механізмів тангенціальні. Радіуси основних кіл цих кулачків будуть рівними:

$$R_o = h_o \frac{\sin \varphi_s}{(1 - \cos \varphi_s) \operatorname{tg} v_\Delta} = 20 \frac{\sin 53^\circ}{(1 - \cos 53^\circ) \operatorname{tg} 35^\circ} = 57,3 \text{ мм},$$

де φ_Δ - кут повороту кулачка на участку руху вихідних ланок допоміжних механізмів; v_Δ - допустимий кут тиску. Для допоміжних механізмів $v_\Delta = 35^\circ$. Кут $\varphi_s = 53^\circ$, що визначено раніше.

Радіус перехідного кола профілів кулачків

$$r_n = R_o \left(1 - \frac{\operatorname{tg} v_\Delta}{\operatorname{tg} \varphi_s}\right) = 57,3 \left(1 - \frac{\operatorname{tg} 35^\circ}{\operatorname{tg} 53^\circ}\right) = 27,1 \text{ мм}.$$

Радіус ролика $r_p = 10 \text{ мм} < 0,7r_n$.

Користуючись результатами розрахунків і циклограмою, викреслюємо центровий і конструктивний профілі основного і допоміжних кулачкових механізмів (лист 6).

Визначення кутів установки кулачків і викреслювання схеми їх розміщення

Кути установки кулачків допоміжних механізмів визначаються по циклограмі. Для механізму М2 цей кут рівний $(\varphi_{nx} + \varphi_s + \varphi_{ox} + \varphi_s) = 100 + 53 + 48 + 53 = 254^\circ$, а для механізму М3 - $\varphi_{nx} = 100^\circ$. Викреслюємо схему розміщення кулачків з відміткою кутів їх установки у фронтальній диметричній проекції.

Побудова тактограми і перевірка її реалізованості. Викреслюємо на листі тактограму, зображуючи при цьому всі такти руху рівними відрізками і вказуючи значення сигналів в двійковій системі чисел кінцевих вимикачів x_1, x_2, x_3 , розміщених в тих крайніх положеннях поршнів пневмо- або гідроциліндрів, які на тактограмі відповідають їх нижнім положенням.

Перевіряємо реалізованість викресленої тактограми. З цієї метою для кожного такту руху визначаємо вагу стану як суму добутків значень сигналів на їх вагу, яка вказана справа. Тактограма в нашому випадку не може бути реалізована, так як ваги станів на початку 1-го і 5-го тактів співпадають. Необхідно ввести додатковий сигнал від пристрою, який називається пам'яттю (пам'ять включена $z = 1$, пам'ять виключена $z = 0$).

Включаємо пам'ять на початку 3-го такту і виключаємо на початку 6-го. Перевіряємо реалізованість тактограми з врахуванням пам'яті (вагу пам'яті прий-

маємо рівною $2^3 = 8$). Як видно з таблиці 11.17 відповідні сумарні ваги відсутні, це означає, що такти включення і виключення пам'яті вибрані вірно.

Таблиця 11.17

Найменування	Логічні такти							
	1	2	3а	3б	4	5	6а	6б
Логічні такти	1	2	3а	3б	4	5	6а	6б
Вага стану	7	6	2	2	3	7	5	5
Вага пам'яті	0	0	0	8	8	8	8	0
Сумарна вага	7	6	2	10	11	15	13	5

Побудова таблиці включень. Запис формул включень і їх спрощення.

У верхній частині таблиці включень (табл.11.18) записані значення сигналів від кінцевих вимикачів і пам'яті. При переході від одного логічного такту до другого міняється тільки значення одного сигналу. Цей сигнал називається тактуючим (в таблиці включень тактуючі сигнали відмічені зірочкою).

Таблиця 11.18

Найменування	Позначення	Логічні такти								формули включень
		1	2	3а	3б	4	5	6а	6б	
М1	x_1	1	0*	0	0	1*	1	1	1	
М2	x_2	1*	1	1	1	1	1	0*	0	
М3	x_3	1	1	0*	0	0	1*	1	1	
П	z	0	0	0	1*	1	1	1	0*	
П включено	f_z	0	0	1	-	-	-	0	0	$f_z = \bar{x}_3$
П виключено	$f_{\bar{z}}$	-	-	0	0	0	0	1	-	$f_{\bar{z}} = \bar{x}_2$
М1 вперед	f_1	1	-	-	0	0	0	0	0	$f_1 = x_2 \bar{z}$
М1 назад	$f_{\bar{1}}$	0	0	0	1	-	-	-	-	$f_{\bar{1}} = z$
М2 вперед	f_2	0	0	0	0	0	1	-	0	$f_2 = x_3 z$
М2 назад	$f_{\bar{2}}$	-	-	-	-	-	0	0	1	$f_{\bar{2}} = \bar{z}$
М3 вперед	f_3	0	1	-	-	0	0	0	0	$f_3 = \bar{x}_1$
М3 назад	$f_{\bar{3}}$	-	0	0	0	1	-	-	-	$f_{\bar{3}} = x_1$

В нижній частині таблиці відмічаються такти, в яких повинні подаватися сигнали на включення і виключення пам'яті f_z і $f_{\bar{z}}$, сигнали на пуск поршнів вперед f_1, f_2, f_3 і назад $f_{\bar{1}}, f_{\bar{2}}, f_{\bar{3}}$. Ці сигнали називаються вихідними. Цифрою один в таблиці позначений такт, в якому відповідний вихідний сигнал повинен обов'язково подаватись. Штриховою лінією позначені такти, в яких цей сигнал може повторю-

ватись без порушення роботи системи. Такти, де подача сигналу заборонена, відмічені цифрою нуль.

Дальше складаємо формули включень для кожного виходу $f_z, f_{\bar{z}}, f_1$ і т.д., використовуючи робочі і заборонені стани його вхідних сигналів. При цьому спочатку записуємо достатню формулу включення і шляхом порівняння робочих і заборонених станів знаходимо спрощені формули для всіх логічних тактів (таблиця 11.19).

Таблиця 11.19

Найменування виходу	Позначення	Стани		Формули включень	
		робочий	заборонений	достатня	спрощена
Включення пам'яті	x_1	0	1 0 1	$f_z = \bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3$	$f_z = \bar{x}_3$
	x_2	1	1 1 0		
	x_3	0*	1 1 1		
Виключення пам'яті	x_1	1	0 1 1	$f_{\bar{z}} = x_1 \bar{x}_2 x_3$	$f_{\bar{z}} = \bar{x}_2$
	x_2	0*	1 1 1		
	x_3	1	0 0 1		
M1 вперед	x_2	1*	1 1 1 0 0	$f_1 = x_2 x_3 \bar{z}$	$f_1 = x_2 \bar{z}$
	x_3	1	0 0 1 1 1		
	z	0	1 1 1 1 0		
M1 назад	x_2	1	1 1	$f_{\bar{1}} = x_2 \bar{x}_3 z$	$f_{\bar{1}} = z$
	x_3	0	1 0		
	z	1*	0 0		
M2 вперед	x_1	1	1 0 0 0 1	$f_2 = x_1 x_3 z$	$f_2 = x_3 \bar{z}$
	x_3	1*	1 1 0 0 0		
	z	1	0 0 0 1 1		
M2 назад	x_1	1	1	$f_{\bar{2}} = x_1 x_3 \bar{z}$	$f_{\bar{2}} = \bar{z}$
	x_3	1	1		
	z	0*	1		
M3 вперед	x_1	0*	1 1 1 1	$f_3 = \bar{x}_1 x_2 \bar{z}$	$f_3 = \bar{x}_1$
	x_2	1	1 0 0 1		
	z	0	1 1 0 0		
M3 назад	x_1	1*	0 0	$f_{\bar{3}} = x_1 x_2 z$	$f_{\bar{3}} = x_1$
	x_2	1	1 1		
	z	1	0 1		

Побудова схеми системи керування "за шляхом" на пневматичних елементах. Побудову схеми керування "за шляхом" на пневматичних елементах починаємо з викреслювання пневмоциліндрів з поршнями в лівому крайньому їх положенні, що відповідає вихідним (нижнім) положенням на тактограмі. Виступи (кулачки) на кінцях штоків поршнів натискають на кінцеві вимикачі (двохпо-

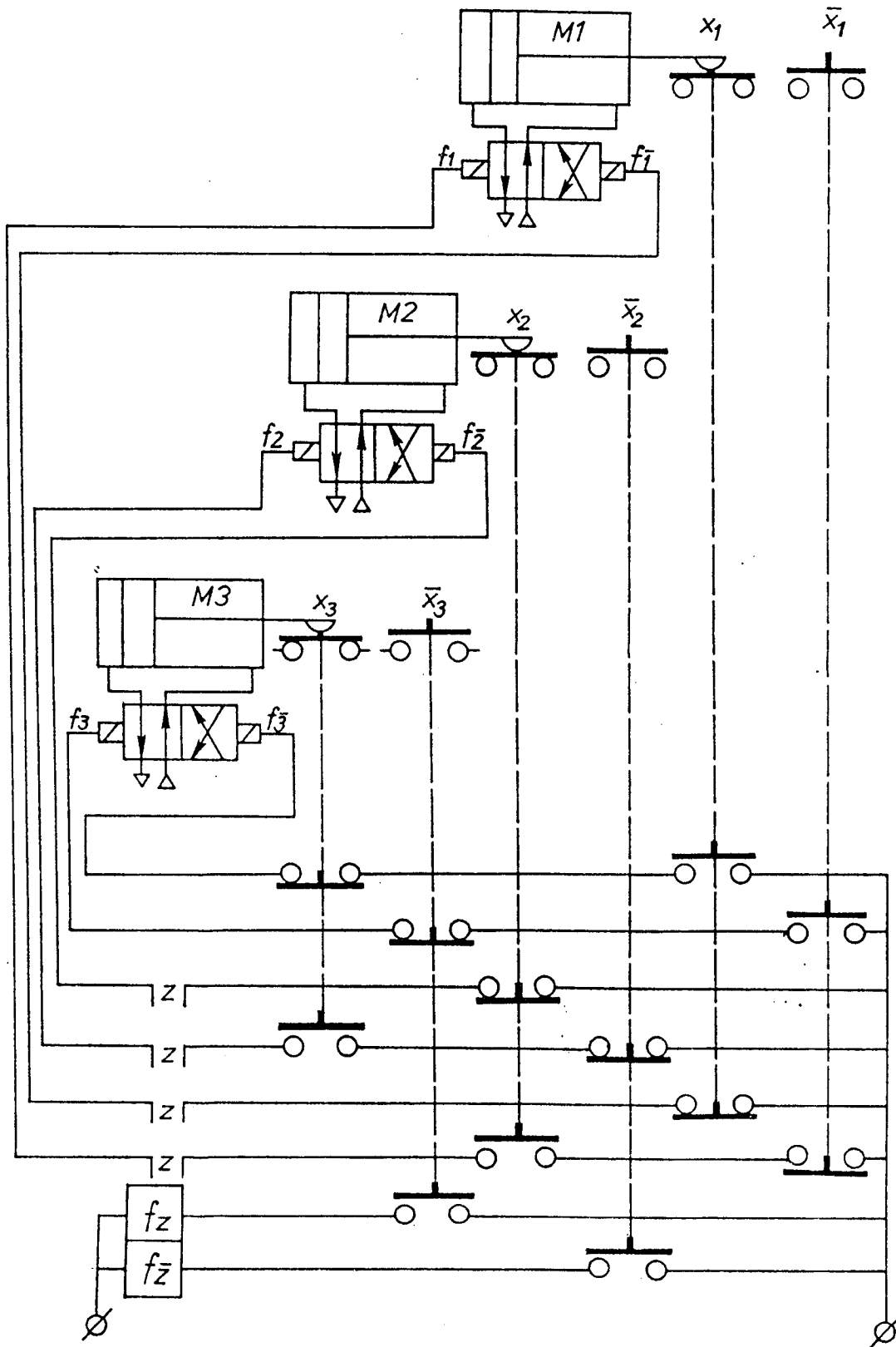


Рис. 11.12

зиційні трьохлінійні розподільувачі) x_1, x_2, x_3 . Правіше викреслені кінцеві вимикачі $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3$ в другому верхньому положенні. Виходи всіх кінцевих вимикачів з'єднані з входами керуючого пристрою (на листі він окреслений пунктиром). Під пневмоциліндрами викреслюємо двохпозиційні чотирьохлінійні розподільувачі. Розподільувачі показані в положенні, коли стиснуте повітря поступає в правий об'єм циліндрів. Керування розподільувачами здійснюється сигналами, які поступають з виходів блоку керування.

Побудова блока керування пов'язана з отриманими формулами включення (табл. 11.19). Згідно цих формул в блоці керування з'єднуємо $\bar{x}_3, \bar{x}_2, z, \bar{z}, \bar{x}_1, x_1$ відповідно з $f_z, f_{\bar{z}}, f_1, f_{\bar{z}}, f_3, f_{\bar{z}}$. А для отримання на виході сигналів $f_1 = x_2 \bar{z}, f_2 = x_3 z$ використовуємо мембранне реле, яке забезпечує логічне множення. Після побудови блока керування перевіряємо роботу всієї системи керування.

Побудова схеми системи керування "за шляхом" на електромагнітних елементах. При викреслюванні схеми керування "за шляхом" на електромагнітних елементах (вихідні ланки механізмів М1, М2, М3 являються поршнями гідроциліндрів). На схемі (рис.11.12) зображуємо квадратами електромагнітні реле включення і виключення пам'яті $f_z, f_{\bar{z}}$, переміщення поршнів $f_1, f_{\bar{1}}, f_2, f_{\bar{2}}, f_3, f_{\bar{3}}$. Реле пам'яті в даному випадку повинно мати дві пари нормально замкнутих і дві пари нормально розімкнутих контактів, що відповідає числу букв \bar{z} і z в формулах включення. Якщо по ланцюгу, в якому включено реле f_z , піде струм ($f_z = 1$), то нормально розімкнені контакти замкнуться ($z = 1$), тобто включиться пам'ять і одночасно розімкнуться нормально замкнуті контакти ($\bar{z} = 0$). Дія реле $f_{\bar{z}}$ зворотня.

Дальше в електричному ланцюгу кожного реле зображуємо всі ті елементи, які є в формулах включення. Наприклад, для переміщення механізму М1 "Вперед" формула включення має вид $f_1 = x_2 \bar{z}$. Це означає, що в ланцюгу реле f_1 необхідно показати нормально розімкнутий кінцевий вимикач x_2 і нормально замкнуті контакти реле пам'яті. Крім цього, щоб ланцюг реле f_1 в кінці ходу зразу розмикався, в нього необхідно включити нормально замкнутий кінцевий вимикач \bar{x}_1 . Аналогічно складаються ланцюги інших реле ($f_1, f_{\bar{z}}, f_1, f_{\bar{1}}, f_2, f_{\bar{2}}$ і т.д.)

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Завдання на курсовий проект складені так, що дозволяють виконати шість його частин (листів). Кафедра, яка веде курсове проектування, вибирає з них ті 4-5 частин, які найкраще відповідають спеціальності майбутнього інженера. Нижче наведено зміст всіх частин курсового проекту.

1. Проектування важільного механізму машини і визначення закону її руху при усталеному режимі роботи

1.1. Структурний аналіз і проектування важільного механізму.

1.2. Побудова кінематичної схеми важільного механізму і графіків сил корисного опору (рушійних сил).

1.3. Розрахунок зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і зведеного моменту інерції машини.

1.4. Побудова графіків зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і графіків робіт.

1.5. Побудова графіків приросту кінетичної енергії, зведеного моменту інерції машини і діаграми енергоінерції.

1.6. Визначення по діаграмі енергоінерції моменту інерції маховика і кутової швидкості вхідної ланки машини.

1.7. Побудова графіка зміни кутової швидкості вхідної ланки машини.

2. Кінематичний і силовий аналіз важільного механізму

2.1. Побудова планів швидкостей і прискорень.

2.2. Кінематичний аналіз механізму аналітичним методом.

2.3. Силовий аналіз механізму графоаналітичним методом.

2.4. Силовий аналіз механізму аналітичним методом.

2.5. Побудова годографів реакцій в кінематичних парах.

2.6. Побудова годографу незрівноваженої сили інерції.

3. Визначення коефіцієнта корисної дії машини і зносу в елементах кінематичних пар

- 3.1. Визначення діаметрів осей в обертельних кінематичних парах.
- 3.2. Сили і моменти сил тертя в кінематичних парах.
- 3.3. Втрати потужності на тертя.
- 3.4. Визначення коефіцієнта корисної дії важільного механізму.
- 3.5. Визначення коефіцієнта корисної дії планетарного механізму і зубчастої передачі.
- 3.6. Побудова годографів реакцій в кінематичних парах.
- 3.7. Визначення зносу в елементах кінематичних пар.

4. Синтез зубчастої передачі і планетарного механізму

- 4.1. Геометричний розрахунок евольвентної зубчастої передачі при нарізанні коліс інструментом зі стандартним рейковим контуром.
- 4.2. Викреслювання зачеплення зубчастих коліс з вказівкою основних розмірів і елементів коліс і передачі.
- 4.3. Проектування планетарного редуктора (підбір чисел зубів коліс по заданому передаточному відношенню і числу сателітів).
- 4.4. Викреслювання спроектованого редуктора, побудова плану швидкостей і перевірка його передаточного відношення.

5. Проектування кулачкового механізму

- 5.1. Побудова кінематичних діаграм руху штовхача.
- 5.2. Визначення основних розмірів кулачкового механізму.
- 5.3. Побудова профілю кулачка.
- 5.4. Побудова графіка зміни кута тиску в кулачковому механізмі.

6. Синтез системи керування механізмами машини-автомата

- 6.1. Побудова циклограми.
- 6.2. Розрахунок і побудова профілів кулачків механізмів.
- 6.3. Визначення кутів установки кулачків і викреслювання схеми їх розміщення.
- 6.4. Побудова тактограми і перевірка її реалізованості.
- 6.5. Побудова таблиці включень . Запис формул включень і їх спрощення.
- 6.6. Побудова схеми системи керування "за шляхом" на пневматичних елементах.
- 6.7. Побудова схеми системи керування "за шляхом" на електромагнітних елементах.

Як видно із змісту курсовий проект включає проектування важільного механізму машини, зубчастої передачі, планетарного і кулачкового механізмів. Не всі машини, механізми яких наведені в завданнях на проект, мають в своєму складі кулачкові механізми. В таких завданнях кулачковий механізм задано додатково.

Для проектування кулачкового механізму необхідно знати закон руху штовхача. Закони руху штовхачів кулачкових механізмів подано на рис.12.11. Номер закону руху (рис.12.11) вибирається по номеру варіанта завдання на курсовий проект. Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти:

$$\varphi_n = (0,54 - 0,02n) \varphi_p, \quad \varphi_o = (0,36 + 0,02n) \varphi_p, \quad \varphi_{вв} = 0,1 \varphi_p,$$

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

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

Виключення складають тільки ті завдання, в яких фазові кути $\varphi_n, \varphi_{вв}, \varphi_o$ профілю кулачка або задані з допомогою циклограми, або можуть бути знайдені, виходячи із даних завдання, або при наявності особливої вказівки викладача.

На рис.12.11 позначено:

h - віддалення штовхача в випадку кулачкового механізму з штовхачем, який рухається поступально;

ψ - віддалення (кутове) штовхача в випадку кулачкового механізму з коромисловим штовхачем;

φ - кут повороту кулачка.

Завдання на курсовий проект дозволяють додатково проектувати систему керування трьома механізмами. При цьому може бути спроектована система керування "за часом" і система керування "за шляхом" на пневматичних або електромагнітних елементах. Питання про те, чи проектувати одну чи обидві системи керування, вирішує викладач, який веде курсовий проект.

В завданні на проект задано шифр циклограми у вигляді шестизначного числа, яке складається із номерів механізмів (1,2,3). Кожна цифра (1, 2, 3) в числі вказує на певний такт руху і зустрічається двічі: перше місце номера (цифри) в шифрі означає, що в відповідному такті відбувається прямий хід вихідної ланки механізму; друге місце номера відповідає зворотньому ходу. Номер механізму, який виконує основну технологічну операцію набрано в завданні (шифрі циклограми) жирним шрифтом.

При керуванні "за часом" цикл здійснюється за один оберт кулачкового розподільчого вала, що обертається рівномірно. В завданні вказані кути повороту цього вала за час прямого ходу основного механізму $\varphi_{пх}$ і за час зворотнього ходу $\varphi_{зх}$. Кожен із всіх інших тактів руху має тривалість $0,25 (360^\circ - \varphi_{пх} - \varphi_{зх})$. Хід штовхача основного механізму h_o і допоміжних механізмів h_d задані в завданнях для всіх варіантів.

Завдання №1
Плунжерний насос (рис.12.1, табл.12.1)

На рис.12.1 зображена схема плунжерного насоса. Плунжерні насоси призначені для перекачування різноманітних рідин.

Привід насоса здійснюється від електродвигуна 10 через планетарний редуктор 9 і пару зубчастих коліс z_5 і z_6 . З зубчастим колесом z_6 жорстко зв'язаний вал кривошипа 1, рух від якого передається на шатун 2, який заставляє коливатися коромисло 3 навколо осі D. Шатун 4 передає рух плунжеру 5 гідравлічного циліндра 6. Шестиланковий механізм OABDC є основним механізмом плунжерного насоса. Робочий процес в циліндрі 6 насоса, тобто всмоктування і нагнітання рідини, здійснюється на протязі двійного ходу плунжера 5, який відповідає одному повному оберту кривошипа 1.

Змащування механізмів насоса виконується плунжерним масляним насосом кулачкового типу. Кулачок 7 приводить в поступальний рух штовхач 8 (плунжер насоса). При проектуванні кулачкового механізму необхідно забезпечити виконання заданого закону зміни аналога прискорення штовхача (рис.12.11).

Кути γ_1 і γ_2 в завданні визначають крайні положення коромисла 3. Тиск рідини в циліндрі 6 при всмоктуванні прийняти рівним атмосферному. За нульове положення механізму слід вибрати одне із його крайніх положень. Геометричний синтез евольвентної зубчастої передачі потрібно виконати для передачі, яка утворена зубчастими колесами z_5 і z_6 .

Число сателітів
у редукторі $K=3$;
Модуль зубчастих коліс
 Z_5 і Z_6 $m=5$ мм;
 $l_{DS3} = 0,5l_{DB}$.

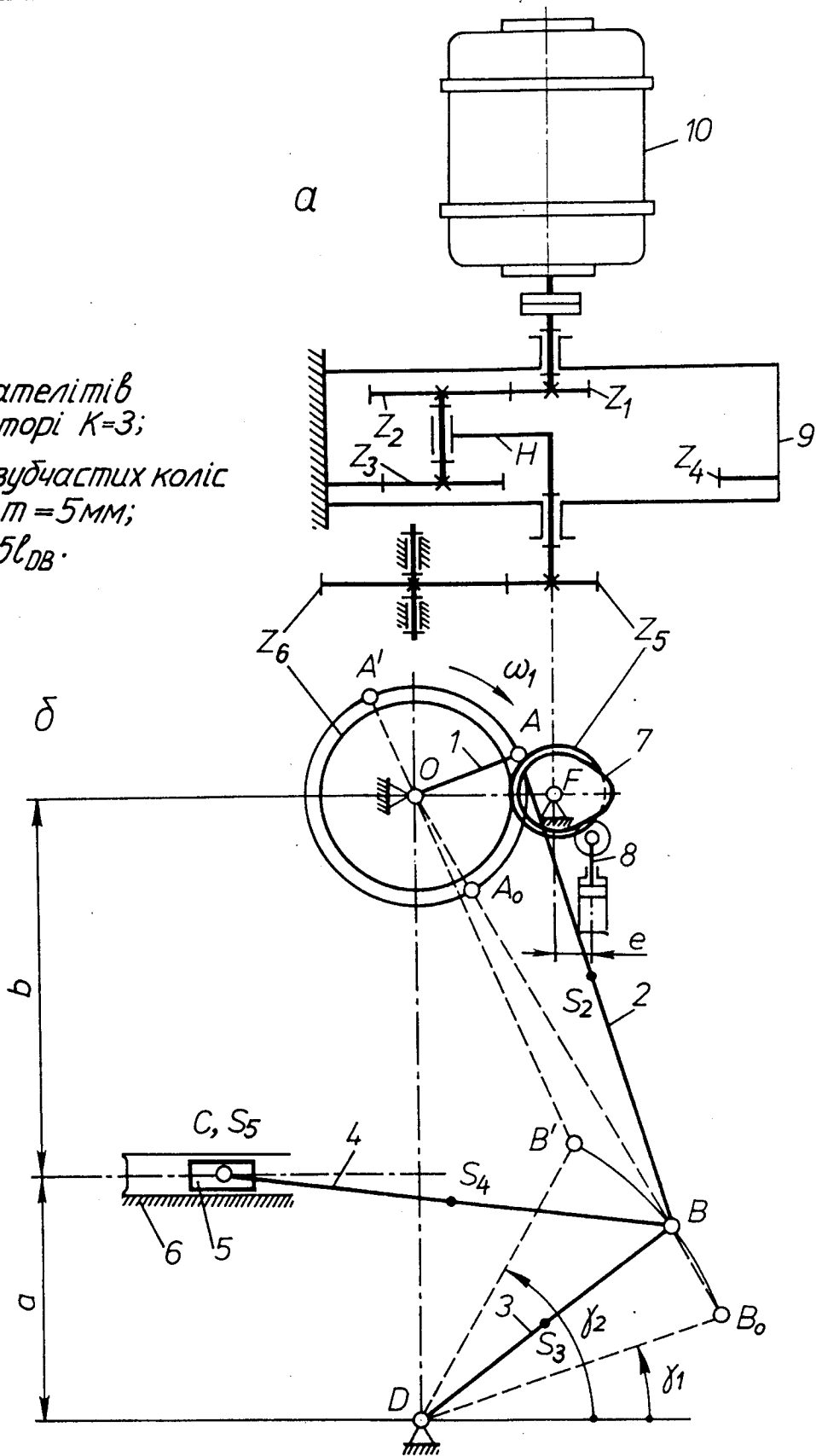


Рис.12.1. Плунжерний насос:

а - привід плунжерного насоса (електродвигун 10, редуктор 9 і зубчаста передача (z_5, z_6));
б - зубчастий, кулачковий і важільний механізми насоса

Таблиця 12.1

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	Розмір, який характеризує положення точки D коромисла	a	м	0,135	0,13	0,12	0,125	0,14	0,145	0,135	0,142
2	Відстань від напрямної руху плунжера до точки O	b	м	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
3	Довжина ланок 3 і 4	$l_{CB} = l_{BD}$	м	0,185	0,17	0,18	0,19	0,2	0,175	0,18	0,21
4	Положення центра мас шатуна 2	l_{AS2}/l_{AB}		0,3	0,35	0,4	0,3	0,4	0,25	0,45	0,27
5	Положення центра мас шатуна 4	l_{BS4}/l_{BC}		0,3	0,4	0,3	0,35	0,3	0,35	0,4	0,35
6	Крайні положення коромисла 3	γ_1 γ_2	град	30 60	25 65	35 60	20 50	30 70	25 55	30 60	25 60
7	Діаметр плунжера насоса	d	м	0,05	0,06	0,04	0,05	0,04	0,05	0,06	0,06
8	Кутова швидкість кривошипа	ω_1	c^{-1}	10	12	13	10	9	14	11	10
9	Кутова швидкість ротора електродвигуна	ω_{∂}	c^{-1}	98	145	145	100	100	145	145	145
10	Тиск рідини в циліндрі насоса	p	МПа	2,5	2,8	3,0	2,0	2,5	3,2	2,6	2,9
11	Вага кривошипа 1 і шатуна 2	$G_1 = G_2$	Н	200	210	250	170	190	220	230	240
12	Вага коромисла 3 і шатуна 4	$G_3 = G_4$	Н	160	170	150	170	200	180	190	175
13	Вага повзуна з плунжером	G_5	Н	500	550	550	450	500	520	480	530
14	Момент інерції шатуна 2	J_{S2}	$км^2$	0,6	0,65	0,5	0,7	0,55	0,75	0,68	0,72
15	Момент інерції коромисла 3 і шатуна 4	$J_{S3} = J_{S4}$	$км^2$	0,5	0,45	0,5	0,55	0,65	0,62	0,58	0,48

16	Момент інерції кривошипного вала	J_{10}	$км^2$	0,1	0,12	0,09	0,12	0,15	0,14	0,11	0,13
17	Маховий момент ротора електродвигуна	mD^2	$км^2$	0,3	0,5	0,2	0,3	0,3	0,25	0,35	0,4
18	Зведений до осі O кривошипа маховий момент редуктора, зубчастої передачі і кулачка	mD_0^2	$км^2$	1,6	1,0	0,9	0,8	1,4	1,2	1,5	1,1
19	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	δ	-	1/10	1/12	1/9	1/11	1/14	1/13	1/15	1/16
20	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	240	250	200	150	140	220	180	210
21	Хід плунжера масляного насоса	h	м	0,016	0,02	0,03	0,017	0,025	0,02	0,015	0,018
22	Максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі	ν_{∂}	град	30	25	30	20	30	32	28	24
23	Ексцентриситет	e	м	0,007	0,01	0,02	0,025	0,01	0,015	0,012	0,02
24	Числа зубів коліс 5, 6	Z_5 Z_6	-	12 25	11 15	12 14	11 15	13 16	12 18	12 20	12 24
25	Шифр циклограми	-	-	311 322	211 233	121 332	212 331	313 221	131 223	323 112	232 113
26	Фазовий кут	φ_{nx}	град	110	120	110	100	90	100	110	120
27	Фазовий кут	φ_{zx}	град	70	48	58	56	46	50	54	60
28	Хід штовхачів	h_o h_{∂}	мм	28 14	28 14	28 14	28 14	38 20	38 20	38 20	38 20
29	Досліджувані положення важільного механізму	-	-	0;5	1;7	3;8	2;5	4;9	5;11	6;9	2;12

Завдання № 2

Насосна установка з електроприводом (рис.12.2, табл.12.2)

Насосна установка (рис.12.2) являє собою двоплунжерний насос одинарної дії і складається із зведеного кривошипно-повзунного механізму 1,2,3,2',3', повзуни 3 і 3' якого є плунжерами насоса, що здійснюють зворотньопоступальний рух в горизонтальних циліндрах 4 і 4' з автоматично діючими клапанами 5,6 і 5',6'. Робочий цикл такої установки відбувається за 1 оберт кривошипа 1. При русі плунжера 3 вправо відбувається всмоктування рідини в циліндр при тиску p_{\min} , який нижчий атмосферного, і при русі плунжера вліво - нагнітання рідини в трубопровід при тиску p_{\max} (див.індикаторну діаграму рис.12.2,в). Аналогічні процеси відбуваються і при русі плунжера 3', тільки вони зміщені в часі. Якщо плунжер 3 всмоктує рідину в циліндр 4, то плунжер 3' в цей час нагнітає рідину із циліндра 4' в трубопровід і навпаки. Колінчастий вал 1 кривошипно-повзунного механізму приводиться в обертальний рух від електродвигуна 5 через планетарний редуктор з колесами z_1, z_2, z_3, z_4 і водилом H . Для забезпечення необхідної нерівномірності руху колінчастого вала встановлено маховик 7.

Змащування рухомих з'єднань механізму установки здійснюється під тиском від масляного насоса 8 кулачкового типу (рис. 12.2,г). Закон зміни аналога прискорення штовхача в границях кута робочого профілю кулачка подано на рис.12.11. Обертання кулачка 9 здійснюється через зубчасту передачу, яку утворюють колеса z_5 і z_6 .

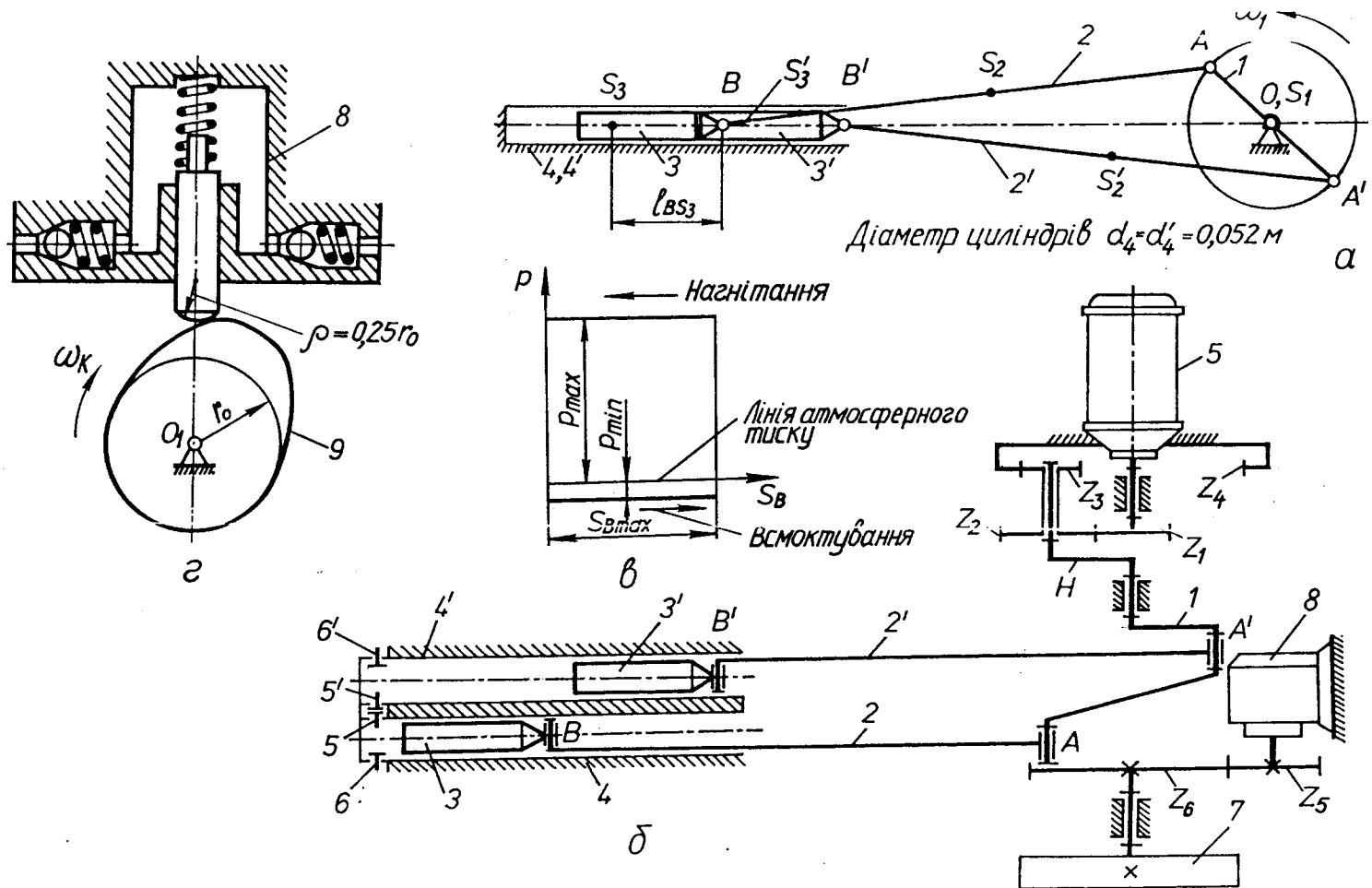


Рис. 12.2. Насосна установка з електроприводом:
 а - важільний механізм установки; б - механізми установки з електродвигуном; в - індикаторна діаграма циліндрів насоса; г - масляний насос кулачкового типу

Таблиця 12.2

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	Середня швидкість плунжера	V_{cp}	м/с	0,6	0,96	0,7	0,88	0,8	0,65	0,75	0,9
2	Середня кутова швидкість колінчастого вала	ω_1	рад/с	20,5	25	21,8	25	24	23	27	28
3	Відношення довжин шатуна і кривошипа	l_{AB}/l_{OA}	-	425	4,5	4,2	4,5	4,6	4,3	4,4	4,45
4	Положення центрів мас ланок 2 і 2'	l_{AS2}/l_{AB}	-	0,25	0,3	0,25	0,3	0,2	0,35	0,4	0,36
5	Максимальний тиск в циліндрах	p_{max}	МПа	4,5	4,8	4,8	4,6	4,4	4,3	4,5	4,7
6	Мінімальний тиск в циліндрах	p_{min}	МПа	0,05	0,04	0,05	0,045	0,05	0,06	0,055	0,04
7	Вага шатунів 2 і 2'	$G_2 = G_2'$	Н	64	68	65	68	69	60	70	72
8	Вага плунжерів 3 і 3'	$G_3 = G_3'$	Н	120	140	160	150	130	145	155	165
9	Положення центрів мас ланок 3 і 3'	l_{BS3}	м	0,2	0,23	0,25	0,3	0,2	0,22	0,24	0,27
10	Момент інерції шатунів 2 і 2'	J_{S2}	км ²	0,1	0,08	0,09	0,11	0,105	0,085	0,09	0,1
11	Коефіцієнт нерівномірності обертання вала 1	δ	-	1/21	1/25	1/30	1/35	1/20	2/49	1/27	2/53
12	Момент інерції колінчастого вала без маховика	$J_{'01}$	км ²	0,06	0,08	0,09	0,08	0,07	0,1	0,105	0,11
13	Маховий момент ротора електро-двигуна	mD^2	км ²	0,07	0,09	0,08	0,07	0,09	0,1	0,11	0,12
14	Момент інерції редуктора, зведений до кривошипа	J_p^{36}	км ²	0,44	0,48	0,5	0,52	0,55	0,46	0,53	0,51
15	Числа зубів коліс 5, 6	$z_5; z_6$	-	14; 27	14; 28	13; 30	16; 32	15; 29	13; 25	15; 30	12; 24

16	Модуль зубчастих коліс 5, 6	m	мм	4,5	4,5	4,0	4,0	4,5	4,0	4,5	4,0
17	Число сателітів в редукторі	K	-	3	3	3	3	3	3	3	3
18	Передаточне відношення планетарного редуктора	i_{1H}	-	8,9	9,2	10,9	11,5	12,0	10	11	12,5
19	Хід плунжера масляного насоса	h	мм	14	16	15	12	15	13	14	16
20	Максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі	ν_{∂}	град	18	26	24	28	24	22	20	25
21	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	360	330	320	360	340	350	335	342
22	Досліджувані положення важільного механізму	-	-	0;5	1;6	2;7	3;8	4;9	5;10	6;11	7;12
23	Шифр циклограми	-	-	313 122	323 211	313 212	323 121	212 133	232 311	212 313	232 131
24	Фазовий кут прямого ходу	φ_{nx}	град	110	120	130	90	100	110	120	130
25	Фазовий кут зворотного ходу	φ_{zx}	град	55	60	65	45	50	55	60	65
26	Хід штовхача основного механізму	h_0	мм	32	32	32	32	40	40	40	40
27	Хід штовхача допоміжних механізмів	h_{∂}	мм	15	15	15	15	20	20	20	20

Завдання № 3 Верстат - гойдалка (рис.12.3, табл.12.3)

Верстат - гойдалка (рис.12.3) служить для приводу глибинного насоса, який знаходиться в нафтовій свердловині. Основним механізмом верстата-гойдалки є кривошипно-коромисловий механізм (ланки 1,2,3). До коромисла 3 (головки балансира) в точці М кріпиться трос, другий кінець якого з'єднаний зі штангами. При русі кривошипно-коромислового механізму точка підвісу штанг Е, а значить, і штанги здійснюють зворотньо-поступальний рух, який необхідний для роботи глибинного насоса.

В обертальний рух кривошип 1 приводиться електродвигуном 4 через клинопасову передачу 5, зубчасту передачу (колеса z_5', z_6) і планетарний редуктор 6. Кут швидкість ротора електродвигуна $\omega_d = 152 \text{ рад/с}$, передаточне відношення клинопасової передачі $i_{кп} = 2,4$. Відстані до центрів мас ланок 1,2,3 дорівнюють: $l_{BS_1} = 1/3l_{AB}$, $l_{BS_2} = 1/3l_{BC}$, $l_{DS_3} = 1/3l_{DC}$.

Серед механізмів верстата-гойдалки немає кулачкового механізму, тому він задається додатково (рис.12.3,г) (7- кулачок, 8 - штовхач). Кут робочого профілю кулачка слід визначити за формулою

$$\varphi_p = 180^\circ + (-1)^n 10^\circ n,$$

де n - номер варіанта завдання.

Закон руху штовхача для кожного варіанта завдання зображено на рис.12.11.

Геометричний синтез зубчастої передачі виконати для передачі, утвореної колесами z_5', z_6 . Число блоків сателітів в планетарному редукторі прийняти $K = 3$.

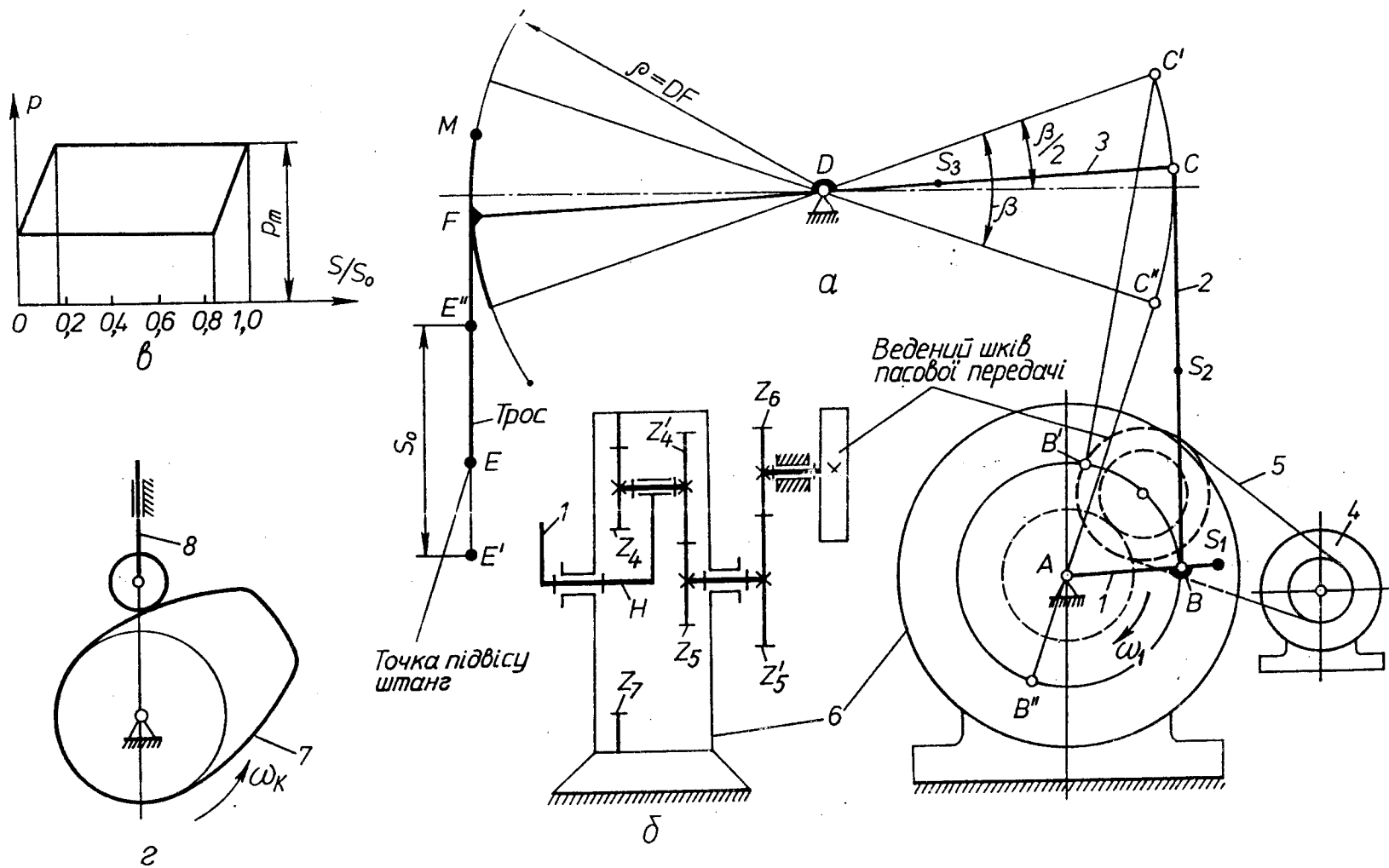


Рис. 12.3. Верстат-гойдалка :

а - механізми верстата-гойдалки з приводом; б - привід верстата-гойдалки; в - графік зміни сили корисного опору, прикладеної в точці Е; г - кулачковий механізм (задано додатково, він не входить до верстата-гойдалки)

Таблиця 12.3

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	Довжина ходу головки балансира	S_0	м	0,6	0,5	0,7	0,8	0,55	0,65	0,75	0,6
2	Коефіцієнт зміни середньої швидкості коромисла-балансира	K_V	-	1,0	1,05	1,1	1,15	1,18	1,2	1,25	1,28
3	Відношення довжин коромисла-балансира	l_{DC}/l_{DF}	-	1,0	1,1	1,2	1,23	1,28	1,15	1,12	1,25
4	Кут повороту коромисла	β	град	46,5	35	40	42	30	39	45	38
5	Відношення довжин шатуна і кривошипа	$\lambda = \frac{l_{BC}}{l_{AB}}$	-	4	4,2	3,8	3,5	4,4	4,6	3,8	4,3
6	Максимальне навантаження на головку балансира	P_m	кН	20	18	25	30	19	24	28	21
7	Вага кривошипа	G_1	Н	500	450	600	650	480	580	620	520
8	Вага шатуна	G_2	Н	700	650	800	860	670	780	830	740
9	Вага коромисла-балансира	G_3	кН	1	0,8	1,3	1,4	0,9	1,25	1,35	1,1
10	Момент інерції кривошипа	J_{1A}	кМ ²	8,0	7,5	9,0	9,3	7,8	8,8	9,2	8,4
11	Момент інерції шатуна і коромисла	$J_{S2} = J_{S3}$	кМ ²	26	20	30	34	22	28	32	25
12	Момент інерції редуктора, зубчатої передачі і веденого шківів, зведений до осі вала шківів	J_{δ}^e	кМ ²	0,765	0,75	0,72	0,7	0,68	0,66	0,69	0,74
13	Маховий момент ротора електродвигуна з ведучим шківом	mD^2	кМ ²	0,7	0,65	0,7	0,75	0,65	0,7	0,75	0,65
14	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	δ	-	1/10	1/11	1/12	1/13	1/10	1/11	1/12	1/10
15	Числа зубів коліс 6, 5'	$Z_6; Z_5'$	-	13; 39	14; 35	11; 33	12; 32	13; 30	12; 36	13; 39	14; 42

16	Модуль зубчастих коліс $Z_6; Z_5'$	m	мм	3	3	4	4	3	3	4	3					
17	Передаточне відношення планетарного редуктора	i_{SH}	-	13	14	12	12,5	13,5	14,5	15	13,2					
18	Кутова швидкість кулачка	ω_k	с ⁻¹	50	48	55	52	60	58	65	62					
19	Максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі	ν_d	град	30	25	28	32	35	30	32	25					
20	Хід штовхача	h	мм	35	30	40	25	20	32	28	36					
21	Досліджувані положення важільного механізму	-	-	0;5	1;6	2;7	3;8	4;9	5;10	6;11	7;12					
22	Шифр циклограми	-	-	223 131	232 131	322 131	332 121	233 121	323 121	113 232	311 232					
23	Фазові кути	φ_p φ_{px}	град	110;5 5	120; 60	130;6 5	90; 45	100; 0	110;5 5	120;6 0	130; 65					
24	Хід штовхачів	h_0 h_d	мм	36; 18	36; 18	36; 18	36; 18	40; 17	40; 17	40; 17	40; 17					
		S/S_0		0,0	0,1	0,16	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,84	0,9	1,0
	Рух головки балансира вниз	P/P_m		0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	0,667	1,0
	Рух головки балансира вверх	P/P_m		0,445	0,778	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

Завдання № 4
Коливний конвеєр (рис.12.4, табл.12.4)

Коливний конвеєр (рис.12.4) призначений для переміщення сипучого матеріалу в горизонтальному напрямі. Для приводу конвеєра використовується електродвигун 10 і зубчастий механізм, який складається із планетарного редуктора 11 і зубчастої передачі (z_5, z_6). Подача матеріалу на жолоб 5 із бункера 9 здійснюється під час сумісного руху жолоба і матеріалу з допомогою механізму подачі, який складається із кулачка 7 і штовхача 8. Кулачковий механізм приводиться в рух з допомогою клинопасової передачі 13. Передаточне відношення цієї передачі $i = 1,0$. Закон зміни аналога прискорення штовхача подано на рис.12.11.

В механізм транспортування матеріалу входять жолоб 5 на роликівих опорах 6, який здійснює зворотньо-поступальний рух як вихідна ланка цього важільного (основного) механізму, і рухомі ланки 1,2,3,4. На валу O_1 кривошипа закріплено маховик. Жолоб при своєму русі захоплює за рахунок сил тертя насипаний на нього матеріал. Рух матеріалу разом з жолобом можливий при величині сил тертя

$$F_{ЖМ} = G_M f_c \geq \frac{G_M}{g} a.$$

Якщо прискорення жолоба $a \geq a_{кр} = f_c g$, то має місце відносний рух матеріалу вздовж жолоба за рахунок накопиченої раніше кінетичної енергії. В цей період між жолобом і матеріалом існує сила тертя $F_{ЖМ} = G_M f_p$, за рахунок якої забезпечується рівномірноповільнений рух матеріалу по жолобу до моменту вирівнювання їх швидкостей. Переміщення матеріалу по жолобу відбувається зі швидкістю

$$V_M = V_{від} - a' t,$$

де $V_{від}$ - швидкість жолоба в момент відриву матеріалу при $a' = f_p g$.

Коли швидкості матеріалу і жолоба зрівняються по модулю і напрямку, матеріал з жолобом будуть переміщатися знову разом з однаковою швидкістю. Сила тертя між жолобом і роликівими опорами

$$F_K = (G_{ж} + G_M) f_1.$$

Моменти інерції ланок підраховувати по формулі $I_s = \frac{m l^2}{10}$ ($кгм^2$), де m - маса ланки; l - довжина ланки. Положення центрів мас ланок прийняти посередині їх довжин.

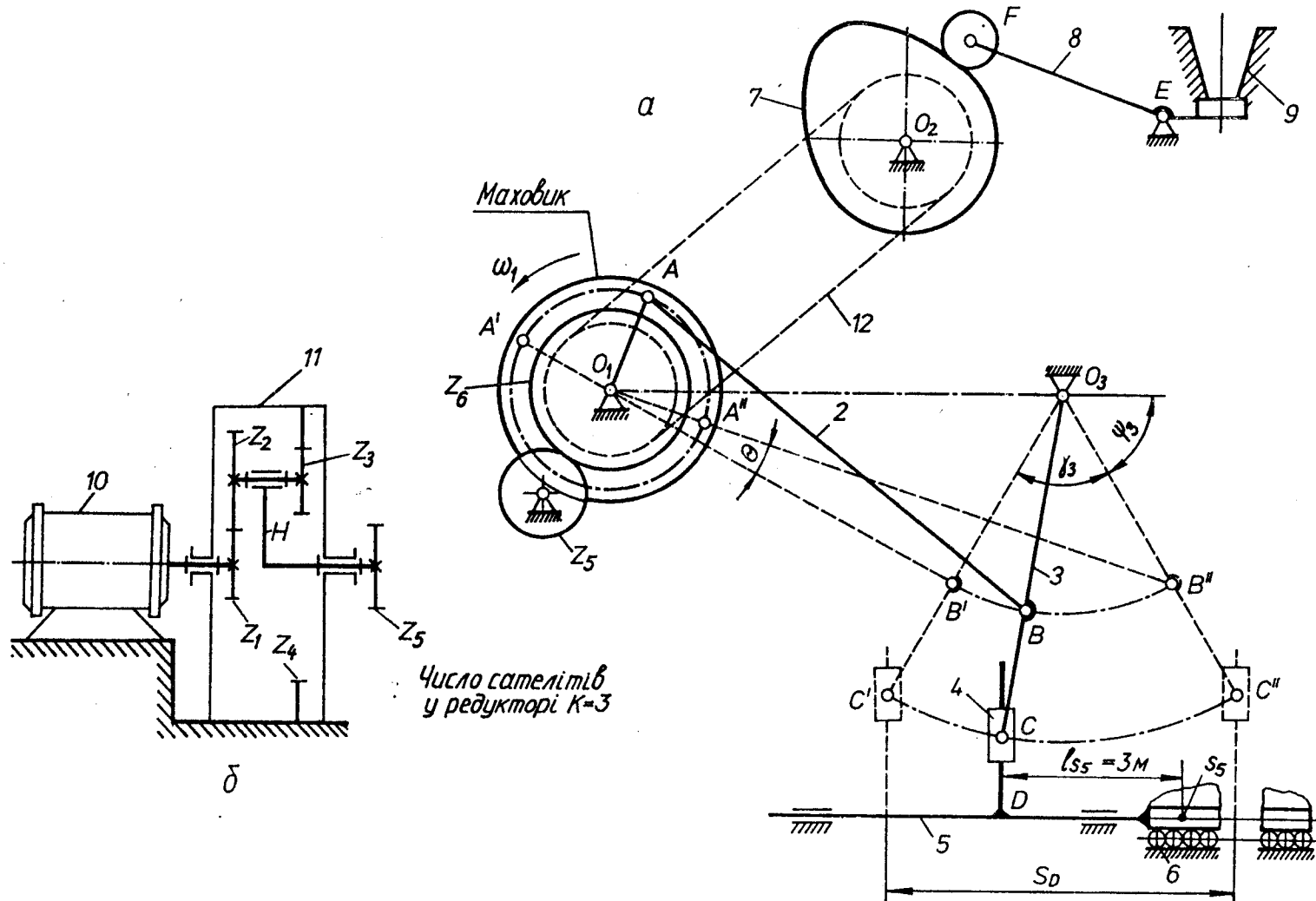


Рис. 12.4. Коливний конвеєр :

а - механізми коливного конвеєра; б - привід коливного конвеєра (електродвигун 10 і планетарний редуктор 11)

Таблиця 12.4

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	Довжина кривошипа	l_1	м	0,09	0,095	0,1	0,105	0,11	0,085	0,115	0,12
2	Кут коливання коромисла	γ_3	град	72	74	76	78	70	75	72	74
3	Кут, який визначає крайнє положення коромисла 3	ψ_3	град	65	68	70	72	70	66	62	70
4	Коефіцієнт зміни середньої швидкості коромисла	K_ω	-	1,15	1,2	1,25	1,3	1,2	1,35	1,3	1,28
5	Хід жолоба 5	S_D	м	0,27	0,275	0,285	0,275	0,28	0,29	0,27	0,28
6	Досліджувані положення механізму	-	-	2;8	0;9	3;8	2;10	1;10	2;6	3;11	4;12
7	Вага кривошипа	G_1	Н	490	520	540	580	580	480	585	590
8	Вага шатуна	G_2	Н	490	500	520	540	560	570	530	550
9	Вага коромисла	G_3	Н	140	145	150	155	160	165	135	140
10	Вага жолоба	$G_{ж}$	кН	6,6	6,7	6,8	6,9	7	6,5	6,85	6,75
11	Вага матеріалу в жолобі	G_M	кН	15	16	17	18	19	14	15	16
12	Коефіцієнт тертя спокою між матеріалом і жолобом	f_c	-	0,52	0,54	0,55	0,56	0,51	0,53	0,5	0,51
13	Коефіцієнт тертя руху між матеріалом і жолобом	f_p	-	0,3	0,32	0,34	0,35	0,36	0,33	0,3	0,31
14	Зведений крєфіцієнт тертя між жолобом і опорами 6	f_1	-	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
15	Кутова швидкість електродвигуна	ω_d	c^{-1}	26 π	26 π	26 π	26 π	26 π	26 π	26 π	26 π
16	Маховий момент ротора електродвигуна	mD^2	кМ ²	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
17	Зведений до кривошипа маховий момент редуктора, зубчастих передач і кривошипа	mD_0^2	кМ ²	800	820	850	880	900	870	860	840
18	Коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа	δ	-	1/8	1/10	1/9	1/7	1/7	1/9	1/11	1/8
19	Кутова швидкість кривошипа	ω_1	c^{-1}	2,5 π	2,4 π	2,3 π	2,2 π	2,1 π	2 π	1,8 π	1,9 π
20	Дугове переміщення центра ролика штовхача	H_F	м	0,04	0,045	0,048	0,05	0,046	0,042	0,045	0,05
21	Максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі	ν_d	град	30	30	30	30	30	30	30	30
22	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	130	140	150	160	170	180	190	200
23	Довжина штовхача	l_{FE}	м	0,12	0,11	0,1	0,11	0,13	0,12	0,11	0,1
24	Модуль зубчастої передачі $z_5; z_6$	m	мм	5	5	5	5	5	5	5	5
25	Числа зубів коліс	$z_5; z_6$	-	11; 21	10; 18	13; 19	9; 22	12; 21	13; 20	11; 22	9; 18
26	Шифр циклограми	-	-	332 121	331 212	223 131	221 313	113 232	112 323	311 232	211 323
27	Фазові кути	$\varphi_{nx}; \varphi_{zx}$	град	90; 46	100; 52	110; 54	120; 60	90; 50	100; 60	110; 70	120; 48
28	Хід штовхачів	$h_o; h_d$	мм	36; 18	36; 18	36; 18	36; 18	36; 18	36; 18	36; 18	36; 18

Завдання № 5
Механізми двоступінчастого двоциліндрового поршневого компресора
(рис.12.5, табл.12.5)

Двоступінчастий двоциліндровий компресор призначений для стиску повітря. Його основний важільний механізм (рис.12.5,г) приводиться в рух від електродвигуна 9 через муфту 10, зубчасту передачу, утворену колесами z_5, z_6 , і планетарний редуктор 11. Повітря в циліндр першої ступені поступає з атмосфери і після стиску до $p_{Iм}$ нагнітається в спеціальний резервуар, звідки через клапан поступає в циліндр другої ступені, в якому стискається до тиску $p_{IIм}$. В циліндрі другої ступені робоча камера знаходиться зі сторони штока. Нагнітальні клапани 7, 7' і всмоктуючі клапани 8, 8' - самодіючі.

Зміна тиску в циліндрах компресора в залежності від віддалення поршнів від крайніх їх положень визначається по індикаторних діаграмах (рис.12.5,б,в). Для побудови індикаторних діаграм обох ступеней необхідно використати дані табл.12.5.

Стиск повітря в циліндрі 6 першої ступені і циліндрі 6' другої ступені забезпечується з допомогою здвоєного кривошипно-повзунного механізму (рис.12.5,г), який складається із кривошипа 1, шатунів 2 і 4, повзунів 3 і 5. Для регулювання ходу машини на кривошипному валу передбачено розміщення маховика 12.

Кулачковий механізм не входить в склад компресора, тому заданий додатково (рис.12.5,д). Він складається із кулачка 13 і роликового штовхача 14, який рухається поступально. Закон зміни аналога прискорення штовхача подано на рис.12.11.

Модуль зубчастих коліс z_5, z_6 $m = 4$ мм.

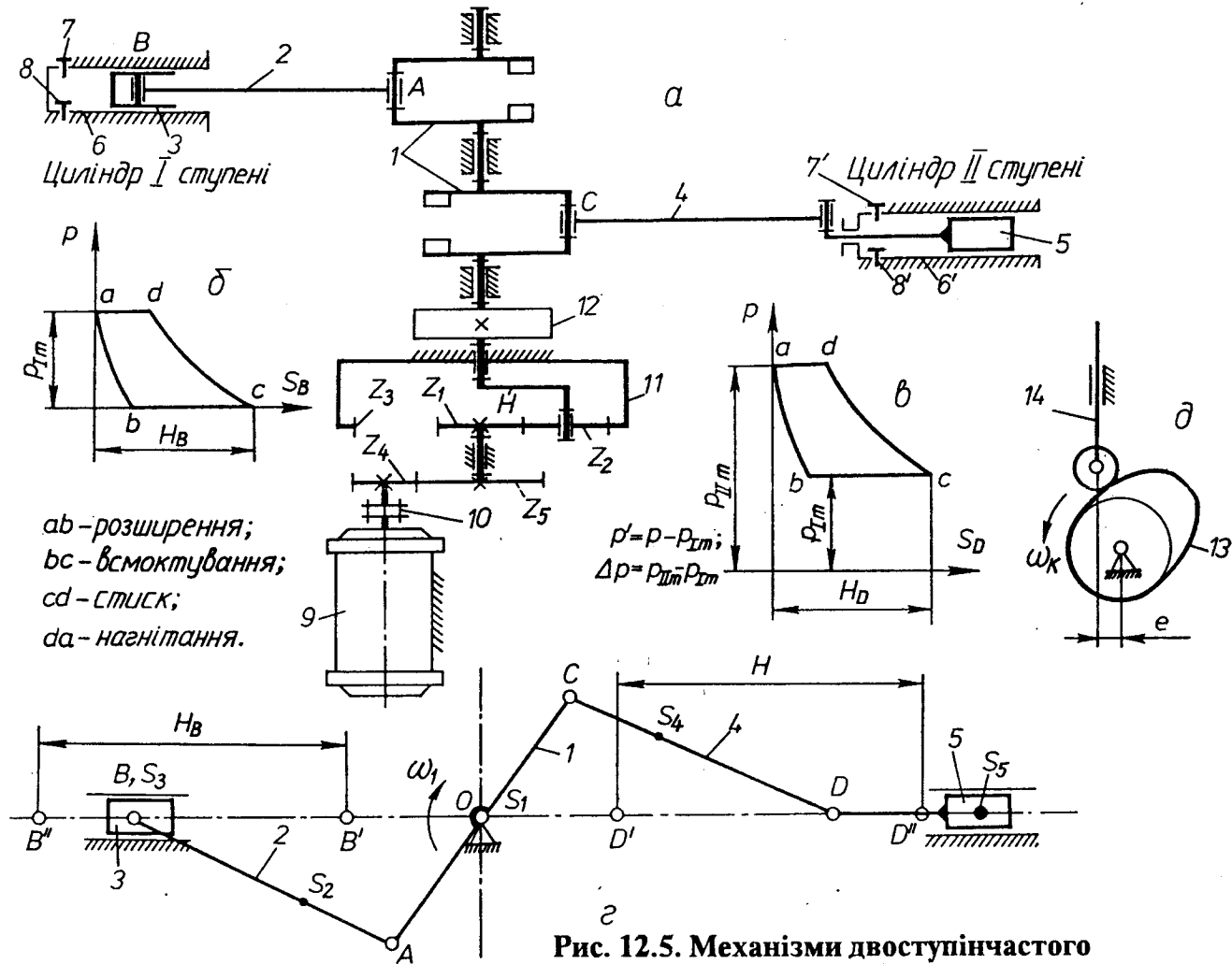


Рис. 12.5. Механізми двоступінчастого двоциліндрового поршневого компресора :

а - механізми компресора з електродвигуном; б - індикаторна діаграма I ступені компресора; в - індикаторна діаграма II ступені компресора; г - важільний механізм компресора; д - кулачковий механізм

Таблиця 12.5

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	Середня швидкість поршня II ступені	V_{cp}	м/с	3,67	3,25	3,0	3,0	3,5	3,76	3,9	4,1
2	Кутова швидкість колінчастого вала	ω_1	рад/с	52,3	62,8	42	52,3	62,8	45	50	55
3	Діаметр циліндра I ступені	d_3	м	0,62	0,60	0,53	0,60	0,65	0,58	0,55	0,51
4	Діаметр циліндра II ступені	d_5	м	0,37	0,35	0,32	0,38	0,36	0,34	0,33	0,31
5	Діаметр штока	$d_{ш}$	м	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07	0,055	0,05	0,06
6	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	δ	-	1/35	1/40	1/30	1/45	1/50	1/55	1/48	1/52
7	Максимальний тиск в циліндрі I ступені	$p_{I m}$	МПа	0,225	0,25	0,275	0,3	0,2	0,23	0,26	0,21
8	Максимальний тиск в циліндрі II ступені	$p_{II m}$	МПа	0,7	0,75	0,85	0,9	0,8	0,72	0,76	0,68
9	Вага шатунів	$G_2; G_4$	Н	330	240	270	250	280	300	280	260
10	Вага поршнів	$G_3; G_5$	кН	1,86	1,8	1,59	1,8	1,95	1,7	1,75	1,9
11	Вага штока циліндра II ступені	$G_{ш}$	Н	750	750	630	750	870	800	700	650
12	Момент інерції шатунів	$J_{S_2}; J_{S_4}$	км ²	1,1	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,65
13	Момент інерції колінчастого вала	$J_{кв}$	км ²	0,8	0,4	0,8	0,7	0,6	0,65	0,75	0,55
14	Момент інерції зубчастих коліс, редуктора і інших деталей, що обертаються, зведений до кривошипа	$J_1^{\text{зв}}$	км ²	12	8	10	9	8	8,5	9,5	10,5
15	Маховий момент ротора електро-двигуна	mD^2	км ²	9,0	8,0	9,0	8,0	7,0	7,5	8,2	8,5

16	Число зубів коліс	$Z_4; Z_5$	-	12; 18	14; 20	13; 19	12; 20	14; 18	11; 17	12; 22	12; 19			
17	Кутова швидкість обертання кулачка	ω_k	с ⁻¹	12	10	15	13	14	11	16	18			
18	Хід штовхача кулачкового механізму	h	мм	5	6,5	7,5	5,5	6	8	9	8,5			
19	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	125	120	115	130	135	140	132	128			
20	Досліджувані положення важільного механізму	-	-	0;5	1;6	2;8	3;7	4;9	5;10	6;11	7;12			
21	Шифр циклограми	-	-	131 232	331 212	133 212	313 212	122 133	211 233	311 322	133 122			
22	Фазові кути	$\varphi_{nx}; \varphi_{zx}$	град	92 46	102 51	112 56	122 61	132 66	92 46	102 51	112 56			
23	Хід штовхача	$h_0; h_d$	мм	40; 17	40; 17	40; 17	40; 17	36; 19	36; 19	36; 19	36; 19			
Шлях поршня (в долях ходу H)		S_B/H		0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Тиск повітря в долях $p_{I m}$ (I ст.)		$p/p_{I m}$	Всмокт.	1,0	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			Стиск.	1,0	1,0	1,0	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0
Тиск повітря в долях Δp (II ст.)		$p/\Delta p$	Всмокт.	1,0	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			Стиск.	1,0	1,0	1,0	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

Завдання № 6
Механізми V-подібного двоступінчастого поршневого компресора
(рис.12.6, табл.12.6)

V-подібний двоступінчастий поршковий компресор (рис.12.6) призначений для стиску повітря. Його механізми приводяться в рух від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) 6 через зубчасту передачу, утворену колесами z_1, z_2 , і через планетарний редуктор 7.

Повітря в циліндр першої ступені компресора поступає з атмосфери і після стиску до p_{1m} нагнітається в спеціальний резервуар, звідки через клапани поступає в циліндр другої ступені, в якому стискається до тиску p_{2m} .

Управління всмоктуючими клапанами обох циліндрів здійснюється з допомогою кулачкових механізмів. Кулачок 8 цих механізмів посажено на вал O_2 . Обертальний рух цей вал одержує від колінвала компресора через зубчасту передачу z_5, z_6 з передаточним відношенням $i_{56} = -1$. Закон зміни аналога прискорення штовхачів (всмоктуючих клапанів) кулачкових механізмів зображено на рис.12.11.

Зміна тиску в циліндрах компресора в залежності від віддалення поршнів від крайніх їх положень визначається по індикаторних діаграмах (рис.12.6,б,в). Для побудови індикаторних діаграм слід використати дані табл.12.6.

Для стиску повітря в циліндрах першої і другої ступені використовуються два кривошипно-повзунні механізми зі спільним кривошипом 1. Траєкторії руху повзунів 3,5 (поршнів) утворюють між собою кут γ (γ - кут розвалу циліндрів). Положення центрів мас на шатунах визначається з рівнянь $l_{AS_2}/l_{AB} = 0,4$; $l_{AS_4}/l_{AC} = 0,4$. Число сателітів в планетарному редукторі $K = 3$. Зведений до колінчастого вала момент інерції частин двигуна, редуктора, муфти і зубчастих передач, що обертаються, слід визначати за формулою

$$I_{\Sigma}^o = (3 + 0,05n), \text{ кгм}^2$$

де n - номер варіанта завдання.

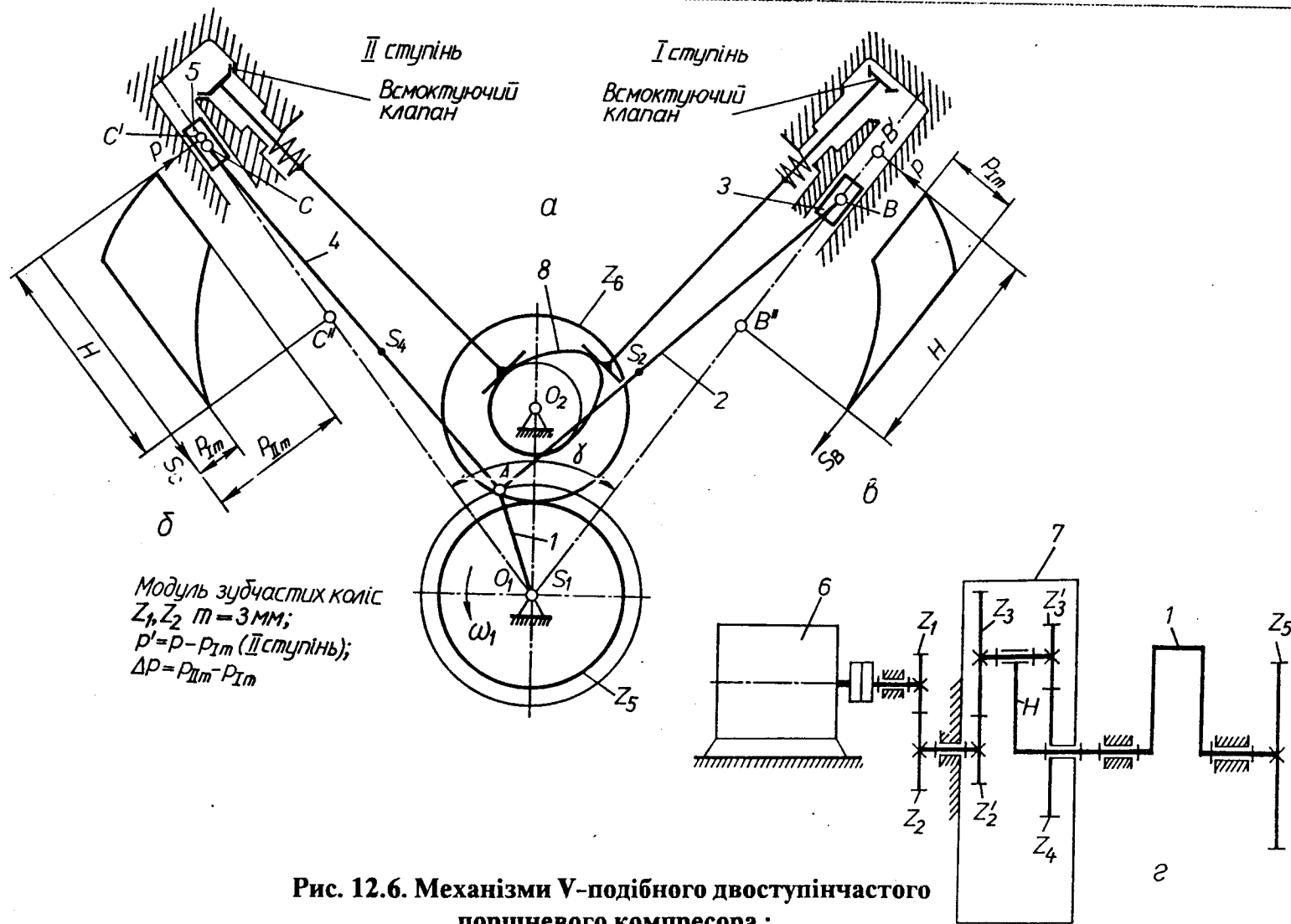


Рис. 12.6. Механізми V-подібного двоступінчастого поршневого компресора :

а - важільний і кулачковий механізми і зубчата передача компресора; б - індикаторна діаграма II ступені компресора; в - індикаторна діаграма I ступені компресора; г - привід компресора

Таблиця 12.6

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів												
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII					
1	Кут розвалу циліндрів	γ	град	90	85	80	82	95	87	78	75					
2	Відношення довжин шатунів до довжини кривошипа	$\frac{l_{AB}}{l_{OA}}$ $\frac{l_{AC}}{l_{OA}}$	-	5	4,8	4,9	5,2	4,7	4,6	4,85	4,9					
3	Хід поршнів	H	м	0,08	0,07	0,075	0,08	0,072	0,07	0,065	0,078					
4	Діаметр циліндра I ступені	d_1	м	0,12	0,115	0,11	0,115	0,11	0,10	0,10	0,115					
5	Максимальний тиск повітря в циліндрі I ступені	p_{Im}	МПа	0,3	0,28	0,3	0,32	0,27	0,25	0,24	0,3					
6	Максимальний тиск повітря в циліндрі II ступені	p_{IIIm}	МПа	0,9	0,85	0,9	0,96	0,82	0,76	0,75	0,9					
7	Діаметр циліндра II ступені	d_2	м	0,075	0,072	0,068	0,072	0,068	0,062	0,062	0,072					
8	Вага кривошипа	G_1	Н	80	76	82	86	75	72	70	80					
9	Вага шатунів 2, 4	$G_2;$ G_4	Н	70	68	72	74	66	65	64	72					
10	Вага поршня I ступені	G_3	Н	50	48	51	52	47	45	44	52					
11	Вага поршня II ступені	G_5	Н	30	28	31	32	28	26	25	33					
12	Момент інерції шатунів ($i = 2, 4$)	J_{Si}	кгм ²	0,028	0,028	0,03	0,035	0,025	0,02	0,02	0,03					
13	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	δ	-	1/80	1/85	1/90	1/95	1/100	1/85	1/90	1/95					
14	Момент інерції колінчастого вала	J_{S1}	кгм ²	0,015	0,012	0,014	0,016	0,012	0,012	0,011	0,014					
15	Числа зубів коліс 1, 2	$z_1; z_2$	-	12; 18	13; 20	14; 24	15; 22	16; 24	11; 25	14; 26	15; 26					
16	Передаточне відношення планетарного редуктора	i_{2H}	-	-2	-2,2	-2,1	-2,3	-2,25	-2,15	-2,35	-2,4					
17	Кутова швидкість кулачка	ω_k	с ⁻¹	66,7	57,7	57,0	62,3	58,7	39,3	57,2	47,1					
18	Хід штовхача кулачкового механізму	h	мм	25	20	22	15	18	24	21	23					
19	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	164	160	168	170	162	172	164	166					
20	Кутова швидкість вала двигуна	ω_d	с ⁻¹	200	195	205	210	198	192	194	196					
21	Досліджувані положення важільного механізму	-	-	0;5	1;6	2;7	3;8	4;9	5;10	6;11	7;12					
22	Шифр циклограми	-	-	122 133	133 122	311 232	322 131	312 132	312 231	321 231	321 132					
23	Фазові кути	φ_{nx} φ_{zx}	град	120; 60	130; 65	90; 45	100; 50	110; 55	120; 60	130; 65	90; 45					
24	Хід штовхачів	h_o h_d	мм	42; 21	42; 21	42; 21	42; 21	38; 18	38; 18	38; 18	38; 18					
Шлях поршня (в долях H)		$\frac{S_B/H}{S_C/H}$		0,0	0,1	0,147	0,2	0,3	0,39	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Всмоктування (I і II ступінь)		$\frac{p/p_{Im}}{p'/\Delta p}$		0	0,177	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Стиск (I і II ступінь)		$\frac{p/p_{Im}}{p'/\Delta p}$		1	1	1	1	1	1	0,96	0,655	0,434	0,287	0,164	0,067	0

Завдання № 7 Суднова силова установка (рис.12.7, табл.12.7)

Суднова силова установка (рис.12.7) складається з одноциліндрового нереверсивного двотактного двигуна внутрішнього згорання з двома поршнями, що розходяться (1, 2, 3, 4-4', 5-5', 6), з запалюванням від тиску, маховика 7, планетарного реверс-редуктора 8, однорядного редуктора 9, гребного вала з гвинтом 10.

Колінчастий вал 1 двигуна має три коліна. Середнє коліно OA через шатун 2 передає рух нижньому поршню 3, а крайні два коліна OC і OC' , які розміщені під кутом 180° до середнього, передають через шатуни 4-4' і штанги 5-5' рух верхньому поршню 6 в сторону протилежну рухові поршня 3. В процесі роботи двигуна поршні 3 і 6 або розходяться, або зближаються. Найменша відстань між поршнями визначається по заданій геометричній ступені стиску Θ як відношенню найбільшої до найменшої відстані між поршнями

$$\Theta = \frac{x_{\max}}{x_{\min}} = \frac{2l_{OA} + 2l_{OC} + x_{\min}}{x_{\min}}$$

Від колінчастого вала 1 рух передається гребному валу через планетарний реверс-редуктор 8 (води́ло H , колеса z_1, z_2, z_3, z_4) з фрикційними муфтами L і M і через одноступінчастий редуктор 9 з циліндричними прямозубими колесами.

Для руху судна вперед включається фрикційна муфта L , яка зв'язує колеса z_1 і z_4 , в результаті цього водило H і колеса z_1, z_2, z_3, z_4 обертаються як одне ціле відносно геометричних осей колеса z_1 і водила. В цьому випадку $i_{H1} = 1$. Для руху судна назад включається муфта M і відключається муфта L , колесо z_4 зупиняється, а колесо z_1 обертається в сторону, протилежну обертанню водила. Для зупинки судна обидві муфти відключаються. Проектування планетарного зубчастого механізму виконати для ходу судна назад.

Закон зміни тиску газу в циліндрі двигуна задано на індикаторній діаграмі (рис.12.7,в), а дані для її побудови наведені в табл.12.7. В двотактному двигуні такого типу при розходженні поршнів в циліндрі відбувається згорання уприскнутого палива і розширення продуктів згорання, а при зближенні - стиск повітря, необхідного для процесу згорання. Схема кулачкового механізму паливного плунжерного насоса зображена на рис.12.7,г. Кулачок 11 цього механізму сидить безпосередньо на колінчастому валу двигуна. Закон руху плунжера 12 насоса задано графіком аналога прискорень (рис.12.11).

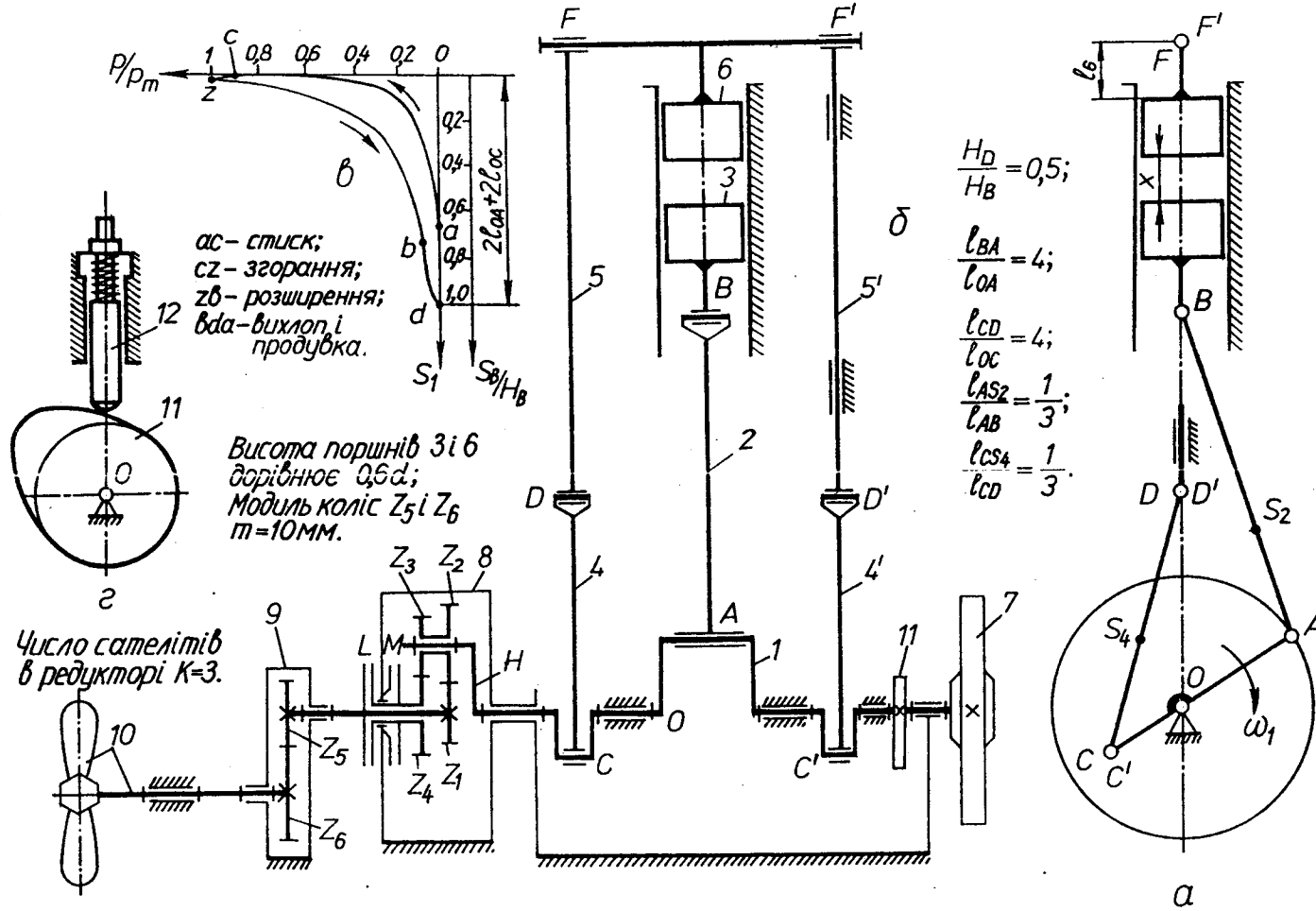


Рис. 12.7. Суднова силова установка :

а - ваджільний механізм установки ; б - механізми установки; в - індикаторна діаграма двигуна; г - кулачковий механізм паливного насоса

Таблиця 12.7

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів												
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII					
1	Середня швидкість поршня	V_B	м/с	6	5	7	6	5	5,5	6,5	5,8					
2	Діаметр циліндра	d	м	0,38	0,4	0,35	0,4	0,38	0,42	0,36	0,37					
3	Максимальний тиск в циліндрі	p_m	МПа	6	5,5	4	5	7	4,5	5,2	6,5					
4	Геометрична ступінь стиску	$\theta = \frac{x_{\max}}{X_{\min}}$	-	12	10	12	10	12	11	10	12					
5	Кутова швидкість колінчастого вала	ω_1	рад/с	26,2	26,2	31,4	31,4	26,2	28	29	30					
6	Передаточне відношення планетарного редуктора при ході судна назад	i_{H1}	-	-1,1	-1,2	-1,25	-1,3	-1,4	-1,35	-1,4	-1,45					
7	Вага колінчастого вала з маховиком	$G_1 + G_M$	кН	45	40	42	40	45	44	46	43					
8	Вага шатуна 2	G_2	кН	2,6	2,5	2,6	2,5	2,6	2,7	2,65	2,55					
9	Вага шатунів 4, 4'	$G_4; G_4'$	кН	1,2	1	1,15	1,25	1,2	1,18	1,2	1,23					
10	Вага нижнього поршня 3	G_3	кН	2,4	2,3	2,5	2,3	2,5	2,35	2,4	2,5					
11	Вага верхнього поршня 6	G_6	кН	3,2	3	3,1	3	3,2	3,3	3,1	3					
12	Вага тяг 5, 5'	$G_5; G_5'$	кН	3	2,8	3	2,5	3	3,2	2,7	2,6					
13	Момент інерції колінчастого вала без маховика	J_{01}	кгм ²	160	140	150	120	160	145	155	135					
14	Момент інерції шатуна 2	J_{S2}	кгм ²	60	50	60	50	60	55	52	58					
15	Момент інерції шатунів 4, 4'	J_{S4}	кгм ²	8	7	9	8	7	7,5	8,5	9,5					
16	Момент інерції редукторів, зведений до вала кривошипа	J_p^{ze}	кгм ²	380	300	320	380	300	350	330	360					
17	Маховий момент гребного вала з гвинтом, зведений до кривошипа	mD_{ze}^2	кгм ²	215	200	200	210	200	205	225	220					
18	Коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого вала	δ	-	1/50	1/48	1/50	1/45	1/50	1/46	1/50	1/48					
19	Повне переміщення плунжера паливного насоса	h	м	0,03	0,02	0,03	0,025	0,03	0,028	0,026	0,028					
20	Найменший радіус кулачка, визначений по міцності вала	r_o	м	0,1	0,08	0,1	0,09	0,1	0,085	0,09	0,08					
21	Максимально допустимий кут тиску в кулачковому механізмі	ν_θ	град	30	28	30	35	30	32	33	36					
22	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	210	200	220	210	200	208	212	200					
23	Модуль зубчастих коліс планетарного редуктора	m	мм	10	12	8	10	12	8	10	12					
24	Числа зубів коліс 5 і 6	$Z_5; Z_6$	-	15; 27	14; 24	16; 24	12; 20	16; 23	13; 21	15; 22	14; 21					
25	Досліджувані положення важільного механізму	-	-	0,5	1,7	2,6	3,8	4,9	5,11	6,10	7,12					
26	Шифр циклограми	-	-	312 213	323 121	321 321	131 232	132 132	132 231	232 131	231 231					
27	Фазові кути	φ_{nx} φ_{zx}	град	130; 65	90; 45	100; 50	110; 55	120; 60	130; 65	90; 45	100; 50					
28	Хід штовхачів	h_0 h_θ	мм	40; 18	40; 18	40; 18	40; 18	42; 21	42; 21	42; 21	42; 21					
		S_B/H_B		0,0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Розходження поршнів	p/p_m	0,863	1	0,863	0,602	0,34	0,238	0,17	0,129	0,1	0,082	0,068	0,034	0	0	
Зближення поршнів	p/p_m	0,863	0,5	0,318	0,204	0,114	0,073	0,045	0,025	0,014	0,005	0,001	0	0	0	

Завдання № 8
Двоступінчастий повітряний компресор
(рис. 12.8, табл. 12.8)

Компресор - це машина, яка призначена для перетворення енергії газу і перекачування його на відстані.

Механізм компресора (рис. 12.8) приводиться в рух від електродвигуна 6 через муфту 7 і планетарний редуктор 8. Від колінчастого вала 1 рух передається поршням 3 і 5 через шатуни 2 і 4. Шестиланковий механізм OABCD є основним механізмом компресора. Робочий процес здійснюється в циліндрах поршнів 3 і 5. При русі поршня 3 в верх усмоктувальний клапан закритий і повітря в циліндрі стискається до тиску p_{1max} . При цьому тиску автоматично відкривається випускний клапан і стиснуте повітря поступає в проміжний ресивер-холодильник 9. Після холодильника повітря під тиском p_{1max} поступає в циліндр другої ступені, де аналогічним чином стискається до тиску p_{2max} і потім поступає споживачу. Характер зміни тиску в циліндрах I і II ступені в залежності від переміщення поршнів зображений на індикаторних діаграмах (рис. 12.8, б). Дані для побудови цих діаграм наведені в табл. 12.8. Щоб забезпечити рух машинного агрегату з заданою нерівномірністю на колінчастому валу встановлений маховик 10. Змашування механізму здійснюється при допомозі плунжерного насоса 11 кулачкового типу (рис. 12.8, в). Кулачок 13 приводить в рух штовхач 12 (плунжер насоса).

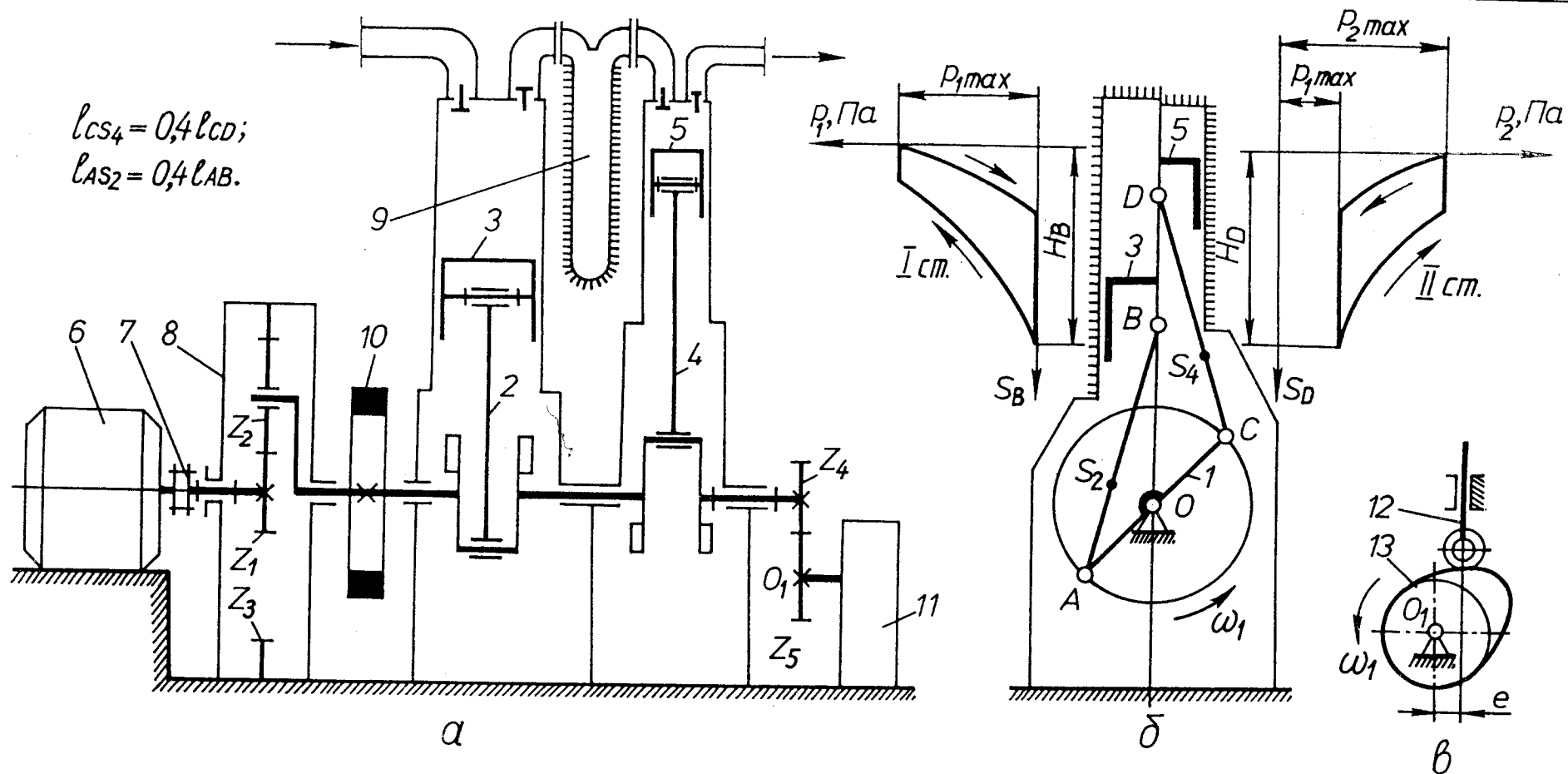


Рис. 12.8. Двохступеневий повітряний компресор :
 а - загальний вид машини; б - важільний механізм компресора; в - кулачковий механізм

Таблиця 12.8

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	Середня швидкість поршня	V_{C0}	м/с	5.2	5.0	4.8	4.9	5.1	4.7	5.3	4.7
2	Кутова швидкість колінчастого вала	ω_1	c^{-1}	73	65	67	71	75	62	78	64
3	Відношення довжин шатунів до довжин кривошипів	λ_1	-	4.0	4.2	4.1	4.0	3.9	4.1	4.2	4.3
4	Кутова швидкість вала електродвигуна	ω_d	c^{-1}	300	280	290	270	250	240	220	225
5	Діаметр циліндра 1-ої ступені	d_1	м	0.35	0.38	0.31	0.4	0.36	0.37	0.34	0.39
6	Діаметр циліндра 2-ої ступені	d_2	м	0.2	0.18	0.21	0.23	0.19	0.22	0.215	0.21
7	Максимальний тиск в 1-ій ступені	p_{1max}	МПа	0.24	0.26	0.3	0.28	0.27	0.31	0.25	0.29
8	Максимальний тиск в 2-ій ступені	p_{2max}	МПа	0.8	0.87	0.9	0.95	1.0	1.1	0.85	0.98
9	Маса шатунів	$m_2 = m_4$	кг	2.2	2.6	1.9	2.3	2.4	2.0	2.1	2.4
10	Маса поршня 1-ої ступені	m_3	кг	4.5	4.7	4.8	4.9	5.0	4.2	4.6	4.4
11	Маса поршня 2-ої ступені	m_5	кг	2.8	3.0	3.2	3.6	2.9	2.7	3.1	3.4
12	Моменти інерції шатунів	$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг м ²	0.05	0.06	0.05	0.075	0.065	0.055	0.08	0.085
13	Маховий момент ротора електродвигуна	mD^2	кг м ²	0.42	0.5	0.46	0.36	0.38	0.48	0.52	0.40
14	Зведений до кривошипа момент інерції ланок редуктора	J_p	кг м ²	0.12	0.21	0.25	0.15	0.30	0.28	0.35	0.29
15	Число сателітів планетарного редуктора	K	-	3	4	3	4	3	4	3	4
16	Число зубів коліс	Z_4/Z_5	-	14/20	12/24	12/18	13/21	11/19	15/20	16/22	14/21

Продовження таблиці 12.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
17	Модуль зубчастих коліс 4 і 5	m	мм	2.5	4	3	5	6	7	5	6
18	Максимальний хід штовхача	h	мм	20	25	22	18	27	30	24	26
19	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	180	200	220	160	210	150	170	190
20	Допустимий кут тиску в кулачково-му механізмі	ν_d	град	24	25	28	24	30	23	25	28
21	Шифр циклограми			211323	213123	233121	231321	231123	213321	133212	122313
22	Фазові кути	$\varphi_{пх}$	град	100	110	120	130	90	100	110	120
23		$\varphi_{зх}$	град	50	55	60	65	45	50	55	60
24	Хід штовхача	h_o	мм	38	38	38	38	34	34	34	34
25		h_d	мм	18	18	18	18	16	16	16	16

Відносне переміщення поршня		0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	
I ступінь	вверх	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{0.3}$	$\frac{1}{0}$	$\frac{0.55}{0}$	$\frac{0.38}{0}$	$\frac{0.27}{0}$	$\frac{0.18}{0}$	$\frac{0.12}{0}$	$\frac{0.08}{0}$	$\frac{0.04}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{p_1}{p_{1max}}$
	вниз	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{0.3}$	$\frac{1}{0}$	$\frac{0.55}{0}$	$\frac{0.38}{0}$	$\frac{0.27}{0}$	$\frac{0.18}{0}$	$\frac{0.12}{0}$	$\frac{0.08}{0}$	$\frac{0.04}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{p_1}{p_{1max}}$
II ступінь	вверх	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{0.54}$	$\frac{1}{0.3}$	$\frac{0.7}{0.3}$	$\frac{0.59}{0.3}$	$\frac{0.5}{0.3}$	$\frac{0.42}{0.3}$	$\frac{0.37}{0.3}$	$\frac{0.34}{0.3}$	$\frac{0.32}{0.3}$	$\frac{0.3}{0.3}$	$\frac{p_2}{p_{2max}}$
	вниз	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{0.54}$	$\frac{1}{0.3}$	$\frac{0.7}{0.3}$	$\frac{0.59}{0.3}$	$\frac{0.5}{0.3}$	$\frac{0.42}{0.3}$	$\frac{0.37}{0.3}$	$\frac{0.34}{0.3}$	$\frac{0.32}{0.3}$	$\frac{0.3}{0.3}$	$\frac{p_2}{p_{2max}}$

Завдання № 9
Газомоторний компресор
(рис. 12.9, табл. 12.9)

Газомоторний компресор призначений для перекачування газу. Компресор є V-подібною поршневою машиною, в якій вертикально розміщений циліндр двигуна внутрішнього згорання, а горизонтально - циліндр компресора. Кривошипно - повзунні механізми 1-2-3 і 1-4-5 обох циліндрів однакові, а діаметри поршнів - різні. Кут розвалу осей циліндрів рівний 90° .

Робочий процес в циліндрах проходить при різних значеннях максимального тиску $p_{dmax} > p_{kmax}$. При русі поршня 3 двигуна вниз відбувається розширення продуктів згорання і тиск в циліндрі падає до нуля, при русі вгору - всмоктування і стискування робочої суміші газу. При цьому поршень 5 компресора рухається спочатку вліво, всмоктуючи газ, а потім рухається вправо, стискаючи його до тиску p_{5max} і подає в резервуар. Для підтримування усталеного режиму руху повинна витримуватись рівність робіт у вертикальному і горизонтальному циліндрах ($A_d = A_k$), а це забезпечується, якщо витримувати співвідношення відповідних величин $p_{dmax} = (p_{kmax} d_3^2) / (d_5^2 \eta_d \eta_k)$.

Характер зміни тиску в циліндрах в залежності від переміщення поршнів 3 і 5 вказано на індикаторних діаграмах і в табл. 12.9.

Керування клапанами ДВЗ здійснюється кулачковим механізмом 6, який приводиться в рух зубчастими колесами z_5, z_6, z_7 від колінчастого вала 1.

Приводом лічильника витрат газу служить планетарний редуктор $z_1 - z_2 - z_3 - z_4$ (рис. 12.9, б).

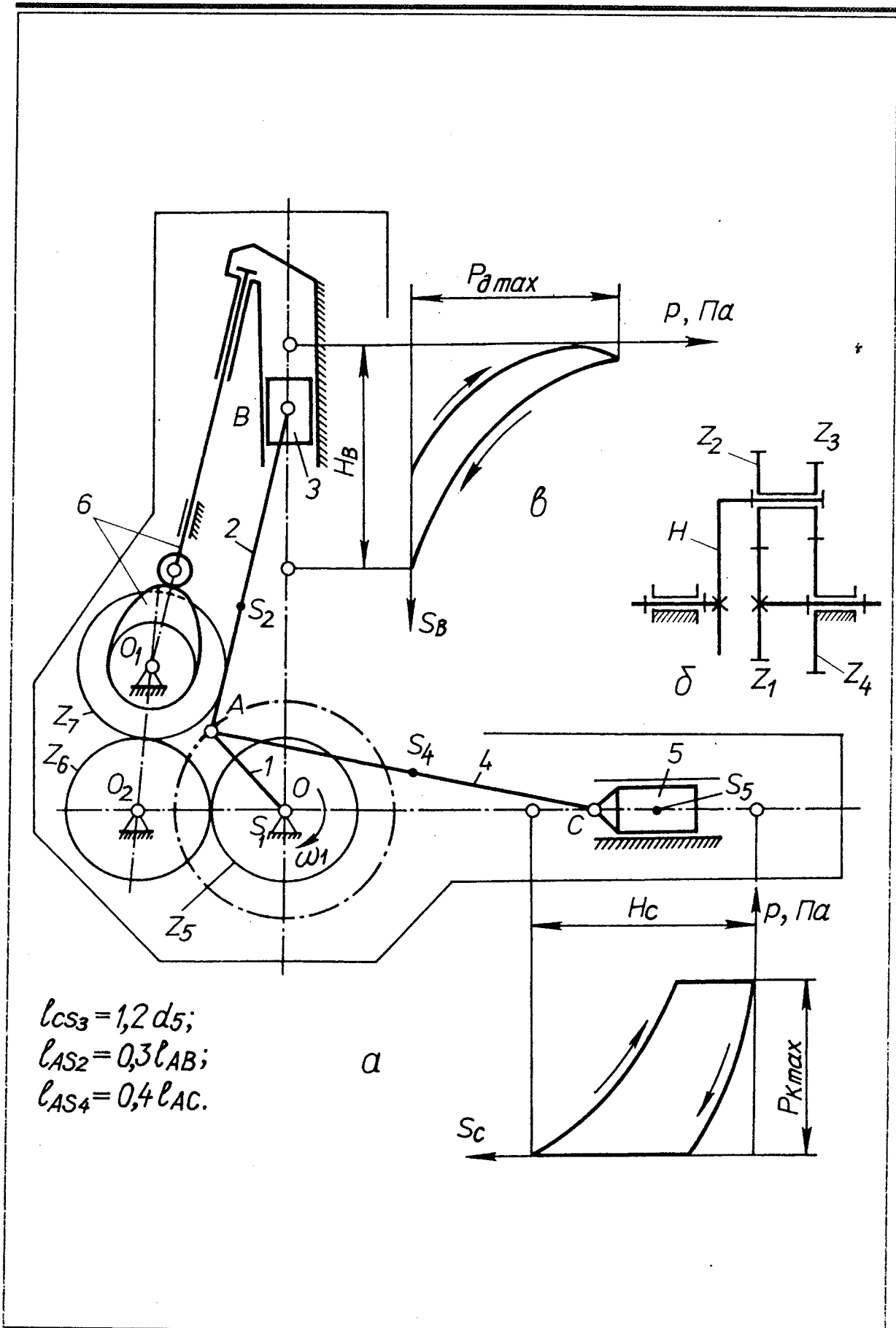


Рис. 12.9. Газомоторний компресор:

а - індикаторна діаграма компресора; б - планетарний механізм; в - індикаторна діаграма двигуна.

Таблиця 12.9

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів										
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII			
1	Середня швидкість поршня компресора	V_{cp}	м/с	6,0	5,2	5,9	6,4	6,9	7,2	5,6	7,0			
2	кутова швидкість кривошипа	ω_1	с ⁻¹	12,5	14,0	13,5	16,0	15,0	18,0	17,5	17,0			
3	Відношення довжин шатунів 2 і 4 до довжини кривошипа	λ	-	4,1	4,5	4,8	4,6	4,4	4,3	4,2	4,7			
4	Діаметр циліндра двигуна	d_3	м	0,125	0,115	0,120	0,130	0,125	0,110	0,122	0,128			
5	Діаметр циліндра компресора	d_5	м	0,230	0,220	0,240	0,260	0,250	0,240	0,235	0,245			
6	Максимальний тиск в циліндрі компресора	p_{kmax}	МПа	1,18	1,22	1,2	0,98	1,10	1,15	1,25	1,05			
7	Маса шатунів 2 і 4	$m_2 = m_4$	кг	12	11	10	13	14	15	14,5	12,5			
8	Маса поршнів 3 і 5	m_3 m_5	кг	10,0 15,0	11,0 14,0	11,5 16,0	12,0 17,0	11,5 18,0	12,5 19,0	9,5 17,5	10,0 16,5			
9	Момент інерції шатунів	$J_{S_2} = J_{S_4}$	кгм ²	0,32	0,35	0,34	0,36	0,31	0,33	0,38	0,39			
10	Момент інерції кривошипа	J_{S_1}	кгм ²	0,10	0,11	0,13	0,15	0,12	0,13	0,12	0,11			
11	ККД двигуна компресора	η_d η_k	-	0,77 0,87	0,78 0,84	0,79 0,86	0,78 0,85	0,76 0,86	0,8 0,87	0,81 0,88	0,78 0,84			
12	Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	-	1/100	1/110	1/115	1/120	1/95	1/90	1/80	1/85			
13	Момент інерції зубчастих коліс, зведений до кривошипа	J_0	кгм ²	1,25	1,30	1,40	1,55	1,35	1,28	1,37	1,45			
14	Кут робочого профілю кулачка	φ_p	град	190	180	150	160	120	140	135	155			
15	Хід штовхача	h	мм	10	12	8	11	16	15	12	13			
16	Допустимий кут тиску в кулачковому механізмі	ν_d	град	30	36	32	35	34	31	29	33			
17	Число зубів коліс 6 і 7	Z_6 ; Z_7	-	10 22	11 19	15 18	12 15	13 16	14 23	11 21	12 19			
18	Модуль зубчастих коліс 6 і 7	m	-	4	5	6	4	8	5	6	8			
19	Передаточне відношення планетарного редуктора	i_{SH}	-	6	9	8	10	12	7	15	18			
20	Число сателітів редуктора	K	-	3	3	5	4	5	4	3	3			
Переміщення поршня (в долях H)	$\frac{S_B}{H_B}; \frac{S_C}{H_C}$	0,0	0,02	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
Тиск газу в циліндрі двигуна	p_i	вниз	0,86	1,0	0,8	0,34	0,238	0,17	0,13	0,10	0,082	0,068	0,034	0
	p_{dmax}	вверх	0,86	0,5	0,2	0,11	0,073	0,045	0,025	0,014	0,005	0,001	0	0
Тиск газу в циліндрі компресора	p_i	вниз	1,0	-	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	
	p_{kmax}	вверх	1,0	-	1,0	1,0	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

Завдання № 10
Механізм витяжного преса
(рис.12.10, табл. 12.10)

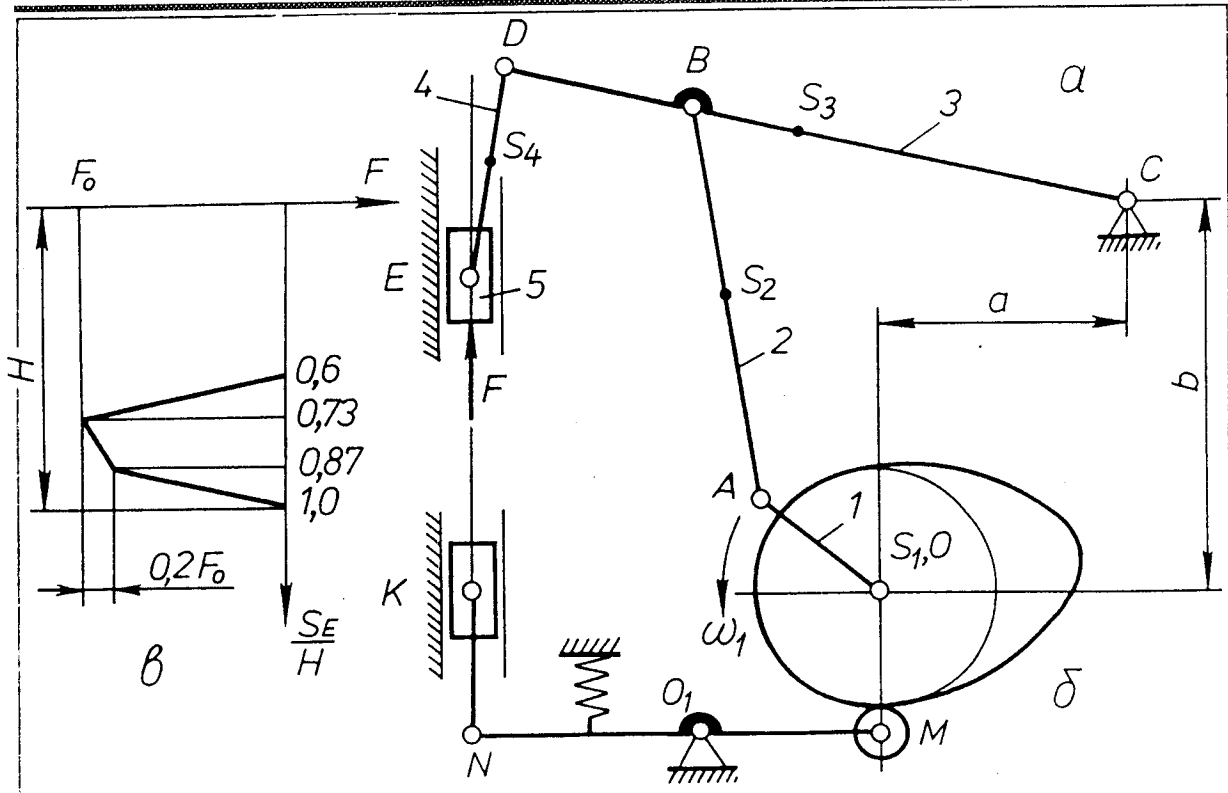
Витяжний прес (рис. 12.10) застосовується для штампування в холодному стані глибоких порожнинних виробів. Рух від електродвигуна передається через планетарний редуктор, складений з коліс z_1, z_2, z_3, z_4 , і зубчасту передачу z_5, z_6 на вал 1 шестиланкового кривошипно - повзунного механізму 1, ..., 5. Кривошипно-коромисловий механізм ОАВС дозволяє одержати рух повзуна 5 ввєрх (в період холодного ходу) з більшою середньою швидкістю, ніж при робочому ході вниз, що збільшує продуктивність преса.

Для забезпечення рівномірності руху на кривошипному валу 1 закріплено маховик. До нижньої площини повзуна 5 кріпиться рухома частина штампа - матриця, розташована на столі преса. Графік зміни зусилля витяжки F_0 по шляху повзуна показаний на рис.12.10, в. При ході повзуна 9 ввєрх готова деталь з допомогою кулачково-важільного механізму 6, ..., 9 виштовхується із матриці і піднімається до площини стола, а потім вилучається із робочої зони з допомогою спеціального пристрою - механічної руки (на схемі не показано). Пружина 7 призначена для повернення штовхача 6 в нижнє положення. Необхідний закон зміни прискорення центра ролика М коромислового штовхача задається викладачем по рис. 12.11.

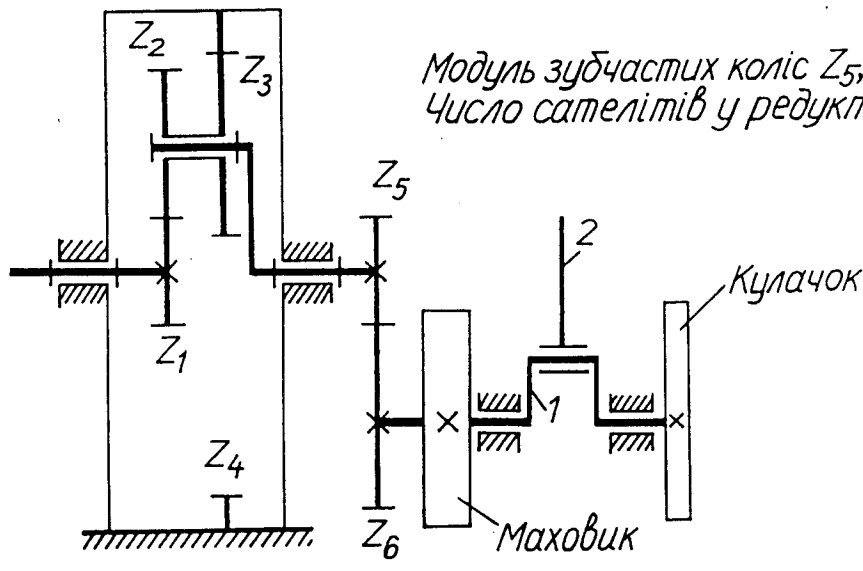
Зауваження.

1. При проектуванні важільного механізму вісь повзуна 5 провести через середину стріли прогину дуги, яка є траєкторією руху точки D.

2. Моменти інерції $I_{S_2}, I_{S_3}, I_{S_4}$ поррахувати за формулою $I_S = \frac{ml^2}{12}$, де m - маса ланки, l - довжина ланки.



$$l_{DS_3} = 0,5l_{DC}; \quad l_{DS_4} = 0,5l_{DE}; \quad l_{BS_2} = 0,5l_{AB}$$



Модуль зубчастих коліс $Z_5, Z_6 - m = 5 \text{ мм}$,
Число сателітів у редукторі $K = 3$.

Рис. 12.10. Механізм витяжного преса:

а - важільний механізм; б - кулачковий механізм; в - діаграма сили корисного опору; г - зубчастий механізм.

Таблиця 12.10

№ п/п	Найменування параметрів	Позн.	Розм.	Числові значення для варіантів							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	Кутова швидкість електродвигуна	ω_d	рад/с	101	101	99	151	149	105	97	149
2	Кутова швидкість кривошипного валу	ω_1	рад/с	4,2	4,7	5,25	6,3	7,3	6,5	5,5	5,0
3	Хід повзуна 5	H	м	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24	0,22	0,26	0,25
4	Максимальне зусилля витяжки	F_{cm}	кН	36	38	40	42	45	43	39	37
5	Довжина коромисла	l_{CD}	м	0,38	0,39	0,4	0,42	0,37	0,41	0,43	0,42
6	Віддаль між точками В і С	l_{BC}	м	0,27	0,28	0,29	0,3	0,27	0,3	0,31	0,31
7	Довжина шатуна 4	l_{DF}	м	0,1	0,1	0,11	0,12	0,1	0,115	0,12	0,11
8	Розмір між точками О і С	a	м	0,14	0,14	0,15	0,16	0,14	0,15	0,15	0,16
9	Коефіцієнт зміни середньої швидкості повзуна 5	K_V	-	1,2	1,25	1,15	1,25	1,2	1,18	1,22	1,28
10	Маховий момент ротора електродвигуна	mD^2	кгм ²	0,4	0,42	0,45	0,48	0,4	0,5	0,44	0,46
11	Зведений до вала 1 момент інерції зубчастих коліс редуктора	J_P^z	кгм ²	2,0	2,4	2,6	2,5	2,2	2,4	2,3	2,8
12	Момент інерції кривошипного вала 1	J_{10}	кгм ²	0,04	0,045	0,05	0,05	0,04	0,05	0,04	0,06
13	Вага ланки 1	G_1	Н	500	550	600	500	450	420	560	540
14	Вага повзуна 5	G_5	Н	300	350	400	350	300	320	340	380
15	Питома вага ланок 2, 3, 4	q	Н/м	260	270	280	260	240	200	250	300
16	Коефіцієнт нерівномірності руху вала 1	δ	-	1/6	1/7	1/8	1/8	1/9	1/9	1/10	1/11
17	Числа зубів коліс 5 і 6	$z_5 ; z_6$	-	15 20	12 18	14 24	15 21	12 20	14 21	13 21	14 22
18	Довжина штовхача	l_{MN}	м	0,16	0,17	0,18	0,14	0,16	0,15	0,14	0,16
19	Кут робочого профілю кулачка	φ_P	град	130	140	145	120	125	140	135	148
20	Дуговий хід точки М штовхача	h	мм	70	65	75	63	68	72	75	64
21	Допустимий кут тиску в кулачковому механізмі	ν_d	град	40	45	45	40	40	42	43	42
22	Шифр циклограми	-	-	133 212	233 121	122 213	322 131	211 323	311 232	112 323	113 232
23	Фазові кути	φ_{nx} φ_{zx}	град	110 58	100 56	90 46	100 52	110 54	120 60	90 50	100 60
24	Хід штовхачів	h_o h_d	мм	38; 18	38; 18	27; 14	27; 14	27; 14	25; 15	24; 14	28; 15

Закони руху штовхачів кулачкових механізмів

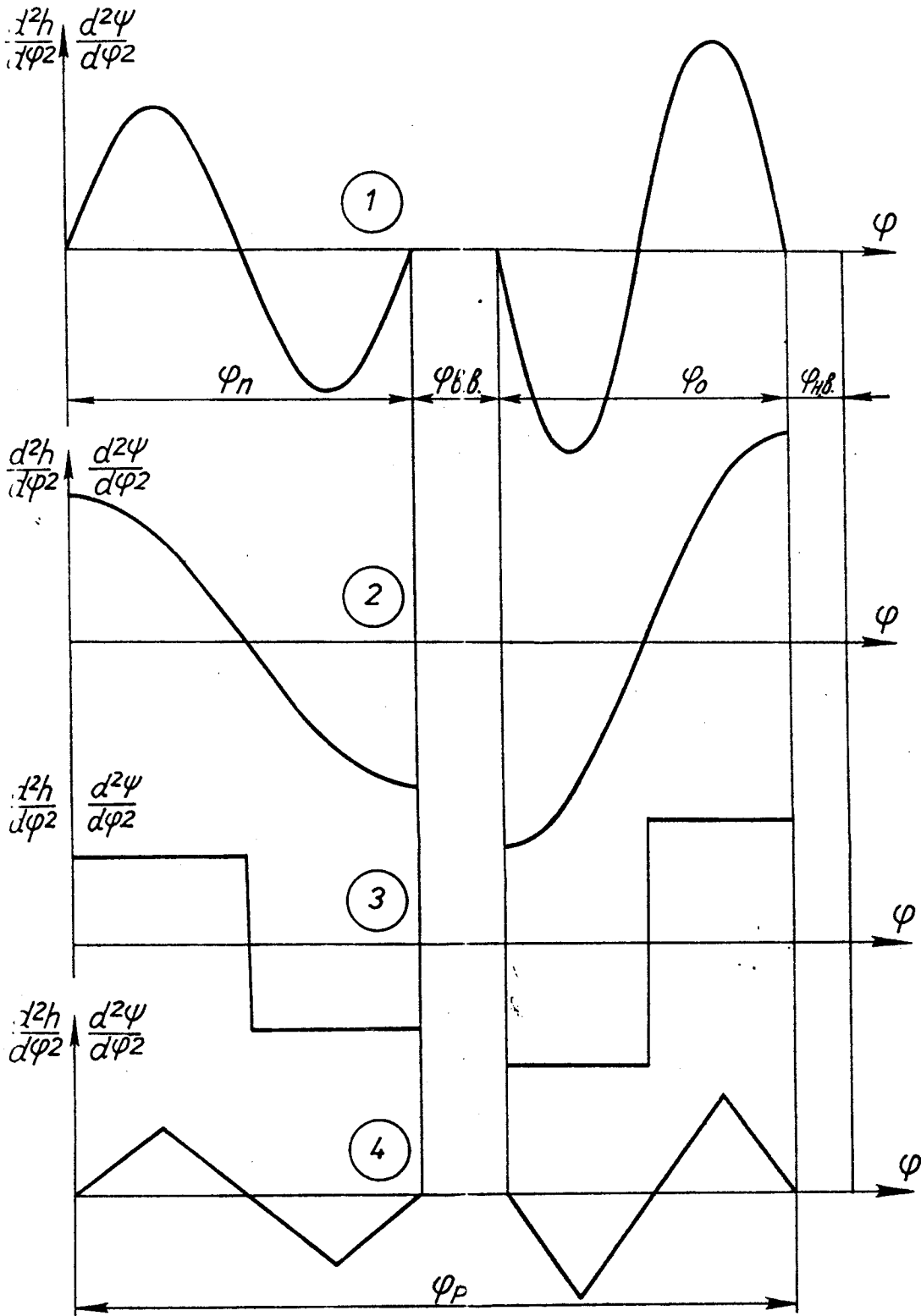


Рис.12.11. Закони руху штовхачів кулачкових механізмів.

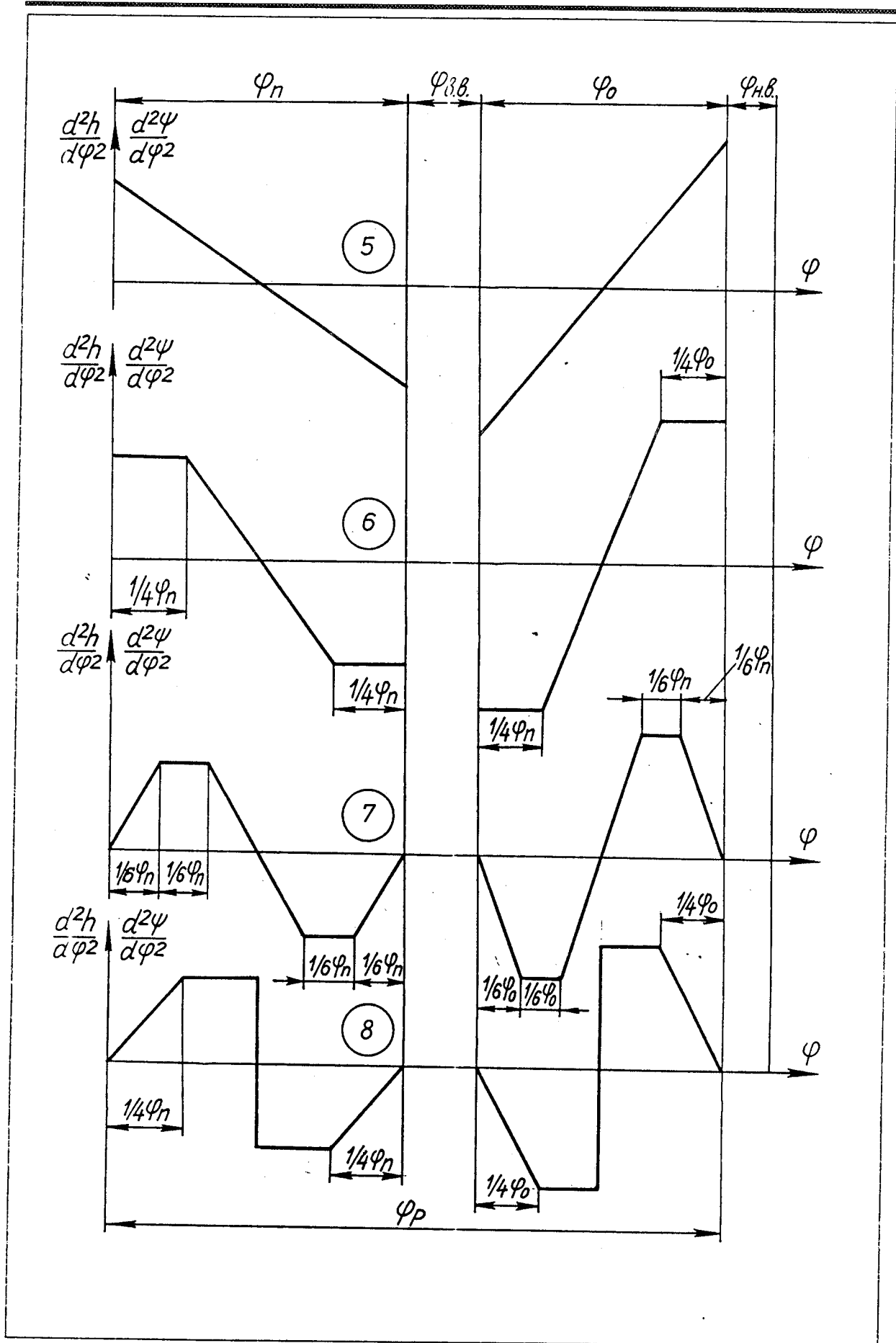


Рис. 12.11 (продовження)

* КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ВХІДНОЇ ЛАНКИ *

SUBROUTINE BXODK(L1,L2,XO,YO,FI0,B,FI1,T1,T2)

DIMENSION T1(8),T2(8)

REAL L1,L2

PI=3.14159

GR=0.017453

F1=(FI1+FI0)*GR

B1=B*GR

SL1=SIN(F1)*L1

CL1=COS(F1)*L1

T1(1)=XO+CL1

T1(2)=YO+SL1

T1(3)=-SL1

T1(4)=CL1

T1(5)=-CL1

T1(6)=-SL1

T1(7)=L1

T1(8)=L1

CL2=L2*COS(F1+B1)

SL2=L2*SIN(F1+B1)

T2(1)=XO+CL2

T2(2)=YO+SL2

T2(3)=-SL2

T2(4)=CL2

T2(5)=-CL2

T2(6)=-SL2

T2(7)=L2

T2(8)=L2

RETURN

END

* РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК *

* СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 1-ГО ВИДУ *

SUBROUTINE DIADA1(LDI1,T11,T12,T13,T14,T15,S11,S12,ZV11,ZV12)

DIMENSION T11(8),T12(8),T13(8),T14(8),T15(8),S11(8),S12(8),

* ZV11(3),ZV12(3)

REAL LDI1(8),L1,L2,L4,L5,LS11,LS12

GR=0.017453

PI=3.14159

L1=LDI1(1)

L2=LDI1(2)

L4=LDI1(3)

L5=LDI1(4)

LS11=LDI1(5)

LS12=LDI1(6)

BE1=LDI1(7)*GR

```

BE2 = LDI1(8)*GR
XH = T13(1)-T11(1)
YH = T13(2)-T11(2)
H = SQRT(XH*XH+YH*YH)
IF(H.LT.(L1+L2)) GOTO 10
WRITE(*,5)
5  FORMAT(/12X,'ВІДБУВСЯ РОЗРИВ КІНЕМАТИЧНОГО ЛАНЦЮГА
* ДІАДИ-1'/15X,'ПОМИЛКА У ВХІДНИХ ДАНИХ МАСИВУ LDI1(8)'
* /12X,'ПЕРЕВІРТЕ ПАРАМЕТРИ:L1,L2,XT11,YT11,XT13,YT13')
STOP
10 IF(XH.EQ.0..AND.YH.GT.0.) AL2 = PI/2
IF(XH.EQ.0..AND.YH.LT.0.) AL2 = 1.5*PI
IF(XH.GT.0..AND.YH.GE.0.) AL2 = ATAN(YH/XH)
IF(XH.LT.0..AND.YH.GE.0.) AL2 = PI+ATAN(YH/XH)
IF(XH.LT.0..AND.YH.LT.0.) AL2 = PI+ATAN(YH/XH)
IF(XH.GT.0..AND.YH.LT.0.) AL2 = 2.*PI+ATAN(YH/XH)
C1 = (L1**2+H**2-L2**2)/(2.*L1*H)
AL1 = ACOS(C1)
C2 = (L1**2+L2**2-H**2)/(2.*L1*L2)
AL3 = ACOS(C2)
FI11 = AL1+AL2
FI12 = FI11+AL3
CF11 = COS(FI11)
SF11 = SIN(FI11)
CF12 = COS(FI12)
SF12 = SIN(FI12)
S11(1) = T11(1)+LS11*CF11
S11(2) = T11(2)+LS11*SF11
S12(1) = T12(1)+LS12*CF12
S12(2) = T12(2)+LS12*SF12
T12(1) = T11(1)+L1*CF11
T12(2) = T11(2)+L1*SF11
T14(1) = T11(1)+L4*COS(FI11+BE1)
T14(2) = T11(2)+L4*SIN(FI11+BE1)
T15(1) = T13(1)+L5*COS(FI12+BE2)
T15(2) = T13(2)+L5*SIN(FI12+BE2)
ZV11(1) = FI11
ZV11(2) = ((T11(3)-T13(3))*CF12+(T11(4)-T13(4))*SF12)/
* (L1*SIN(FI11-FI12))
ZV12(1) = FI12
ZV12(2) = ((T11(3)-T13(3))*CF11+(T11(4)-T13(4))*SF11)/
* (L2*SIN(FI11-FI12))
A1 = (T13(5)-T11(5))*CF12+(T13(6)-T11(6))*SF12+
* L1*COS(FI11-FI12)*ZV11(2)**2-L2*ZV12(2)**2
ZV11(3) = A1/L1/SIN(FI12-FI11)
A2 = (T13(5)-T11(5))*CF11+(T13(6)-T11(6))*SF11-
* L2*COS(FI11-FI12)*ZV12(2)**2+L1*ZV11(2)**2
ZV12(3) = A2/L1/SIN(FI12-FI11)
S11(3) = T11(3)-LS11*SF11*ZV11(2)
S11(4) = T11(4)+LS11*CF11*ZV11(2)
S11(5) = T11(5)-LS11*CF11*ZV11(2)**2-LS11*SF11*ZV11(3)

```

```

S11(6)=T11(6)-LS11*SF11*ZV11(2)**2+LS11*CF11*ZV11(3)
S11(7)=SQRT(S11(3)**2+S11(4)**2)
S11(8)=SQRT(S11(5)**2+S11(6)**2)
S12(3)=T13(3)-LS12*SF12*ZV12(2)
S12(4)=T13(4)+LS12*CF12*ZV12(2)
S12(5)=T13(5)-LS12*CF12*ZV12(2)**2-LS12*SF12*ZV12(3)
S12(6)=T13(6)-LS12*SF12*ZV12(2)**2+LS12*CF12*ZV12(3)
S12(7)=SQRT(S12(3)**2+S12(4)**2)
S12(8)=SQRT(S12(5)**2+S12(6)**2)
T12(3)=T11(3)-L1*SF11*ZV11(2)
T12(4)=T11(4)+L1*CF11*ZV11(2)
T12(5)=T11(5)-L1*CF11*ZV11(2)**2-L1*SF11*ZV11(3)
T12(6)=T11(6)-L1*SF11*ZV11(2)**2+L1*CF11*ZV11(3)
T12(7)=SQRT(T12(3)**2+T12(4)**2)
T12(8)=SQRT(T12(5)**2+T12(6)**2)
T14(3)=T11(3)-L4*SIN(FI11+BE1)*ZV11(2)
T14(4)=T11(3)+L4*COS(FI11+BE1)*ZV11(2)
T14(5)=T11(5)-L4*COS(FI11+BE1)*ZV11(2)**2-
*L4*SIN(FI11+BE1)*ZV11(3)
T14(6)=T11(6)-L4*SIN(FI11+BE1)*ZV11(2)**2+
*L4*COS(FI11+BE1)*ZV11(3)
T14(7)=SQRT(T14(3)**2+T14(4)**2)
T14(8)=SQRT(T14(5)**2+T14(6)**2)
T15(3)=T13(3)-L5*SIN(FI12+BE2)*ZV12(2)
T15(4)=T13(4)+L5*COS(FI12+BE2)*ZV12(2)
T15(5)=T13(5)-L5*COS(FI12+BE2)*ZV12(2)**2-
*L5*SIN(FI12+BE2)*ZV12(3)
T15(6)=T13(6)-L5*SIN(FI12+BE2)*ZV12(2)**2+
*L5*COS(FI12+BE2)*ZV12(3)
T15(7)=SQRT(T15(3)**2+T15(4)**2)
T15(8)=SQRT(T15(5)**2+T15(6)**2)
RETURN
END

```

```

*****
*           РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК           *
*           СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 2-ГО ВИДУ                       *
*****

```

```

SUBROUTINE DIADA2(LDI2,T21,T22,T23,S21,S22,ZV21)
DIMENSION T21(8),T22(8),T23(8),S21(8),S22(8),ZV21(3)
REAL LDI2(8),L1,L2,LS21
PI=3.14159
GR=0.017453
L1=LDI2(1)
L2=LDI2(2)
LS21=LDI2(3)
H=LDI2(4)
ALFA1=LDI2(5)*GR
BE1=LDI2(6)*GR
A=LDI2(7)

```

```

BE2=LDI2(8)*GR
CALF1=COS(ALFA1)
SALF1=SIN(ALFA1)
X1T21=T21(1)*CALF1+T21(2)*SALF1
Y1T21=-T21(1)*SALF1+T21(2)*CALF1
A1=(H-Y1T21)/L1
IF(A1.LE.1.) GOTO 2
WRITE(*,*) ' РОБОТА ПРОГРАМИ ПЕРЕРВАНА ІЗ-ЗА РОЗРИВУ'
WRITE(*,*) ' КІНЕМАТИЧНОГО ЛАНЦЮГА В ДІАДІ-2.'
STOP
2 ALFA2=ASIN(A1)
CALF2=COS(ALFA2)
SALF2=SIN(ALFA2)
ZV21(1)=ALFA1+ALFA2
CFI21=COS(ZV21(1))
SFI21=SIN(ZV21(1))
CFB1=COS(ZV21(1)+BE1)
SFB1=SIN(ZV21(1)+BE1)
T22(1)=T21(1)+L1*CFI21
T22(2)=T21(2)+L1*SFI21
Y1IT21=-T21(3)*SALF1+T21(4)*CALF1
ALFA2I=-Y1IT21/L1/CALF2
ZV21(2)=(T21(3)*SALF1-T21(4)*CALF1)/L1/CALF2
T22(3)=T21(3)-L1*SFI21*ZV21(2)
T22(4)=T21(4)+L1*CFI21*ZV21(2)
ZV21(3)=(L1*SALF1*ALFA2I**2+T21(5)*SALF1-T21(6)*CALF1)/
* L1/CALF2
T22(5)=T21(5)-L1*CFI21*ZV21(2)**2-L1*SFI21*ZV21(3)
T22(6)=T21(6)-L1*SFI21*ZV21(2)**2+L1*CFI21*ZV21(3)
IF(LDI2(5).EQ.180..OR.LDI2(5).EQ.270.) THEN
ZHAK=-1.
ELSE
ZHAK=1.
ENDIF
T22(7)=(T22(3)*CALF1+T22(4)*SALF1)*ZHAK
T22(8)=(T22(5)*CALF1+T22(6)*SALF1)*ZHAK
T23(1)=T21(1)+L2*CFB1
T23(2)=T21(2)+L2*SFB1
T23(3)=T21(3)-L2*SFB1*ZV21(2)
T23(4)=T21(4)+L2*CFB1*ZV21(2)
T23(5)=T21(5)-L2*CFB1*ZV21(2)**2-L2*SFB1*ZV21(3)
T23(6)=T21(6)-L2*SFB1*ZV21(2)**2+L2*CFB1*ZV21(3)
T23(7)=SQRT(T23(3)**2+T23(4)**2)
T23(8)=SQRT(T23(5)**2+T23(6)**2)
S21(1)=T21(1)+LS21*CFI21
S21(2)=T21(2)+LS21*SFI21
S21(3)=T21(3)-LS21*SFI21*ZV21(2)
S21(4)=T21(4)+LS21*CFI21*ZV21(2)
S21(5)=T21(5)-LS21*CFI21*ZV21(2)**2-LS21*SFI21*ZV21(3)
S21(6)=T21(6)-LS21*SFI21*ZV21(2)**2+LS21*CFI21*ZV21(3)
S21(7)=SQRT(S21(3)**2+S21(4)**2)

```

```

S21(8)=SQRT(S21(5)**2+S21(6)**2)
S22(1)=T22(1)+A*COS(ALFA1+BE2)
S22(2)=T22(2)+A*SIN(ALFA1+BE2)
DO 5 K=3,8
S22(K)=T22(K)
5 CONTINUE
RETURN
END

```

```

*****
*           РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК           *
*           СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 3-ГО ВИДУ                       *
*****

```

```

SUBROUTINE DIADA3(LDI3,T31,T32,T33,T34,S31,S32,ZV31)
REAL LDI3(6),L1,L2,LS31
DIMENSION T31(8),T32(8),T33(8),T34(8),S31(8),S32(8),ZV31(3)
GR=0.017453
PI=3.14159
L1=LDI3(1)
L2=LDI3(2)
LS31=LDI3(3)
H=LDI3(4)
BE1=LDI3(5)*GR
BE2=LDI3(6)*GR
XB=T32(1)-T31(1)
YB=T32(2)-T31(2)
B=SQRT(XB**2+YB**2)
IF(XB.EQ.0..AND.YB.GT.0.) AL1=90.*GR
IF(XB.EQ.0..AND.YB.LT.0.) AL1=270.*GR
IF(XB.GT.0..AND.YB.GE.0.) AL1=ATAN(YB/XB)
IF(XB.LT.0..AND.(YB.GE.0..OR.YB.LT.0.)) AL1=PI+ATAN(YB/XB)
IF(XB.GT.0..AND.YB.LT.0.) AL1=2.*PI+ATAN(YB/XB)
AL2=ASIN(H/B)
FI3=AL1+AL2
CFI3=COS(FI3)
SFI3=SIN(FI3)
XBI=T32(3)-T31(3)
YBI=T32(4)-T31(4)
XBII=T32(5)-T31(5)
YBII=T32(6)-T31(6)
S=B*COS(AL2)
ZV31(1)=FI3
ZV31(2)=(CFI3*YBI-SFI3*XBI)/S
SI=(YBI*(S*CFI3+H*SFI3)-XBI*(H*CFI3-S*SFI3))/S
ZV31(3)=(CFI3*YBII-SFI3*XBII-2*SI*ZV31(2)-H*ZV31(2)**2)/S
S32(1)=T32(1)-H*SFI3
S32(2)=T32(2)+H*CFI3
S32(3)=T32(3)-H*CFI3*ZV31(2)
S32(4)=T32(4)-H*SFI3*ZV31(2)
S32(5)=T32(5)+H*SFI3*ZV31(2)**2-H*CFI3*ZV31(3)

```

```

S32(6)=T32(6)-H*CFI3*ZV31(2)**2-H*SFI3*ZV31(3)
S32(7)=SQRT(S32(3)**2+S32(4)**2)
S32(8)=SQRT(S32(5)**2+S32(6)**2)
SB2=SIN(FI3+BE2)
CB2=COS(FI3+BE2)
SB1=SIN(FI3+BE1)
CB1=COS(FI3+BE1)
S31(1)=T31(1)+LS31*CB2
S31(2)=T31(2)+LS31*SB2
S31(3)=T31(3)-LS31*SB2*ZV31(2)
S31(4)=T31(4)+LS31*CB2*ZV31(2)
S31(5)=T31(5)-LS31*CB2*ZV31(2)**2-LS31*SB2*ZV31(3)
S31(6)=T31(6)-LS31*SB2*ZV31(2)**2+LS31*CB2*ZV31(3)
S31(7)=SQRT(S31(3)**2+S31(4)**2)
S31(8)=SQRT(S31(5)**2+S31(6)**2)
T33(1)=T31(1)+L1*CFI3
T33(2)=T31(2)+L1*SFI3
T33(3)=T31(3)-L1*SFI3*ZV31(2)
T33(4)=T31(4)+L1*CFI3*ZV31(2)
T33(5)=T31(5)-L1*CFI3*ZV31(2)**2-L1*SFI3*ZV31(3)
T33(6)=T31(6)-L1*SFI3*ZV31(2)**2+L1*CFI3*ZV31(3)
T33(7)=SQRT(T33(3)**2+T33(4)**2)
T33(8)=SQRT(T33(5)**2+T33(6)**2)
T34(1)=T31(1)+L2*CB1
T34(2)=T31(2)+L2*SB1
T34(3)=T31(3)-L2*SB1*ZV31(2)
T34(4)=T31(4)+L2*CB1*ZV31(2)
T34(5)=T31(5)-L2*CB1*ZV31(2)**2-L2*SB1*ZV31(3)
T34(6)=T31(6)-L2*SB1*ZV31(2)**2+L2*CB1*ZV31(3)
T34(7)=SQRT(T34(3)**2+T34(4)**2)
T34(8)=SQRT(T34(5)**2+T34(6)**2)
RETURN
END

```

```

*****
*           РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК           *
*           СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 4-ГО ВИДУ                       *
*****

```

```

SUBROUTINEDIADA4(LDI4,T41,T42,T43,S41,S42,ZV41,ZV42,
*TK1,TK2)
  REAL LDI4(4),L1,L2
  DIMENSION T41(8),T42(8),T43(8),S41(8),S42(8),TK1(8),
*TK2(8),ZV41(3),ZV42(3)
  GR=0.017453
  PI=3.14159
  L1=LDI4(1)
  L2=LDI4(2)
  F41=ZV41(1)
  F42=ZV42(1)
  BE1=LDI4(3)*GR

```

```

BE2 = LDI4(4) * GR
CF41 = COS(F41)
SF41 = SIN(F41)
CF42 = COS(F42)
SF42 = SIN(F42)
CFB1 = COS(F41 + BE1)
SFB1 = SIN(F41 + BE1)
CFB2 = COS(F42 + BE2)
SFB2 = SIN(F42 + BE2)
SF4142 = SIN(F41 - F42)
ZV1 = ZV41(2) ** 2
ZV2 = ZV42(2) ** 2
C1 = TK2(1) - TK1(1) - L1 * CFB1 + L2 * CFB2
C2 = TK2(2) - TK1(2) - L1 * SFB1 + L2 * SFB2
S1 = (-C1 * SF42 + C2 * CF42) / SF4142
S2 = (C2 * CF41 - C1 * SF41) / SF4142
C3 = TK2(3) - TK1(3) + (L1 * SFB1 + S1 * SF41) * ZV42(2) -
* (L2 * SFB2 + S2 * SF42) * ZV42(2)
C4 = TK2(4) - TK1(4) - (L1 * CFB1 + S1 * CF41) * ZV41(2) +
* (L2 * CFB2 + S2 * CF42) * ZV42(2)
S1I = (-C3 * SF42 + C4 * CF42) / SF4142
S2I = (C4 * CF41 - C3 * SF41) / SF4142
C3I = TK2(5) - TK1(5) + L1 * CFB1 * ZV1 + L1 * SFB1 * ZV41(3) - L2 *
* SFB2 * ZV2 - L2 * SFB2 * ZV42(3) + S1I * SF41 * ZV41(2) + S1 * CF41 * ZV1 +
* S1 * SF41 * ZV41(3) - S2I * SF42 * ZV42(2) - S2 * CF42 * ZV2 - S2 * CF42 * ZV42(3)
C4I = TK2(6) - TK1(6) - (-L1 * SFB1 * ZV41(2) + S1I * CF41 -
* S1 * SF41 * ZV41(2)) * ZV41(2) - (L1 * CFB1 + S1 * CF41) * ZV41(3) +
* (-L2 * SFB2 * ZV42(2) + S2I * CF42 - S2 * SF42 * ZV42(2)) * ZV42(2) +
* (L2 * CFB2 + S2 * CF42) * ZV42(3)
C5 = C3I + S1I * SF41 * ZV41(2) - S2I * SF42 * ZV42(2)
C6 = C4I - S1I * CF41 * ZV41(2) + S2I * CF42 * ZV42(2)
S1II = (-C5 * SF42 + C6 * CF42) / SF4142
S2II = (C6 * CF41 - C5 * SF41) / SF4142
T41(1) = TK1(1) + S1 * CF41
T41(2) = TK1(2) + S1 * SF41
T41(3) = TK1(3) + S1I * CF41 - S1 * SF41 * ZV41(2)
T41(4) = TK1(4) + S1I * SF41 + S1 * CF41 * ZV41(2)
T41(5) = TK1(5) + S1II * CF41 - 2 * S1I * SF41 * ZV41(2) -
* S1 * (CF41 * ZV1 + SF41 * ZV41(3))
T41(6) = TK1(6) + S1II * SF41 + 2 * S1I * CF41 * ZV41(2) -
* S1 * SF41 * ZV1 + S1 * CF41 * ZV41(3)
T41(7) = SQRT(T41(3) ** 2 + T41(4) ** 2)
T41(8) = SQRT(T41(5) ** 2 + T41(6) ** 2)
DO 1 M = 1, 8
S41(M) = T41(M)
1 CONTINUE
T42(1) = TK2(1) + S2 * CF42
T42(2) = TK2(2) + S2 * SF42
T42(3) = TK2(3) + S2I * CF42 - S2 * SF42 * ZV42(2)
T42(4) = TK2(4) + S2I * SF42 + S2 * CF42 * ZV42(2)
T42(5) = TK2(5) + S2II * CF42 - 2 * S2I * SF42 * ZV42(2) -

```



```

* S2*(CF42*ZV2+SF42*ZV42(3))
  T42(6)=TK2(6)+S2II*SF42+2*S2I*CF42*ZV42(2)-
* S2*SF42*ZV2+S2*CF42*ZV42(3)
  T42(7)=S2I
  T42(8)=S2II
  DO 2 M=1,8
  S42(M)=T42(M)
2 CONTINUE
  T43(1)=T41(1)+L1*CFB1
  T43(2)=T41(2)+L1*SFB1
  T43(3)=T41(3)-L1*SFB1*ZV41(2)
  T43(4)=T41(4)+L1*CFB1*ZV41(2)
  T43(5)=T41(5)-L1*(CFB1*ZV1-SFB1*ZV41(3))
  T43(6)=T41(6)+L1*(-SFB1*ZV1+CFB1*ZV41(3))
  T43(7)=SQRT(T43(3)**2+T43(4)**2)
  T43(8)=SQRT(T43(5)**2+T43(6)**2)
  RETURN
  END

```

```

*****
*           РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК           *
*           СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 5-ГО ВИДУ                       *
*****

```

```

SUBROUTINE DIADA5(LDI5,T51,T52,S51,S52)
REAL LDI5(8),L1,LS52
DIMENSION T51(8),T52(8),S51(8),S52(8)
GR=0.017453
L51=LDI5(1)
LS52=LDI5(2)
XK=LDI5(3)
YK=LDI5(4)
FI52=LDI5(5)*GR
BE1=LDI5(6)*GR
BE2=LDI5(7)*GR
BE3=LDI5(8)*GR
CF52=COS(FI52)
SF52=SIN(FI52)
SBE2=SIN(BE2)
CB2F52=COS(FI52+BE2)
SB2F52=SIN(FI52+BE2)
S1=((T51(2)-YK)*CF52-(T51(1)-XK)*SF52-L1*SIN(BE1+BE2))/SBE2
S2=((T51(1)-XK)*SB2F52-(T51(2)-YK)*CB2F52+L1*SIN(BE1))/SBE2
S1I=(T51(4)*CF52-T51(3)*SF52)/SBE2
S2I=(T51(3)*SB2F52-T51(4)*CB2F52)/SBE2
S1II=(T51(6)*CF52-T51(5)*SF52)/SBE2
S2II=(T51(5)*SB2F52-T51(6)*CB2F52)/SBE2
S51(1)=T51(1)-L1*COS(FI52+BE1+BE2)
S51(2)=T51(2)-L1*SIN(FI52+BE1+BE2)
DO 1 K=3,8
S51(K)=T51(K)

```

```
1 CONTINUE
  S52(1)=XK+S2*CF52+LS52*COS(FI52+BE3)
  S52(2)=YK+S2*SF52+LS52*SIN(FI52+BE3)
  S52(3)=S2I*CF52
  S52(4)=S2I*SF52
  S52(5)=S2II*CF52
  S52(6)=S2II*SF52
  S52(7)=S52(3)*CF52+S52(4)*SF52
  S52(8)=S52(5)*CF52+S52(6)*SF52
  T52(1)=XK+S2*CF52
  T52(2)=YK+S2*SF52
  DO 2 K=3,8
  T52(K)=S52(K)
2 CONTINUE
  RETURN
  END
```

```

*****
* СИЛОВИЙ АНАЛІЗ СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 1 - ГО ВИДУ *
*****
SUBROUTINE SAD1(T11,T12,T13,T14,T15,S11,S12,ZV11,ZV12,
*M1,M2,JS11,JS12,W1,E1,F1X,F1Y,MOM1,F2X,F2Y,MOM2,
*RI1X,RI1Y,RI1,R12X,R12Y,R12,RJ2X,RJ2Y,RJ2,
*FIH1X,FIH1Y,FIH2X,FIH2Y,MIHD1)
REAL M1,M2,MOM1,MOM2,MIH1,MIH2,MIHD1,JS11,JS12
DIMENSION T11(8),T12(8),T13(8),T14(8),T15(8),
* S11(8),S12(8),ZV11(3),ZV12(3)
GR=0.017453
W12=W1*W1
FIH1X=-M1*(S11(5)*W12+E1*S11(3))
FIH1Y=-M1*(S11(6)*W12+S11(4)*E1)
FIH2X=-M2*(S12(5)*W12+E1*S12(3))
FIH2Y=-M2*(S12(6)*W12+S12(4)*E1)
MIH1=-JS11*(ZV11(3)*W12+ZV11(2)*E1)
MIH2=-JS12*(ZV12(3)*W12+ZV12(2)*E1)
MIHD1=MIH1+MIH2
DYT11=T12(2)-T11(2)
DXT11=T12(1)-T11(1)
DXT13=T12(1)-T13(1)
DYT13=T12(2)-T13(2)
B1=FIH1X*(S11(2)-T11(2))-MIH1-(FIH1Y-9.81*M1)*(S11(1)-T11(1))+
* F1X*(T14(2)-T11(2))-MOM1-F1Y*(T14(1)-T11(1))
B2=FIH2X*(S12(2)-T13(2))-MIH2-(FIH2Y-9.81*M2)*(S12(1)-T13(1))+
* F2X*(T15(2)-T13(2))-MOM2-F2Y*(T15(1)-T13(1))
R12X=(B1*DXT13+B2*DXT11)/(DYT11*DXT13-DYT13*DXT11)
R12Y=(B2*DYT11+B1*DYT13)/(DYT11*DXT13-DYT13*DXT11)
R12=SQRT(R12X**2+R12Y**2)
RI1X=-FIH1X-F1X+R12X
RI1Y=-FIH1Y-F1Y+R12Y+9.81*M1
RI1=SQRT(RI1X**2+RI1Y**2)
RJ2X=-FIH2X-F2X-R12X
RJ2Y=-FIH2Y-F2Y-R12Y+9.81*M2
RJ2=SQRT(RJ2X**2+RJ2Y**2)
RETURN
END

```

```

*****
* СИЛОВИЙ АНАЛІЗ СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 2 - ГО ВИДУ *
*****
SUBROUTINE SAD2(T21,T22,T23,S21,S22,ZV21,ALFA1,M1,
*M2,JS21,W1,E1,F1X,F1Y,MOM1,F2X,F2Y,RI1X,RI1Y,RI1,R12X,
*R12Y,R12,RJ2, FIH1X,FIH1Y,FIH2X,FIH2Y,MIHD2)
REAL M1,M2,JS21,MOM1,MIH1,MIHD2
DIMENSION T21(8),T22(8),T23(8),S21(8),S22(8),ZV21(3)
GR=0.017453

```

```

W12=W1*W1
FIH1X=-M1*(S21(5)*W12+S21(3)*E1)
FIH1Y=-M1*(S21(6)*W12+S21(4)*E1)
FIH2X=-M2*(S22(5)*W12+S22(3)*E1)
FIH2Y=-M2*(S22(6)*W12+S22(4)*E1)
MIH1=-JS21*(ZV21(3)*W12+ZV21(2)*E1)
MIHD2=MIH1
B=F1X*(T23(2)-T21(2))-F1Y*(T23(1)-T21(1))-MOM1-MIH1-
*(FIH1Y-9.81*M1)*(S21(1)-T21(1))+FIH1X*(S21(2)-T21(2))
DYT=T22(2)-T21(2)
DXT=T22(1)-T21(1)
SLD=SIN(ALFA1*GR)
CLD=COS(ALFA1*GR)
RJ2=(B+(FIH2X+F2X)*DYT-(FIH2Y+F2Y-9.81*M2)*DXT)/
*(DYT*SLD+DXT*CLD)
R12X=RJ2*SLD-FIH2X-F2X
R12Y=-RJ2*CLD-FIH2Y-F2Y+9.81*M2
R12=SQRT(R12X**2+R12Y**2)
RI1X=R12X-FIH1X-F1X
RI1Y=R12Y-FIH1Y-F1Y+9.81*M1
RI1=SQRT(RI1X**2+RI1Y**2)
RETURN
END

```

* СИЛОВИЙ АНАЛІЗ СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 3 - ГО ВИДУ *

```

SUBROUTINE SAD3(T31,T32,T33,T34,S31,S32,ZV31,
*H,M1,M2,JS31,W1,E1,F1X,F1Y,MOM1,RI1X,RI1Y,RI1,
*R12,RJ2X,RJ2Y,RJ2,FIH1X,FIH1Y,FIH2X,FIH2Y,MIHD3)
REAL M1,M2,JS31,MOM1,MIH1,MIHD3
DIMENSION T31(8),T32(8),T33(8),T34(8),S31(8),S32(8),ZV31(3)
GR=0.017453
PI=3.14159
W12=W1*W1
CF31=COS(ZV31(1))
SF31=SIN(ZV31(1))
FIH1X=-M1*(S31(5)*W12+S31(3)*E1)
FIH1Y=-M1*(S31(6)*W12+S31(4)*E1)
FIH2X=-M2*(S32(5)*W12+S32(3)*E1)
FIH2Y=-M2*(S32(6)*W12+S32(4)*E1)
MIH1=-JS31*(ZV31(3)*W12+ZV31(2)*E1)
MIHD3=MIH1
S=SQRT((T32(1)-T31(1))**2+(T32(2)-T31(2))**2)
RJ2X1=-FIH2X*CF31-(FIH2Y-9.81*M2)*SF31
RJ2Y1=(FIH2X*S*SF31-RJ2X1*H-(FIH2Y-9.81*M2)*S*CF31+
*FIH1X*(S31(2)-T31(2))-(FIH1Y-9.81*M1)*(S31(1)-T31(1))+
*F1X*(T34(2)-T31(2))-F1Y*(T34(1)-T31(1))-MIH1-MOM1)/S
RJ2X=RJ2X1*CF31-RJ2Y1*SF31
RJ2Y=RJ2X1*SF31+RJ2Y1*CF31

```

```

RJ2 = SQRT(RJ2X**2 + RJ2Y**2)
R12 = FIH2X*SF31 - RJ2Y1 - (FIH2Y - 9.81*M2)*CF31
RI1X = -FIH1X - F1X + R12*COS(PI/2 + ZV31(1))
RI1Y = 9.81*M1 - FIH1Y - F1Y + R12*SIN(PI/2 + ZV31(1))
RI1 = SQRT(RI1X**2 + RI1Y**2)
RETURN
END

```

```

*****
* СИЛОВИЙ АНАЛІЗ СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 4 - ГО ВИДУ *
*****

```

```

SUBROUTINE SAD4(T43,S41,S42,ZV41,ZV42,M1,M2,JS41,JS42,W1,E1,
*F1X,F1Y,MOM1,F2X,F2Y,MOM2,RI1,R12X,R12Y,R12,RJ2,
*FIH1X,FIH1Y,FIH2X,FIH2Y,MIHD4)
REAL M1,M2,MOM1,MOM2,MIH1,MIH2,MIHD4,JS41,JS42
DIMENSION T43(8),S41(8),S42(8),ZV41(3),ZV42(3)
GR=0.017453
G=9.81
W12=W1*W1
MIH1=-JS41*(ZV41(3)*W12+ZV41(2)*E1)
MIH2=-JS42*(ZV42(3)*W12+ZV42(2)*E1)
MIHD4=MIH1+MIH2
FIH1X=-M1*(S41(5)*W12+S41(3)*E1)
FIH1Y=-M1*(S41(6)*W12+S41(4)*E1)
FIH2X=-M2*(S42(5)*W12+S42(3)*E1)
FIH2Y=-M2*(S42(6)*W12+S42(4)*E1)
IF(ZV41(1).EQ.ZV42(1)) GOTO 5
QX=FIH1X+FIH2X+F1X+F2X
QY=FIH1Y+FIH2Y+F1Y+F2Y-M1*G-M2*G
RJ2=(QX*COS(ZV41(1))+QY*SIN(ZV41(1)))/SIN(ZV42(1)-ZV41(1))
RI1=(QX*COS(ZV42(1))+QY*SIN(ZV42(1)))/SIN(ZV41(1)-ZV42(1))
R12X=RJ2*SIN(ZV42(1))-FIH2X-F2X
R12Y=-RJ2*COS(ZV42(1))-FIH2Y-F2Y+M2*G
R12=SQRT(R12X**2+R12Y**2)
HRI1=((F1X+FIH1X)*(T43(2)-S41(2))+MIH1+MOM1-
* (F1Y+FIH1Y-M1*G)*(T43(1)-S41(1)))/RI1
HRJ2=((F2X+FIH2X)*(T43(2)-S42(2))+MIH2+MOM2-
* (F2Y+FIH2Y-M2*G)*(T43(1)-S42(1)))/RJ2
GOTO 15
5 PRINT 10
10 FORMAT(/2X,'ВИНИКЛО ОСОБЛИВЕ ПОЛОЖЕННЯ ЛАНОК
* ДІАДАЙ-1.FI41 = FI42')
15 RETURN
END

```

```

*****
*   СИЛОВИЙ АНАЛІЗ СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ 5 - ГО ВИДУ   *
*****
SUBROUTINE SAD5(S51,S52,F52,BETA2,M1,M2,W1,E1,F2X,F2Y,
* RI1X,RI1Y,RI1,R12,RJ2,FIH1X,FIH1Y,FIH2X,FIH2Y)
REAL M1,M2
DIMENSION S51(8),S52(8)
GR=0.017453
PI=3.14159
W12=W1*W1
FI52=F52*GR
B2=BETA2*GR
FIH1X=-M1*(S51(5)*W12+S51(3)*E1)
FIH1Y=-M1*(S51(6)*W12+S51(4)*E1)
FIH2X=-M2*(S52(5)*W12+S52(3)*E1)
FIH2Y=-M2*(S52(6)*W12+S52(4)*E1)
CF52=COS(FI52)
SF52=SIN(FI52)
IF(BETA2.EQ.0.) GOTO 5
R12=-((F2X+FIH2X)*CF52+(FY+FIH2Y-M2*9.81)*SF52)/
* COS(B2+PI/2)
RJ2=(F2X+FIH2X)*SF52-(F2Y+FIH2Y-M2*9.81)*CF52-
* R12*SIN(B2+PI/2)
RI1X=R12*COS(PI/2+FI52+B2)-FIH1X
RI1Y=R12*SIN(PI/2+FI52+B2)-FIH1Y+9.81*M1
RI1=SQRT(RI1X**2+RI1Y**2)
GOTO 15
5 PRINT 10
10 FORMAT(2X,'НЕВІРНО ВИБРАНЕ ЗНАЧЕННЯ КУТА БЕТА2,
* БЕТА2=0.')
```

```

15 RETURN
END
```

Програма SZP

Програма SZP призначена для оптимізаційного геометричного синтезу прямозубої циліндричної евольвентної зубчастої передачі з метою отримання мінімальних її розмірів. Для роботи програми необхідно в діалоговому режимі увести таку інформацію: схема і варіант курсового проекту, вхідні дані для безмашинного синтезу зубчастої передачі $\{z_1, z_2, m\}$ і результати цього синтезу $\{x_1, x_2, \alpha_w, y, \Delta y, a_w, r_1, r_2, r_{b1}, r_{b2}, r_{a1}, r_{a2}, r_{f1}, r_{f2}, r_{w1}, r_{w2}, h, s_1, s_2, e_1, e_2, s_{a1}, s_{a2}, \epsilon_a\}$.

ПЕОМ перевіряє результати безмашинного синтезу зубчастої передачі і у випадку правильного його виконання дає повідомлення "Синтез зубчастої передачі виконано вірно", виконує далі оптимізаційний синтез передачі і друкує його результати. Якщо при безмашинному синтезі допущена помилка в розрахунку, то ЕОМ дає повідомлення про неточність в обчисленні. Помилку в такому разі потрібно виправити і зробити повторний увід описаних вище параметрів. Алгоритми безмашинного і оптимізаційного синтезів зубчастої передачі описані в розділі 7. При виконанні першого безмашинного етапу синтезу передачі коефіцієнти $x_1, x_2, y, \Delta y$ і евольвентні кути $inv\alpha_w, inv\alpha_{a1}, inv\alpha_{a2}$ необхідно розрахувати з шести знаками після коми, всі лінійні розміри обчислювати в мм і округляти на другому знаці після коми, кути $\alpha_w, \alpha_{a1}, \alpha_{a2}$ слід розраховувати з врахуванням не менше двох знаків після коми, тобто з точністю не меншою сотої долі градуса.

Програма SZP написана на ФОРТРАНІ для ПЕОМ і складається з основної програми і трьох підпрограм. Підпрограма SUBROUTINE ZKUT (E,A1, B1,EN,TK) і підпрограма FUNCTION TF (E,X) забезпечують обчислення кута зачеплення передачі. По третій підпрограмі знаходиться функція tgx. Нижче подані основні ідентифікатори програми. Крім ідентифікаторів, описаних нижче (X1, X2,ALFW і т.д.), в програмі є і ідентифікатори типу X10, X20, ALFW0 і т.д. Вони вказують на ті ж параметри зубчастих коліс і передачі. Це зумовлено в верхній частині програми необхідністю порівняння параметрів безмашинного синтезу передачі з результатами машинного синтезу, виконаного по тому ж алгоритму. В циклічній частині програми є наявними також ідентифікатори цих двох типів, так як в цій частині програми треба мати в пам'яті машини параметри синтезу передачі даного і попереднього циклів.

В кінці Додатку 3 розміщено результати оптимізаційного синтезу зубчастої передачі, виконаного за програмою SZP. Вхідні дані цього синтезу ($PRB = 1.889$; $z_1 = 9$; $z_2 = 17$; $x_1 = 0.473600$ і т.д.), які також роздруковані, є результатами безмашинного синтезу зубчастої передачі. В свою чергу вхідні параметри безмашинного синтезу при цьому дорівнюють $z_1 = 9$; $z_2 = 17$; $m = 2.5$ мм.

Перелік ідентифікаторів програми SZP

Величина	Позначення	
	в тексті посібника	в програмі
1	2	3
Числа зубів коліс передачі	z_1, z_2	Z1, Z2
Модуль передачі, мм	m	MD
Коефіцієнти зміщення при нарізанні зубчастих коліс	$x_1, x_2,$	X1, X2
Кут зачеплення передачі, град	α_w	ALFW
Коефіцієнти сприйманого і зрівнювального зміщень	$y, \Delta y$	Y, DELY
Міжосьова відстань передачі, мм	a_w	AW
Радіуси ділільних кіл коліс, мм	r_1, r_2	R1, R2
Радіуси основних кіл коліс, мм	r_{b1}, r_{b2}	RB1, RB2
Радіуси кіл вершин коліс, мм	r_{a1}, r_{a2}	RA1, RA2
Радіуси кіл западин зубчастих коліс, мм	r_{f1}, r_{f2}	RF1, RF2
Радіуси початкових кіл зубчастих коліс, мм	r_{w1}, r_{w2}	RW1, RW2
Висота зубів, мм	h	H
Товщина зубів коліс по ділільному колу, мм	s_1, s_2	S1, S2
Ширина западин між зубами коліс по ділільному колу, мм	e_1, e_2	E1, E2
Товщина зубів коліс по колам вершин, мм	s_{a1}, s_{a2}'	SA1, SA2
Коефіцієнт торцьового перекриття зубчастої передачі	ϵ_α	EPSAL
Передаточне відношення передачі взяте по модулю	$ i_{12} $	PRB
Кути профілю зубів по колам вершин, град	α_{a1}, α_{a2}	ALFA1, ALF2
Евольвентні кути профілю зубів по колам вершин, по початковому колу	$inv\alpha_{a1}, inv\alpha_{a2}, inv\alpha_w$	EVA1, EVA2, EVAW

* СИНТЕЗ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ *

PROGRAM SZP

REAL MD

WRITE(*,120)

WRITE(*,'(A\)') ' 1.Номер завдання _____ J '

READ(*,*) ICX

WRITE(*,'(A\)') ' 2.Номер варіанту _____ N '


```

READ(*,*) IBAP
WRITE(*,'(A\)' ) 3.Число зубів першого колеса ----- Z1 '
READ(*,*) Z1
WRITE(*,'(A\)' ) 4.Число зубів другого колеса ----- Z2 '
READ(*,*) Z2
WRITE(*,'(A\)' ) 5.Модуль зубчастої передачі ----- M '
READ(*,*) MD
WRITE(*,'(A\)' ) 6.Коефіцієнти зміщень ----- X1 X2 '
READ(*,*) X1,X2
WRITE(*,'(A\)' ) 7.Кут зачеплення ----- ALFW '
READ(*,*) ALFW
104 OPEN(UNIT=10,FILE='REZSZP')
PRB=Z2/Z1
IF(Z1-17.) 5,9,9
9 X10=0.
GOTO 15
5 X10=(17.09726-Z1)/17.09726
15 GOTO 3
IF(ABS(X1-X10)-0.001) 3,3,4
3 IF (Z2-17.) 6,7,7
7 X20=0.
GOTO 10
6 X20=(17.09726-Z2)/17.09726
10 GOTO 8
IF(ABS(X2-X20)-0.001) 8,8,4
4 WRITE(10,11)
11 FORMAT(/10X,'КОЕФІЦІЄНТИ ЗМІЩЕНЬ ОБЧИСЛЕНІ НЕТОЧНО')
GOTO 94
8 EVAW=0.014904+7.2794044E-1*(X10+X20)/(Z1+Z2)
ES1=0.3490658
ES2=0.610852
EN=15.
CALL ZKUT(EVAW,ES1,ES2,EN,TK)
ALFW0=TK*180./3.141593
IF(ABS(ALFW-ALFW0)-0.085) 12,12,13
13 WRITE(10,14)
14 FORMAT(10X,'КУТ ЗАЧЕПЛЕННЯ ОБЧИСЛЕНО НЕТОЧНО'/)
GOTO 94
12 WRITE(*,'(A\)' ) 8.Міжцентрова відстань ----- AW '
READ(*,*) AW
103 WRITE(10,300) ICX,IBAP
300 FORMAT(20X,'ВХІДНІ ДАНІ'

```

```

* /5X,'Завдання - ',I2,/5X,'Варіант - ',I2)
IF (SNTZ.EQ.'H'.OR.SNTZ.EQ.'H') THEN
WRITE(10,41) Z1,Z2,MD,PRB
41 FORMAT(/5X,'Z1=',F3.0,2X,'Z2=',F4.0,
* 2X,'M=',F5.2,2X,'PRB=',F5.2/)
ELSE
WRITE(10,76)
WRITE(10,77) PRB,Z1,Z2,X1,X2,ALFW,MD
ENDIF
Y0=(Z1+Z2)*(9.3969264E-1/COS(TK)-1.)/2.
DELY0=(X10+X20)-Y0
AW0=MD*(Z1+Z2)*4.6984632E-1/COS(TK)
IF (ABS(AW-AW0)-0.02) 18,18,16
16 WRITE(10,19)
19 FORMAT(/10X,'МІЖЦЕНТРОВА ВІДСТАНЬ ВИЗНАЧЕНА
* НЕТОЧНО'/)
GOTO 94
18 WRITE(*,'(A\))' 9.Радіуси ділительних кіл ----- R1 R2 '
READ(*,*) R1,R2
WRITE(*,'(A\))' 10.Радіуси початкових кіл ----- RW1 RW2 '
READ(*,*) RW1,RW2
WRITE(*,'(A\))' 11.Радіуси кіл вершин зубів ----- RA1 RA2 '
READ(*,*) RA1,RA2
WRITE(*,'(A\))' 12.Радіуси кіл западин ----- RF1 RF2 '
READ(*,*) RF1,RF2
WRITE(*,'(A\))' 13.Радіуси основних кіл ----- RB1 RB2 '
READ(*,*) RB1,RB2
WRITE(10,78)
WRITE(10,79) R1,R2,RB1,RB2,RA1,RA2,RF1,RF2
102 R10=MD*Z1/2.
R20=MD*Z2/2.
RB10=9.3969264E-1*R10
RB20=9.3969264E-1*R20
RA10=MD*(Z1/2.+X10+1.0-DELY0)
RA20=MD*(Z2/2.+X20+1.0-DELY0)
RF10=MD*(Z1/2.+X10-1.25)
RF20=MD*(Z2/2.+X20-1.25)
RW10=4.6984632E-1*Z1*MD/COS(TK)
RW20=4.6984632E-1*Z2*MD/COS(TK)
IF (ABS(R1-R10)-0.02) 20,20,30
20 IF (ABS(R2-R20)-0.02) 21,21,30
21 IF (ABS(RB1-RB10)-0.02) 22,22,30

```

```

22 IF (ABS(RB2-RB20)-0.02) 23,23,30
23 IF (ABS(RA1-RA10)-0.02) 24,24,30
24 IF (ABS(RA2-RA20)-0.02) 25,25,30
25 IF (ABS(RF1-RF10)-0.02) 26,26,30
26 IF (ABS(RF2-RF20)-0.02) 27,27,30
27 IF (ABS(RW1-RW10)-0.02) 28,28,30
28 IF (ABS(RW2-RW20)-0.02) 29,29,30
30 WRITE(10,31)
31 FORMAT(8X,'РАДІУСИ КОЛІС ОБЧИСЛЕНІ НЕТОЧНО'/)
   GOTO 94
29 WRITE(*,'(A\)' ) ' 14.Товщини зубів по діляльним колам - S1 S2 '
   READ(*,*) S1,S2
   WRITE(*,'(A\)' ) ' 15.Товщини зубів по колам вершин — SA1 SA2 '
   READ(*,*) SA1,SA2
   WRITE(*,'(A\)' ) ' 16.Висота зуба ----- H '
   READ(*,*) H
   WRITE(*,'(A\)' ) ' 17.Коефіцієнт торцьового перекриття — EPSAL '
   READ(*,*) EPSAL
   WRITE(10,80)
   WRITE(10,81) RW1,RW2,S1,S2,SA1,SA2,H,EPSAL
107 H0=MD*(2.25-DELY0)
32 S10=MD*(1.570796+7.2794044E-1*X10)
   S20=MD*(1.570796+7.2794044E-1*X20)
   E10=3.141593*MD-S10
   E20=3.141593*MD-S20
   ALFA1=ATAN(RA10*SQRT(1.-(RB10/RA10)**2)/RB10)
   ALFA2=ATAN(RA20*SQRT(1.-(RB20/RA20)**2)/RB20)
   EVA1=TAN(ALFA1)-ALFA1
   EVA2=TAN(ALFA2)-ALFA2
   SA10=9.3969264E-1*MD*(1.570796+7.2794044E-1*X10+
* Z1*(0.014904-EVA1))/COS(ALFA1)
   SA20=9.3969264E-1*MD*(1.570796+7.2794044E-1*X20+
* Z2*(0.014904-EVA2))/COS(ALFA2)
   EPSA0=(Z1*(TAN(ALFA1)-TAN(TK))+Z2*(TAN(ALFA2)-
* TAN(TK)))/6.283185
   IF (ABS(S1-S10)-0.02) 40,40,50
40 IF (ABS(S2-S20)-0.02) 43,43,50
43 IF (ABS(SA1-SA10)-0.02) 44,44,50
44 IF (ABS(SA2-SA20)-0.02) 42,42,50
42 IF (ABS(H-H0)-0.02) 45,45,33
33 WRITE(10,34)
34 FORMAT(10X,'ВИСОТА ЗУБА ОБЧИСЛЕНА НЕТОЧНО'/)

```

```
GOTO 94
50 WRITE(10,46)
46 FORMAT(/8X,'ТОВЩИНА ЗУБІВ ВИЗНАЧЕНА НЕТОЧНО'/)
GOTO 94
45 IF (ABS(EPSAL-EPСА0)-0.02) 47,47,48
47 IF (EPSAL-1.2) 51,49,49
49 IF (SA1-0.25*MD) 52,53,53
53 IF (SA2-0.25*MD) 52,54,54
48 WRITE(10,55)
55 FORMAT(/8X,'КОЕФІЦІЄНТ ПЕРЕКРИТТЯ ОБЧИСЛЕНО
* НЕТОЧНО'/)
GOTO 94
52 WRITE(10,56)
56 FORMAT(/8X,'ЗУБИ КОЛІС ЗАГОСТРЕНІ'/)
GOTO 94
51 WRITE(10,57)
57 FORMAT(/8X,'КОЕФІЦІЄНТ ПЕРЕКРИТТЯ МЕНШИЙ
* ДОПУСТИМОГО ЗНАЧЕННЯ')
GOTO 94
54 WRITE(10,58)
58 FORMAT(/8X,'СИНТЕЗ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ
* ВИКОНАНО ВІРНО'/)
106 PROT0=Z2/Z1
Z10=Z1
Z20=Z2
Z10=15.
DO 100 I=1,15
Z20=Z10*PROT0
YD=AINT(Z20)
IF(Z20-YD-0.5) 59,59,60
59 Z20=YD
GOTO 61
60 Z20=YD+1.0
61 X10=1.-Z10/17.09726
IF(Z20-17.) 62,62,63
62 X20=1.-Z20/17.09726
GOTO 64
63 X20=0.
64 XS=X10+X20
ZS=Z10+Z20
EVAW=0.014904+7.2794044E-1*XS/ZS
CALL ZKUT(EVAW,ES1,ES2,EN,TK)
```

```

ALFW0=TK*180./3.141593
Y0=ZS*(9.3969264E-1/COS(TK)-1.)/2.
DELY0=XS-Y0
AW0=4.6984632E-1*MD*ZS/COS(TK)
R10=MD*Z10/2.
R20=MD*Z20/2.
RB10=9.3969264E-1*R10
RB20=9.3969264E-1*R20
RA10=MD*(Z10/2.+X10+1.-DELY0)
RA20=MD*(Z20/2.+X20+1.-DELY0)
RF10=MD*(Z10/2.+X10-1.25)
RF20=MD*(Z20/2.+X20-1.25)
RW10=4.6984632E-1*MD*Z10/COS(TK)
RW20=4.6984632E-1*MD*Z20/COS(TK)
H0=MD*(2.25-DELY0)
S10=MD*(1.570796+7.2794044E-1*X10)
S20=MD*(1.570796+7.2794044E-1*X20)
E10=3.141593*MD-S10
E20=3.141593*MD-S20
ALFA1=ATAN(RA10*SQRT(1.-(RB10/RA10)**2)/RB10)
ALFA2=ATAN(RA20*SQRT(1.-(RB20/RA20)**2)/RB20)
EVA1=TAN(ALFA1)-ALFA1
EVA2=TAN(ALFA2)-ALFA2
SA10=9.3969264E-1*MD*(1.570796+7.2794044E-1*X10+Z10*
* (0.014904-EVA1))/COS(ALFA1)
SA20=9.3969264E-1*MD*(1.570796+7.2794044E-1*X20+Z20*
* (0.014904-EVA2))/COS(ALFA2)
EPSA0=(Z10*(TAN(ALFA1)-TAN(TK))+Z20*(TAN(ALFA2)-
* TAN(TK)))/6.283185
PRB0=Z20/Z10
IF(SA10-0.25*MD) 70,71,71
71 F(SA20-0.25*MD) 70,72,72
72 IF(EPSA0-1.2) 70,73,73
73 Z10=Z10-1.
100 CONTINUE
70 Z1=Z10
Z2=Z20
PRB=Z2/Z1
X1=X10
X2=X20
ALFW=ALFW0
Y=Y0

```

```

DELY = DELY0
AW = AW0
R1 = R10
R2 = R20
RB1 = RB10
RB2 = RB20
RA1 = RA10
RA2 = RA20
RF1 = RF10
RF2 = RF20
RW1 = RW10
RW2 = RW20
S1 = S10
S2 = S20
E1 = E10
E2 = E20
SA1 = SA10
SA2 = SA20
H = H0
EPSAL = EPSA0
99 WRITE(10,75)
98 FORMAT(5X,'РЕЗУЛЬТАТИ ГЕОМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ
* ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ')
75 FORMAT(5X,'РЕЗУЛЬТАТИ ОПТИМІЗАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ
* ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ')
76 FORMAT(5X,'PRB',3X,'Z1',2X,'Z2',6X,'X1',8X,'X2',6X,'ALFW',
* 5X,'M')
77 FORMAT(3X,F6.3,F4.0,F5.0,2(1X,F9.6),1X,F6.2,4X,F5.2)
78 FORMAT(/ 5X,'R1',7X,'R2',7X,'RB1',6X,'RB2',6X,'RA1',6X,'RA2',6X,
* 'RF1',6X,'RF2')
79 FORMAT(8(2X,F7.2))
80 FORMAT(/ 5X,'RW1',6X,'RW2',6X,'S1',6X,'S2',5X,'SA1',5X,'SA2'
* 6X,'H',4X,'EPSAL')
81 FORMAT(2X,F7.2,2X,F7.2,7(2X,F6.2),4X,F5.2)
101 WRITE(10,84) PRB,Z1,Z2
84 FORMAT(3X,/ 3X,' 1.-Передаточне відношення передачі PRB=',
* F6.2/3X,' 2.-Числа зубів коліс',22X,'Z1 =',F4.0/46X,'Z2 =',F4.0)
WRITE(10,85) X1,X2,ALFW
85 FORMAT(3X,' 3.-Коефіцієнти зміщень',20X,'X1 =',F8.5/
* 46X,'X2 =',F8.5/3X,' 4.-Кут зачеплення передачі,град.',8X,
* 'ALFW =',F6.2)
WRITE(10,86) Y,DELY

```

```

86  FORMAT(3X,' 5.-Коефіцієнт сприйманого зміщення',9X,'Y=',F8.5/
    * 3X,' 6.-Коефіцієнт зрівнювального зміщення',3X,'DELY=',F8.5)
    WRITE(10,87) AW
87  FORMAT(3X,' 7.-Міжосьова відстань,мм',18X,'AW=',F6.2)
    WRITE(10,88) R1,R2,RB1,RB2
88  FORMAT(3X,' 8.-Радіуси ділительних кіл коліс,мм',9X,'R1=',F6.2/
    * 46X,'R2=',F6.2/3X,' 9.-Радіуси основних кіл кліс,мм',10X,
    * 'RB1=',F6.2/45X,'RB2=',F6.2)
    WRITE(10,89) RA1,RA2,RF1,RF2
89  FORMAT(2X,'10.-Радіуси кіл вершин зубів,мм',12X,'RA1=',F6.2/
    * 45X,'RA2=',F6.2/2X,'11.-Радіуси западин коліс,мм',15X,
    * 'RF1=',F6.2/45X,'RF2=',F6.2)
    WRITE(10,90) RW1,RW2
90  FORMAT(2X,'12.-Радіуси початкових кіл коліс,мм',8X,'RW1=',
    * F6.2/45X,'RW2=',F6.2)
    WRITE(10,91) S1,S2,E1,E2
91  FORMAT(2X,'13.-Товщина зубів по ділительним колам,мм',5X,'S1=',
    * F5.2/46X,'S2=',F5.2/2X,'14.-Ширина западин по ділительним колам,мм'
    * ',4X,'E1=',F5.2/46X,'E2=',F5.2)
    WRITE(10,92) SA1,SA2
92  FORMAT(2X,'15.-Товщина зубів по колам вершин,мм',7X,'SA1=',
    * F5.2/45X,'SA2=',F5.2)
    WRITE(10,93) H,EPSAL
93  FORMAT(2X,'16.-Висота зуба,мм',27X,'H=',F5.2/2X,
    * '17.-Коефіцієнт торцьового перекриття',5X,'EPSAL=',F5.2)
120 FORMAT(//////////15X,'СТАРТУВАЛА ПРОГРАМА SZP'
    * '////18X,'ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ'////////)
94  STOP
    END
*
SUBROUTINE ZKUT(E,A1,B1,EN,TK)
  A=A1
  B=B1
  DLX=(B-A)/EN
  X=A
  Y1=TF(E,X)
5  X=X+DLX
  Y2=TF(E,X)
  EF=Y2/Y1
  IF (EF) 2,3,3
2  B=X
  A=X-DLX

```

```
GOTO 4
3  Y1=Y2
   GOTO 5
4  X1=(Y2*A-Y1*B)/(Y2-Y1)
   Y3=TF(E,X1)
   IF (ABS(Y3)-0.00002) 6,6,7
7  EF1=Y3/Y1
   IF (EF1) 8,9,9
8  B=X1
   Y2=Y3
   GOTO 4
9  A=X1
   Y1=Y3
   GOTO 4
6  TK=X1
   RETURN
   END
```

*

```
FUNCTION TF(E,X)
TF=TAN(X)-X-E
RETURN
END
```


Програма SINR1 і SINR2

Програми SINR1 і SINR2 призначені для оптимізаційного синтезу планетарних механізмів, структурні схеми яких зображені на рис. 8.1а, 8.1б, 8.1в і 8.1г. При синтезі планетарного механізму, представленого на рис.8.1а, слід користуватися програмою SINR1, а при синтезі всіх інших механізмів (рис.8.1б, 8.1в і 8.1г) - програмою SINR2.

Для роботи програми SINR1 необхідно в діалоговому режимі в ЕОМ увести таку інформацію: i_{1H} - передаточне відношення планетарного механізму; i_{13} - передаточне відношення зубчастого механізму при нерухомому водилі; числа зубів коліс механізму z_1, z_2, z_3 , які отримані при безмашинному його синтезі і k - число сателітів в механізмі. Програма SINR2 вимагає вводу таких даних: i_{1H} - передаточне відношення планетарного механізму; i_{14} - передаточне відношення зубчастого механізму при нерухомому водилі; числа зубів коліс механізму z_1, z_2, z_3, z_4 , одержані при безмашинному синтезі механізму; k - число блоків сателітів; j - величина, з допомогою якої планетарні механізми в програмі SINR2 відрізняються один від одного (планетарним механізмам, що на рис.8.1б, 8.1в, 8.1 г, послідовно в програмі відповідає $j = 2, j = 3, j = 4$).

Таким чином, оптимізаційний синтез планетарних механізмів за цими програмами можливий тільки після їх безмашинного синтезу. Алгоритми безмашинного синтезу планетарних механізмів викладені в розділі 8.

Після вводу вищеназваної інформації ПЕОМ перевіряє результати безмашинного синтезу планетарного механізму і у випадку його правильного виконання дає повідомлення "Безмашинний синтез редуктора виконаний вірно", виконує далі оптимізаційний синтез механізму і друкує його результати. Якщо при безмашинному синтезі допущена помилка, то ПЕОМ друкує повідомлення "Безмашинний синтез редуктора виконаний невірно". В такому разі необхідно знайти помилку і повторно виконати безмашинний синтез.

Програми SINR1 і SINR2 написані на алгоритмічній мові PASCAL для ПЕОМ.

```
(*****
(* ОПТИМІЗАЦІЙНИЙ СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА *)
*****)
PROGRAM SINR1;
USES CRT;
CONST PI=3.141593;
LABEL 1,2,3,4,5,6;
VAR H:TEXT;
      Z2Z,U13,U14,U1H,U1HZ,U13MIN,U13MAX,U1HF,B,U13A,E,OP,
      D,Z1X:REAL;
      P,BZ,Z1,Z2,Z3,K,Z3MAX,Z1F,Z2F,Z3F,I:INTEGER;
BEGIN
CLRSCR;
WRITELN(' :20,СТАРТУВАЛА ПРОГРАМА SINR1');WRITELN;
WRITELN(' :20,ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ');WRITELN;
WRITE('1 - ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ РЕДУКТОРА      U1H - ');
READLN(U1H);
WRITELN('2 - ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ РЕДУКТОРА');
WRITE(' ПРИ НЕРУХОМОМУ ВОДИЛІ      U13 - ');
READ(U13);
```

```

WRITE('3 - ЗАДАЙТЕ МАКСИМ. ЧИСЛО ЗУБІВ НА 3-МУ
      КОЛЕСІ Z3MAX - ');
READ(Z3MAX);
WRITE('4 - ЧИСЛО ЗУБІВ 1-ГО КОЛЕСА           Z1 - ');
READ(Z1);
WRITE('5 - ЧИСЛО ЗУБІВ 2-ГО КОЛЕСА         Z2 - ');
READ(Z2);
WRITE('6 - ЧИСЛО ЗУБІВ 3-ГО КОЛЕСА         Z3 - ');
READ(Z3);
WRITE('7 - ЧИСЛО САТЕЛІТІВ                 K - ');
READ(K);
  ASSIGN(H,'REZSINR1.PAS');
  REWRITE(H);
  WRITELN(H,' :20,'ВХІДНІ ДАНІ');WRITELN(H);
  WRITELN(H,'U1H=',U1H:6:2,' U13=',U13:6:2,' Z3MAX=',Z3MAX:3,
    ' Z1=',Z1:3,' Z2=',Z2:3,' Z3=',Z3:3,' K=',K:2);
  WRITELN(H);
  P:=0;Z2Z:=(Z3-Z1)/2;Z3F:=152; E:=SIN(PI/K);
  IF (Z2Z-Z20)OR(Z1)OR(Z2 )OR(Z3)OR(Z3150)
    THEN GOTO 1;
  U1HZ:=1+Z3/Z1; OP:=ABS((U1H-U1HZ)/U1H);
  D:=(Z2+2)/(Z1+Z2);
  IF (Z3-Z2)OR(OP0.05)OR(E) THEN GOTO 1;
2:B:=Z1*U1HZ*(1+P*K)/K;BZ:=ROUND(B);
  IF ABS(B-BZ)1E-5 THEN BEGIN P:=P+1;
  IF P100 THEN GOTO 2 ELSE GOTO 1 END;
  WRITELN(H,'БЕЗМАШИНИЙ СИНТЕЗ РЕДУКТОРА
    ВИКОНАНИЙ ВІРНО');
  WRITELN(H);GOTO 3;
1:WRITELN(H,'БЕЗМАШИНИЙ СИНТЕЗ РЕДУКТОРА
  ВИКОНАНИЙ НЕВІРНО');
  GOTO 6;
3:U13MIN:=1-1.5*U1H;U13MAX:=1-0.95*U1H;
  U13A:=ABS(U13*10);U13:=ROUND(U13A)/10;
  WHILE (U13MIN-U13) DO BEGIN U13:=U13-0.05 END;
  U13:=U13+0.05;
  WHILE(U13-U13MAX) DO
  BEGIN
    FOR Z3:=85 TO Z3MAX DO
    BEGIN
      Z1X:=-Z3/U13;Z1:=ROUND(Z1X);I:=1;
5:P:=0;Z2Z:=(Z3-Z1)/2;Z2:=ROUND(Z2Z);
      IF (Z1-17)OR(Z2-Z2Z0)OR(Z2-20)OR(Z3-Z2
      THEN GOTO 4;
      U1HZ:=1+Z3/Z1;OP:=ABS((U1H-U1HZ)/U1H);
      D:=(Z2+2)/(Z1+Z2);
      IF (OP-0.050)OR(E-D) THEN GOTO 4;
      B:=Z1*U1HZ*(1+P*K)/K;BZ:=ROUND(B);
      WHILE((P50) AND (ABS(B-BZ)1E-5)) DO
      BEGIN P:=P+1;B:=Z1*U1HZ*(1+P*K)/K;
      BZ:=ROUND(B) END;

```

```

IF(Z2-Z3F) AND (ABS(B-BZ)1E-5)) THEN
BEGIN U1HF:=U1HZ;Z1F:=Z1;Z2F:=Z2;Z3F:=Z3 END;
4:IF I-2 THEN BEGIN Z1:=TRUNC(Z1X);I:=I+1; GOTO 5 END
END;
U13:=U13+0.05;
END;
U1HZ:=U1HF;Z1:=Z1F;Z2:=Z2F;Z3:=Z3F;
WRITELN(H);
WRITELN(H,' :10,РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ ');WRITELN(H);
WRITELN(H,ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ
РЕДУКТОРА U1H='U1HZ:6:2);
WRITELN(H,ЧИСЛА ЗУБІВ КОЛІС: Z1='Z1:3);
WRITELN(H, Z2='Z2:3);
WRITELN(H, Z3='Z3:3);
6:CLOSE(H)
END.

```

```

(*****
(* ОПТИМІЗАЦІЙНИЙ СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ РЕДУКТОРІВ *)
(* 2-ГО,3-ГО,4-ГО ТИПІВ *)
(*****
PROGRAM SINR2;
USES CRT;
CONST PI=3.141593;
LABEL 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,
15,16,17,18,19,20,21,22;
VAR H:TEXT;
STR:CHAR;
P:ARRAY[1..3] OF INTEGER;
Z1,Z2,Z3,Z4,K,J,I,N,L1MIN,Z1MAX,Z3MIN,Z3MAX,
SZF,Z1F,Z2F,Z3F,Z4F,BZ,ZBF,Z1MIN,
ZB,Z4Z,SZ1,SZ2,SZ3,SZ4,SZ:INTEGER;
U1H,U14,U1HZ,D,E,OP,U14MIN,U14MAX,U1HF,
KOP,Z2Z,B,Z1R,Z3R:REAL;
BEGIN
CLRSCR;
WRITELN(' :20,СТАРТУВАЛА ПРОГРАМА SINR2');WRITELN;WRITELN;
WRITELN(' :20,ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ');WRITELN;
WRITE('1 - ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ РЕДУКТОРА U1H - ');
READ(U1H);
WRITELN('2 - ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ РЕДУКТОРА');
WRITE(' ПРИ НЕРУХОМОМУ ВОДИЛІ U14 - ');
READ(U14);
WRITE('3 - ЧИСЛО ЗУБІВ 1-ГО КОЛЕСА Z1 - ');
READ(Z1);
WRITE('4 - ЧИСЛО ЗУБІВ 2-ГО КОЛЕСА Z2 - ');
READ(Z2);
WRITE('5 - ЧИСЛО ЗУБІВ 3-ГО КОЛЕСА Z3 - ');
READ(Z3);
WRITE('6 - ЧИСЛО ЗУБІВ 4-ГО КОЛЕСА Z4 - ');

```

```

READ(Z4);
WRITE('7 - ЧИСЛО САТЕЛІТІВ           К - ');
  READ(K);
WRITE('8 - НОМЕР СХЕМИ РЕДУКТОРА     J - ');
  READ(J);
CLRSCR;
  ASSIGN(H,'REZSINR2');
  REWRITE(H);
  WRITELN(H,' :15,'ВХІДНІ ДАНІ');WRITELN(H);
  WRITELN(H,'U1H=',U1H:6:2,' U14=',U14:6:2,' Z1=',Z1:3,' Z2=',
    Z2:3,' Z3=',Z3:3,' Z4=',Z4:3,' K=',K:1,' J=',J:1);
  WRITELN(H);
  Z4F:=2000;SZF:=300;ZBF:=200; N:=1;
  IF (K-3) THEN BEGIN P[1]:=0;P[2]:=2;P[3]:=12 END;
  IF (K-3)=0 THEN BEGIN P[1]:=0;P[2]:=3;P[3]:=33 END;
  IF (K-3)0 THEN BEGIN P[1]:=0;P[2]:=1;P[3]:=6 END;
  IF (J-3) THEN GOTO 1 ELSE GOTO 2;
1:Z4Z:=Z1+Z2+Z3; Z1MIN:=17; Z1MAX:=40;Z3MIN:=20; Z3MAX:=60;
  IF ((Z4Z-Z4)0)OR(Z1-17)OR(Z1-400)OR(Z3-20)OR
    (Z3-600)OR(Z4-85) THEN GOTO 3;
  IF (Z3-Z2)0 THEN D:=(Z3+2)/(Z1+Z2) ELSE D:=(Z2+2)/(Z1+Z2);
  E:=SIN(PI/K); U1HZ:=1+(Z2*Z4)/(Z1*Z3);
  OP:=ABS((U1H-U1HZ)/U1H);
  IF (OP0.05)OR(E-D) THEN GOTO 3;
4:B:=Z1*U1HZ*(1+P[N]*K)/K;BZ:=ROUND(B);
  IF ABS(B-BZ)1E-5 THEN BEGIN N:=N+1;
  IF (N-4) THEN GOTO 4 ELSE GOTO 3 END;
  WRITELN(H,'БЕЗМАШИННИЙ СИНТЕЗ РЕДУКТОРА
    ВИКОНАНИЙ ВІРНО');
  GOTO 5;
3: WRITELN(H,'БЕЗМАШИННИЙ СИНТЕЗ РЕДУКТОРА
    ВИКОНАНИЙ НЕВІРНО');
  GOTO 6;
2:IF (J-3)=0 THEN GOTO 7 ELSE GOTO 8;
7:Z4Z:=Z1+Z2-Z3;Z1MIN:=17;Z1MAX:=40;Z3MIN:=17;Z3MAX:=40;
  IF ((Z4Z-Z4)0)OR(Z1-17)OR(Z1-400)OR(Z3-17)OR
    (Z3-400) THEN GOTO 3;
  IF (Z2-17)OR(Z4-17) THEN GOTO 3;
  IF (Z3-Z2)0 THEN D:=(Z3+2)/(Z1+Z2) ELSE D:=(Z2+2)/(Z1+Z2);
  E:=SIN(PI/K);
  U1HZ:=1-(Z2*Z4)/(Z1*Z3);OP:=ABS((U1H-U1HZ)/U1H);
  IF (OP0.05)OR(E-D) THEN GOTO 3; GOTO 4;
8:Z4Z:=Z1-Z2+Z3;Z1MIN:=85;Z3MIN:=20;Z3MAX:=60;Z1MAX:=150;
  IF ((Z4Z-Z4)0)OR(Z1-85)OR(Z1-1500)OR(Z3-20)OR
    (Z3-600) THEN GOTO 3;
  IF (Z2-20)OR(Z1-Z2)OR(Z4-85) THEN GOTO 3;
  IF Z3-Z20 THEN D:=(Z3+2)/(Z1-Z2) ELSE D:=(Z2+2)/(Z1-Z2);
  E:=SIN(PI/K);U1HZ:=1-(Z2*Z4)/(Z1*Z3);
  OP:=ABS((U1H-U1HZ)/U1H);
  IF (OP0.05)OR(E-D) THEN GOTO 3; GOTO 4;
5:IF J-3 THEN

```

```

BEGIN U14MIN:=1-1.05*U1H; U14MAX:=1-0.95*U1H END;
IF J-3=0 THEN
  BEGIN IF U1H THEN
    BEGIN U14MIN:=1-0.95*U1H; U14MAX:=1-1.05*U1H END
    ELSE BEGIN U14MIN:=1-1.05*U1H; U14MAX:=1-0.95*U1H END
  END;
  WHILE (U14MIN-U14) DO BEGIN U14:=U14-0.01 END;
  U14:=U14+0.01;
22:FOR Z3:=Z3MIN TO Z3MAX DO
  BEGIN
  FOR Z1:=Z1MIN TO Z1MAX DO
  BEGIN
  I:=1;
  IF J-3 THEN GOTO 9 ELSE GOTO 13;
9: KOP:=-4*U14*Z1*Z3;
  Z2Z:=-((Z1+Z3)/2+SQRT(SQR(Z1+Z3)+KOP))/2;
  Z2:=TRUNC(Z2Z);
10: IF Z2-17 THEN GOTO 12; Z4:=Z1+Z2+Z3;
  IF Z4-85 THEN GOTO 12;
  U1HZ:=1+Z2*Z4/(Z1*Z3); OP:=ABS((U1HZ-U1H)/U1H);
  IF OP-0.050 THEN GOTO 12;
  IF Z3-Z20 THEN D:=(Z3+2)/(Z1+Z2) ELSE D:=(Z2+2)/(Z1+Z2);
  E:=SIN(PI/K);
  IF E-D THEN GOTO 12; N:=1;
11: B:=Z1*U1HZ*(1+P[N]*K)/K; BZ:=ROUND(B);
  IF ABS(B-BZ)1E-5 THEN BEGIN N:=N+1;
  IF (N-4) THEN GOTO 11 ELSE GOTO 12 END;
  IF((Z4-Z4F))AND(ABS(B-BZ)1E-5) THEN
  BEGIN U1HF:=U1HZ;Z1F:=Z1;Z2F:=Z2;Z3F:=Z3;Z4F:=Z4 END;
12: IF I-2 THEN BEGIN Z2:=Z2+1;
  I:=I+1;GOTO 10 END; GOTO 21;
13: IF J-30 THEN GOTO 17;
  Z2Z:=-((Z1-Z3)/2+SQRT(SQR(Z1-Z3)+4*U14*Z1*Z3))/2;
  Z2:=TRUNC(Z2Z);
14: IF Z2-17 THEN GOTO 16;
  Z4:=Z1+Z2-Z3; IF Z4-17 THEN GOTO 16;
  U1HZ:=1-Z2*Z4/(Z1*Z3);OP:=ABS((U1HZ-U1H)/U1H);
  IF OP-0.050 THEN GOTO 16;
  IF Z3-Z20 THEN D:=(Z3+2)/(Z1+Z2) ELSE D:=(Z2+2)/(Z1+Z2);
  E:=SIN(PI/K);IF E-D THEN GOTO 16;
  N:=1;
15: B:=Z1*U1HZ*(1+P[N]*K)/K;BZ:=ROUND(B);
  IF ABS(B-BZ)1E-5 THEN BEGIN N:=N+1;
  IF N-4 THEN GOTO 15 ELSE GOTO 16 END;
  SZ1:=Z1+2*Z2;SZ2:=Z4+2*Z3;
  IF SZ1-SZ20 THEN SZ:=SZ1 ELSE SZ:=SZ2;
  IF SZ-SZF THEN BEGIN U1HF:=U1HZ;Z1F:=Z1;Z2F:=Z2;
  Z3F:=Z3;Z4F:=Z4;SZF:=SZ END;
16: IF I-2 THEN BEGIN Z2:=Z2+1;
  I:=I+1;GOTO 14 END;GOTO 21;
17: Z1R:=Z1; Z3R:=Z3;

```

```

IF (Z1R*Z1R+Z3R*Z3R)/(2*Z1R*Z3R)+1-2*U14 THEN GOTO 21;
Z2Z:=(Z1R+Z3R)/2-SQRT(SQR(Z1R+Z3R)-4*U14*Z1R*Z3R)/2;
Z2:=TRUNC(Z2Z);
18: IF Z2 THEN GOTO 20;Z4:=Z1-Z2+Z3;
IF Z4-85 THEN GOTO 20;
U1HZ:=1-Z2*Z4/(Z1*Z3);OP:=ABS((U1HZ-U1H)/U1H);
IF OP-0.050 THEN GOTO 20;
IF Z3-Z20 THEN D:=(Z3+2)/(Z1-Z2) ELSE D:=(Z2+2)/(Z1-Z2);
E:=SIN(PI/K);IF E-D THEN GOTO 20; N:=1;
19: B:=Z1*U1HZ*(1+P[N]*K)/K;BZ:=ROUND(B);
IF ABS(B-BZ)1E-5 THEN BEGIN N:=N+1;
IF N-4 THEN GOTO 19 ELSE GOTO 20 END;
IF Z1-Z40 THEN ZB:=Z1 ELSE ZB:=Z4;
IF ZB-ZBF THEN BEGIN U1HF:=U1HZ;
Z1F:=Z1;Z2F:=Z2;Z3F:=Z3;Z4F:=Z4;ZBF:=ZB END;
20: IF I-2 THEN BEGIN Z2:=Z2+1;I:=I+1;GOTO 18 END;
21: END
END;
IF ABS(U14)-10=0 THEN U14:=U14+0.2;
IF (ABS(U14)-10) AND (ABS(U14)5) THEN U14:=U14+0.1;
IF (ABS(U14)-5) AND (ABS(U14)-3=0) THEN U14:=U14+0.05;
IF (ABS(U14)-3) AND (ABS(U14)-2=0) THEN U14:=U14+0.03;
IF (ABS(U14)-2) AND (J-3) THEN U14:=U14+0.02;
IF (ABS(U14)-2) AND (J-3=0) THEN U14:=U14+0.005;
IF (U14-U14MAX) THEN GOTO 22;
U1HZ:=U1HF;Z1:=Z1F;Z2:=Z2F;Z3:=Z3F;Z4:=Z4F;WRITELN(H);
WRITELN(H,' :15,'РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ ПЛАНЕТАРНОГО
РЕДУКТОРА');
WRITELN(H);
WRITELN(H,'ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ
РЕДУКТОРА U1H=',U1HZ:6:2);
WRITELN(H,'ЧИСЛА ЗУБІВ КОЛІС РЕДУКТОРА: Z1=',Z1:3);
WRITELN(H,' Z2=',Z2:3);
WRITELN(H,' Z3=',Z3:3);
WRITELN(H,' Z4=',Z4:3);
6: CLOSE(H)
END.

```

Програма SKM

Програма призначена для проектування кулачкових механізмів трьох типів (рис. 9.1, 9.2, 9.3), вихідна ланка яких здійснює один із восьми законів руху (табл.9.1). Програма, на першому етапі її роботи, перевіряє точність графічного синтезу кулачкового механізму, виконаного студентом, обчислює кінематичні параметри руху штовхача, визначає радіус основного кола центрального профілю кулачка R_o , дезаксіал e , міжцентрову відстань l_o в кулачково-коромисловому механізмі, кути тиску, координати центрального профілю і радіус кривини профілю.

Результати роботи програми виводяться на друк у формі таблиці (див.табл.11.16).

Таблиця Д5.1.

Перелік ідентифікаторів програми

Назва параметрів	Позначення	
	у тексті	у програмі
1	2	3
Радіус основного кола центрального профілю, мм	R	RO
Зміщення напрямної штовхача відносно центра обертання кулачка, мм	e	E
Фазовий кут віддалення вихідної ланки, град	φ_n	F1
Фазовий кут верхнього вистою, град	$\varphi_{вв}$	F2
Фазовий кут опускання вихідної ланки, град	φ_o	F3
Хід штовхача, мм	h	H
Кут розмаху коромисла, град	ψ_{max}	PSIM
Допустимий кут тиску, град	ν_d	TETAM
Віддалення штовхача, мм	s_i	S(1)
Кут повороту коромисла, град	ψ_i	PSI(I)
Довжина коромисла, мм	l_1	L1
Міжцентрова відстань в кулачково-коромисловому механізмі, мм	l_o	LO
Радіус-вектор центрального профілю, мм	R_i	R(I)
Полярний кут радіус-вектора, град	β_i	B(I)
Радіус кривини центрального профілю, мм	ρ_i	RK(I)
Аналог швидкості вихідної ланки	S_i'	S1(I)
Аналог прискорення вихідної ланки	S_i''	S2(I)

Робота програми починається з вводу вхідних даних. Вхідні дані вводяться в діалоговому режимі роботи ПЕОМ. На терміналі дисплея по черзі висвітлюється назва параметру, який необхідно задати, набравши на клавіатурі необхідне його числове значення.

До вхідних даних, крім наведених в завданні на курсове проектування, відносяться також: основні розміри кулачкового механізму (R_o, l_o, e) визначені графічним методом, номер завдання N1 (по номеру механізму), номер варіанта N2, номер закону руху вихідної ланки J (номера законів наведені в табл.9.1), номер типу кулачкового механізму M (кулачковий механізм з роликівим штовхачем

$M=1$, кулачково-коромисловий механізм $M=2$, кулачковий механізм з тарілчастим штовхачем $M=3$); константи знаку в розрахункових формулах (9.19, 9.28): для кулачкового механізму з роликівим штовхачем $G1=1$, якщо кулачок обертається проти годинникової стрілки, $G1=-1$ при обертанні за годинниковою стрілкою; для кулачково-коромислового механізму $G=1$, якщо кулачок і коромисло на фазі віддалення обертаються в різні боки, $G=-1$ – якщо обертаються в один бік.

Число положень кулачка, для яких виконується розрахунок в програмі, фіксовано. Фази віддалення і опускання розбиваються на 20 рівних інтервалів. Всього, включаючи і кінець фази нижнього вистою, обчислюється по 43 значення змінних: 21 значення на фазі віддалення ($i=1,21$), 20 значень на фазі опускання ($i=23,42$) і по одному значенню на фазах верхнього і нижнього вистою ($i=22$, $i=43$).

Завершує роботу програми вивід на друк результатів обчислень у вигляді таблиці для трьох типів кулачкових механізмів і друк вхідних даних.

Нижче наведений текст програми SKM.

```
*****
*           ПРОЕКТУВАННЯ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ           *
*****
```

```
PROGRAM SKM
REAL L1,LO,LOOP
DIMENSION FI(43),S(43),S1(43),S2(43),R(43)
DIMENSION TETA(43),RK(43),PSIG(43),PSI(43),B(43),PS(20)
DIMENSION PS1(20),PS2(20),X(43),Y(43)
EQUIVALENCE(S(23),PS(1)),(S1(23),PS1(1)),(S2(23),PS2(1))
CHARACTER EFIX
OPEN(10,FILE='REZSKM')
WRITE(*,(A\))'Номер завдання _____ N1'
READ(*,*)N1
WRITE(*,(A\))'Номер варіанта _____ N2'
READ(*,*)N2
WRITE(*,(A\))'Номер закону руху штовхача _____ J'
READ(*,*)J
WRITE(*,(A\))'Номер типу кулачкового механізму _____ M'
READ(*,*)M
WRITE(*,(A\))'Фазовий кут віддалення штовхача,град — F1'
READ(*,*)F1
WRITE(*,(A\))'Фазовий кут верхнього вистою,град _____ F2'
READ(*,*)F2
WRITE(*,(A\))'Фазовий кут опускання штовхача,град _____ F3'
READ(*,*)F3
WRITE(*,(A\))'Радіус основного кола центр. профілю,мм- RO'
READ(*,*)RO
WRITE(*,*)'Вкажіть напрям обертання кулачка: якщо '
WRITE(*,*)'обертається проти год.стрілки введіть — 1.'
WRITE(*,(A\))'якщо за годинниковою стрілкою _____ -1.'
READ(*,*)G1
IF(M.EQ.3)GOTO 101
WRITE(*,(A\))'Максимально допустимий кут тиску,град-TETAM'
READ(*,*)TETAM
IF(M.EQ.2)GO TO 102
```



```

PSIM=0.
L1=0.
G=0.
LO=0.
WRITE(*,'(A\)' ) 'Зміщення штовхача задано?      АК/НІ      '
READ(*,'(A)' ) EFIX
IF(EFIX.EQ.'Н'.OR.EFIX.EQ.'Н') GOTO 119
WRITE(*,'(A\)' ) 'Зміщення штовхача з врахуванням знаку,мм- Е '
READ(*,*) E
119 WRITE(*,'(A\)' ) 'Максимальний хід штовхача,мм ----- Н '
READ(*,*) H
GOTO 103
101 PSIM=0.
L1=0.
LO=0.
G=0.
E=0.
WRITE(*,'(A\)' ) 'Максимальний хід штовхача,мм ----- Н '
READ(*,*) H
GOTO 103
102 WRITE(*,'(A\)' ) 'Кут розмаху коромисла,град ----- PSIM '
READ(*,*) PSIM
WRITE(*,'(A\)' ) 'Довжина коромисла,мм ----- L1 '
READ(*,*) L1
WRITE(*,*) 'Відстань між центрами обертання'
WRITE(*,'(A\)' ) ' кулачка і коромисла,мм ----- LO '
READ(*,*) LO
WRITE(*,*) 'Вкажіть напрям обертання кулачка і коромисла'
WRITE(*,*) 'на фазі віддалення:якщо обертаються в різні'
WRITE(*,*) 'боки,то введіть цифру ----- 1.'
WRITE(*,'(A\)' ) ' якщо в один бік ----- -1.'
READ(*,*) G
*
* Розрахунок параметрів закону руху
*
103 PI=3.14159
GR=0.017453
IF(M.EQ.2.) H=PSIM*GR
H1=H/GR/F1
H2=H/GR**2/F1**2
IF(J.EQ.1) GOTO 100
IF(J.EQ.2) GOTO 200
IF(J.EQ.3) GOTO 300
IF(J.EQ.4) GO TO 400
IF(J.EQ.5) GO TO 500
IF(J.EQ.6) GO TO 600
IF(J.EQ.7) GO TO 700
IF(J.EQ.8) GO TO 800

```

```
*
*   ЗАКОН N5 - перша фаза
*
500 DO 4 I=1,21
    C=(I-1)*0.05
    S(I)=C*(3.*C-2.*C**2)*H
    S1(I)=6.*C*(1.-C)*H1
    S2(I)=6.*(1.-2.*C)*H2
    IF(ABS(S2(I)).LT.0.0001) S2(I)=0.
    FI(I)=(I-1)*0.05*F1
4   CONTINUE
    GO TO 7
*
*   ЗАКОН N2 - перша фаза
*
200 DO 5 I=1,21
    C=(I-1)*0.05
    C1=PI*C
    S(I)=(1.-COS(C1))*0.5*H
    S1(I)=PI*SIN(C1)*0.5*H1
    S2(I)=COS(C1)*0.5*H2*PI**2
    IF(ABS(S2(I)).LT.0.0001) S2(I)=0.
    FI(I)=(I-1)*0.05*F1
5   CONTINUE
    GO TO 7
*
*   ЗАКОН N1 - перша фаза
*
100 DO 6 I=1,21
    C=(I-1)*0.05
    C1=6.28318*C
    S(I)=(C-SIN(C1))/6.28318*H
    S1(I)=(1.0-COS(C1))*H1
    S2(I)=6.28318*SIN(C1)*H2
    IF(ABS(S2(I)).LT.0.0001) S2(1)=0.
    FI(I)=(I-1)*0.05*F1
6   CONTINUE
    GO TO 7
*
*   ЗАКОН N3 -перша фаза
*
300 DO 301 I=1,21
    C=(I-1)*0.05
    IF(C.GT.0.5.AND.C.LE.1.) GOTO 302
    S(I)=2.*C**2*H
    S1(I)=4.*C*H1
    S2(I)=4.*H2
    GOTO 303
302 S(I)=(-2.*C**2+4.*C-1.)*H
    S1(I)=4.*(1.-C)*H1
    S2(I)=-4.*H2
```

```
303 FI(I)=(I-1)*0.05*F1
301 CONTINUE
    GO TO 7
*
*     ЗАКОН N4 - перша фаза
*
400 DO 401 I=1,21
    C=(I-1)*0.05
    IF(C.GT.0.25.AND.C.LE.0.75) GO TO 402
    IF(C.GT.0.75) GO TO 403
    S(I)=16.*C**3*H/3.
    S1(I)=16.*C**2*H1
    S2(I)=32.*C*H2
    GO TO 404
402 S(I)=(1./6.-2.*C+8.*C**2-16.*C**3/3.)*H
    S1(I)=(16.*C*(1.-C)-2.)*H1
    S2(I)=(16.-32.*C)*H2
    GO TO 404
403 S(I)=(1.-16.*(1.-C)**3/3.)*H
    S1(I)=16.*(1.-C)**2*H1
    S2(I)=-32.*(1.-C)*H2
404 FI(I)=(I-1)*0.05*F1
401 CONTINUE
    GO TO 7
*
*     ЗАКОН N6 - перша фаза
*
600 DO 604 I=1,21
    C=(I-1)*0.05
    IF(C.GT.0.25.AND.C.LE.0.75) GO TO 602
    IF(C.GT.0.5) GO TO 603
    S(I)=24.*C**2/11.*H
    S1(I)=48.*C/11.*H1
    S2(I)=48./11.*H2
    GO TO 601
602 S(I)=(48.*C**2-32.*C**3-6.*C+0.5)/11.*H
    S1(I)=(96.*C-96.*C**2-6.)/11.*H1
    S2(I)=(96.-192.*C)/11.*H2
    GO TO 601
603 S(I)=(48.*C-24.*C**2-13.)*H/11.
    S1(I)=(48.-48.*C)/11.*H1
    S2(I)=-48./11.*H2
601 FI(I)=(I-1)*0.05*F1
604 CONTINUE
    GOTO 7
*
*     ЗАКОН N7 - перша фаза
*
700 DO 706 I=1,21
    C=(I-1)*0.05
    IF(C.GT.1./6..AND.C.LE.2./6.) GO TO 702
```

```

IF(C.GT.2./6.AND.C.LE.4./6.) GO TO 703
IF(C.GT.4./6.AND.C.LE.5./6.) GO TO 704
IF(C.GT.5./6.) GO TO 705
S(I)=6.*C**3*H
S1(I)=18.*C**2*H1
S2(I)=36.*C*H2
GO TO 701
702 S(I)=(3.*C**2-0.5*C+1./36.)*H
S1(I)=(6.*C-0.5)*H1
S2(I)=6.*H2
GO TO 701
703 S(I)=(9.*C**2-6.*C**3-2.5*C+0.25)*H
S1(I)=(18.*C-18.*C**2-2.5)*H1
S2(I)=(18.-36.*C)*H2
GO TO 701
704 S(I)=(5.5*C-3.*C**2-55./36.)*H
S1(I)=(5.5-6.*C)*H1
S2(I)=-6.*H2
GO TO 701
705 S(I)=(6.*C**3-18.*C**2+18.*C-5.)*H
S1(I)=(18.*C**2-36.*C+18.)*H1
S2(I)=(36.*C-36.)*H2
701 FI(I)=(I-1)*0.05*F1
706 CONTINUE
GO TO 7
*
*   ЗАКОН N8 - перша фаза
*
800 DO 805 I=1,21
C=(I-1)*0.05
IF(C.GT.0.25.AND.C.LE.0.5) GO TO 802
IF(C.GT.0.5.AND.C.LE.0.75) GO TO 803
IF(C.GT.0.75) GO TO 804
S(I)=96.*C**3*H/21.
S1(I)=96.*C**2*H1/7.
S2(I)=192.*C*H2/7.
GO TO 801
802 S(I)=(C**2/2.-C/8.+1./96.)*H*48./7.
S1(I)=(C-1./8.)*H1*48./7.
S2(I)=48.*H2/7.
GO TO 801
803 S(I)=(-C**2/2.+7.*C/8.-23./96.)*H*48./7.
S1(I)=(-C+7./8.)*H1*48./7.
S2(I)=-48.*H2/7.
GO TO 801
804 S(I)=(2.*C**3/3.-2.*C**2+2.*C-25./48.)*H*48./7.
S1(I)=(C**2-2.*C+1.)*H1*96./7.
S2(I)=(C-1.)*H2*192./7.
801 FI(I)=(I-1)*0.05*F1
805 CONTINUE

```

```

*
*   друга фаза
*
7   I=22
    FI(I)=F1+F2
    S(I)=S(I-1)
    S1(I)=0.
    S2(I)=S2(I-1)*F1**2/F3**2
*
*   третя фаза
*
    DO 181 K=1,20
    I=22-K
    PS(K)=S(I)
    PS1(K)=-S1(K)*F1/F3
    PS2(K)=S2(I)*F1**2/F3**2
181 CONTINUE
    DO 182 I=23,42
    FI(I)=F1+F2+(I-22)*0.05*F3
182 CONTINUE
    I=43
    S(I)=0.
    S1(I)=0.
    S2(I)=S2(1)
    FI(I)=360.
*
    S1MAX=0.
    S1MIN=0.
    IMX=1
    IMN=1
    DO 145 I=1,43
    IF (S1(I).GT.S1MAX) S1MAX=S1(I)
    IF (S1(I).LT.S1MIN) S1MIN=S1(I)
    IF(S1(I).GE.S1MAX) IMX=I
    IF(S1(I).LE.S1MIN) IMN=I
145 CONTINUE
*
*   Розрахунок координат профіля і кутів тиску
*   для механізму з роликівим штовхачем
*
    IF (M-2) 9,10,11
9   IF(EFIX.EQ.'T'.OR.EFIX.EQ.'T') THEN
    EOPT=E
    ELSE
    EOPT=(S1MAX+S1MIN)/2.
    ENDIF
    TANG=SIN(TETAM*GR)/COS(TETAM*GR)
    C13=(S1MAX-EOPT)/TANG
    ROOPT=SQRT((C13-S(IMX))**2+EOPT**2)
    HIO=ACOS(ABS(EOPT)/ROOPT)
    IF (EOPT.EQ.0.) ROOPT=C13-S(IMX)+ABS(EOPT)/TANG

```

```

EOPABS=ABS(EOPT)
IF (EOPT.LT.0.) G3=1.
IF (EOPT.GT.0.) G3=-1.
120 ROOPT=ROOPT+1.
C1=ROOPT**2
C2=SQRT(C1-EOPT**2)
HIO=ACOS(EOPABS/ROOPT)
DO 12 I=1,43
R(I)=SQRT(S(I)**2+C1+2.*C2*S(I))
B(I)=FI(I)*GR+G3*(ACOS(EOPABS/R(I))-HIO)
TETA(I)=ATAN((S1(I)-EOPT)/(S(I)+C2))/GR
YGOL=PI/2.-G1*B(I)
X(I)=R(I)*COS(YGOL)
Y(I)=R(I)*SIN(YGOL)
IF (ABS(TETA(I)).GT.TETAM) GO TO 120
12 CONTINUE
POGRR=(RO-ROOPT)/ROOPT
IF(ABS(POGRR).LT.0.1.OR.N2.EQ.1401) GO TO 14
WRITE(10,60)
GO TO 32
GO TO 14
*
* кулачково-кормисловий механізм
*
10 TEM=TETAM*GR
B2ID=(S1MAX+ABS(S1MIN))*L1/2.
IF(G.EQ.1.) B2IB2=S1MAX*L1
IF(G.EQ.-1.) B2IB2=ABS(S1MIN)*L1
AB2I=B2ID/SIN(TEM)
AD=AB2I*COS(TEM)
DC=B2IB2+L1-B2ID
125 LOOPT=SQRT(AD**2+DC**2)
PSIO=ATAN(AD/DC)-PSIM*GR/2.
ROOPT=SQRT(L1**2+LOOPT**2-2.*L1*LOOPT*COS(PSIO))
C1=LOOPT**2+L1**2
C2=2.*L1*LOOPT
C3=LOOPT**2-L1**2
C4=(C1-ROOPT**2)/C2
C5=(ROOPT**2+C3)/(2.*ROOPT*LOOPT)
GAO=ACOS(C5)
DO 13 I=1,43
PSI(I)=S(I)+PSIO
PSIG(I)=S(I)/GR
R(I)=SQRT(C1-C2*COS(PSI(I)))
U=(R(I)**2+C3)/(2.*LOOPT*R(I))
B(I)=FI(I)*GR+G*(GAO-ACOS(U))
YGOL=PI/2.-G1*B(I)
X(I)=R(I)*COS(YGOL)
Y(I)=R(I)*SIN(YGOL)
AD=AD+1.
TETA(I)=ATAN((L1+G*L1*S1(I)-LOOPT*COS(PSI(I)))/

```

```

* (LOOP* SIN(PSI(I)))/GR
IF(ABS(TETA(I)).GT.TETAM) GO TO 125
13 CONTINUE
POGRR=(RO-ROOPT)/ROOPT
IF (ABS(POGRR).LT.0.1.OR.N2.EQ.1401) GO TO 14
WRITE(10,60)
GO TO 32

*
* визначення мінімального радіусу кривини
*
14 RMINP=1000000.
RMINN=1000000.
DO 18 I=2,42
Z1=B(I-1)
Z2=B(I)
Z3=B(I+1)
IF (I.EQ.21) Z3=B(I)+0.05*F2
IF (I.EQ.22) Z1=B(I)-0.05*F2
IF (I.EQ.42) Z3=B(I)+0.05*(360.-F1-F2-F3)
P1=R(I-1)
P2=R(I)
P3=R(I+1)
17 D1=(Z1-Z2)
D2=(Z3-Z2)
X1=P1*COS(D1)
X2=P2
X3=P3*COS(D2)
Y1=P1*SIN(D1)
Y3=P3*SIN(D2)
A11=X2-X1
A12=-Y1
A21=X2-X3
A22=-Y3
B1=(X2**2-X1**2-Y1**2)/2.0
B2=(X3**2-X2**2-Y3**2)/2.0
Y0=(B2*A11-B1*A21)/(A22*A11-A12*A21)
X0=(B1-A12*Y0)/A11
T=SQRT((X2-X0)**2+Y0**2)
XP=X1-X1*(X3-X1)/(Y3-Y1)
IF (X0.GT.XP) T=-T
IF (T.LE.0.0.AND.ABS(T).LT.RMINN) RMINN=ABS(T)
IF (T.GT.0.0.AND.ABS(T).LT.RMINP) RMINP=ABS(T)
18 CONTINUE
WRITE(10,20) RMINP,RMINN
IF (M.EQ.1) GO TO 28
WRITE(10,23)
DO 30 I=1,43
WRITE(10,35) FI(I),PSIG(I),S1(I),S2(I),X(I),Y(I),TETA(I)
30 CONTINUE
WRITE(10,70) ROOPT,LOOP*
GO TO 32

```

```

28 WRITE(10,22)
   DO 29 I=1,43
   WRITE(10,25) FI(I),S(I),S1(I),S2(I),X(I),Y(I),TETA(I)
29 CONTINUE
   WRITE(10,50) ROOPT,EOPT
   GO TO 32
*
*   розрахунок координат профілю кулачкового
*   механізму з тарільчастим штовхачем
*
11 DO 109 I=1,43
   RK(I)=S2(I)+RO+S(I)
   IF(RK(I).LT.0.) GOTO 40
109 CONTINUE
   ROOPT=RO
   RKMIN=RO
106 ROOPT=ROOPT-1.
105 DO 110 I=1,43
   RK(I)=S2(I)+ROOPT+S(I)
   IF (RK(I).LT.RKMIN) RKMIN= RK(I)
110 CONTINUE
   IF (RKMIN.GT.0.) GOTO 106
   ROOPT=ROOPT+1.
   DO 19 I=1,43
   R(I)=SQRT((ROOPT+S(I))**2+S1(I)**2)
   B(I)=FI(I)*GR+ASIN(S1(I)/R(I))
   RK(I)=S2(I)+ROOPT+S(I)
   YGOL=PI/2.-G1*B(I)
   X(I)=R(I)*COS(YGOL)
   Y(I)=R(I)*SIN(YGOL)
19 CONTINUE
   POGRESH=(RO-ROOPT)/ROOPT
   IF(ABS(POGRESH).LT.0.10.OR.N2.EQ.1401) GO TO 115
   WRITE(10,60)
   GOTO 32
115 WRITE(10,24)
   DO 31 I=1,43
   WRITE(10,25) FI(I),S(I),S1(I),S2(I),X(I),Y(I),RK(I)
31 CONTINUE
   WRITE(10,80) ROOPT
32 WRITE(10,26) N1,N2,J,M,F1,F2,F3,H,PSIM,L1,TETAM,G1,G,RO,E,LO
   GO TO 41
40 WRITE(10,21)
41 CLOSE(UNIT=10)
20 FORMAT(/5X,'МІНІМАЛЬНИЙ ДОДАТНІЙ РАДІУС
* КРИВИНИПРОФІЛЯ,мм - ',F10.1/5X,'МІНІМАЛЬНИЙ
* ВІД'ЄМНИЙ РАДІУС КРИВИНИ ПРОФІЛЯ,мм - ',F9.1/)
211 FORMAT(//////////20X,'СТАРТУВАЛА ПРОГРАМАASKM'//////////
* 24X,'ВВЕДІТЬ ВХІДНІ ДАНІ'////)
21 FORMAT(/5X,'не витримана умова опуклості профіля'/)
23 FORMAT(/5X,'кут ',6X,'кут ',5X,'аналог',4X,'аналог',3X,'координати

```


- * точок',4X,'кут' /3X,'повороту',2X,'повороту',2X,'швидкос.',2X,
 * 'прискор.',2X,'профіля кулачка',3X,'тиску'
 * /4X,'кулачка',2X,'коромисла',24X,'X',8X,'Y' /3X,'(градус)',3X,
 * '(градус)',22X,'(мм)',5X,'(мм)',5X,'(градус)'/)
- 22 FORMAT(/5X,'кут',4X,'переміще-',2X,'аналог',4X,
 * 'аналог',3X,'координати точок',6X,'кут' /3X,'повороту',2X,
 * 'ння штов-',2X,'швидкос.',2X,'приск.',3X,'профілю кулачка',
 * 6X,'тиску' /3X,'кулачка',4X,' хача ',27X,'X',9X,'Y' /3X,
 * '(градус)',4X,'(мм)',6X,'(мм)',6X,'(мм)',6X,'(мм)',6X,
 * '(мм)',4X,'(градус)'/)
- 24 FORMAT(5X,'кут',4X,'переміще-',2X,'аналог',4X,'аналог',
 * 3X,'координати точок',4X,'радіус' /3X,'повороту',2X,'ння штов-',
 * 2X,'швидкос.',2X,'приск.',3X,'профілю кулачка',4X,'кривини'
 * /4X,'кулачка',2X,' хача ',27X,'X',9X,'Y' /3X,'(градус)',5X,'(мм)',
 * 6X,'(мм)',6X,'(мм)',5X,'(мм)',6X,'(мм)',6X,'(мм)'/)
- 26 FORMAT(/30X,'ВХІДНІ ДАНІ' /23X,'ЗАВДАННЯ',3X,
 * I2,6X,'ВАРІАНТ',3X,I2//3X,'J=',I1,4X,'M=',I1,3X,
 * 'F1=',F5.1,2X,'F2=',F5.1,2X,'F3=',F5.1,3X,'H=',F4.0,
 * 4X,'PSIM=',F4.1,3X,'L1=',F5.1/3X,'ТЕТАМ=',F4.0,
 * 3X,'G1=',F3.0,4X,'G=',F3.0,5X,'RO=',F5.1,
 * 3X,'E=',F5.1,3X,'LO=',F5.1/)
- 25 FORMAT(7(3X,F7.1))
- 35 FORMAT(3X,F6.1,4X,F6.1,4X,F7.4,3X,F7.4,2(2X,F7.1),3X,F7.1)
- 50 FORMAT(/4X,'РЕЗУЛЬТАТИ МАШИННОГО СИНТЕЗУ RO=',F5.1,
 * 3X,'E=',F4.1)
- 60 FORMAT(/4X,'ГРАФІЧНИЙ СИНТЕЗ ВИКОНАНИЙ З
 * НЕДОПУСТИМОЮ ПОХИБКОЮ")
- 70 FORMAT(/4X,'РЕЗУЛЬТАТИ МАШИННОГО СИНТЕЗУ RO=',F5.1,
 * 3X,'LO=',F5.1)
- 80 FORMAT(/4X,'РЕЗУЛЬТАТИ МАШИННОГО СИНТЕЗУ RO=',F5.1)
 STOP
 END

```

*****
* КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ШЕСТИЛАНКОВОГО *
* МЕХАНІЗМУ З ДВОМА СТРУКТУРНИМИ ГРУПАМИ *
* 1-ГО ТА 2-ГО ВИДІВ *
PROGRAM MD1D2
REAL L1,L2,LS1,LDI1(8),LDI2(8),M3P(13),MIHSUM(13),MOM1,MOM2
REAL JO,JS2,JS3,JS4,M1,M2,M3,M4,M5,MIHD1,MIHD2,MIH1,JM,
* J3BSPL(36),M3BSPL(36),MDB
DIMENSION T1(8),T2(8),ZZV21(13,3),ZZV11(13,3),ZZV12(13,3)
DIMENSION SS11(13,8),SS12(13,8),SS21(13,8),SS22(13,8),
* PJ(13),P(13),PMP(13),PMG(13),FISUMX(13),FISUMY(13)
DIMENSION R05(13),R45X(13),R45Y(13),R34X(13),R34Y(13),R34(13),
* R45(13),R23X(13),R23Y(13),R23(13),R12X(13),R12Y(13),
* R12(13),R01X(13),R01Y(13),R01(13),R03X(13),R03Y(13),R03(13)
DIMENSION T11(8),T12(8),T13(8),T14(8),T15(8),S11(8),
* S12(8),ZV11(3),ZV12(3)
DIMENSION T21(8),T22(8),T23(8),S21(8),S22(8),ZV21(3),
* W1(37),E1(37),A(37),DT(37),PMSUM(13)
DO 250 K=1,10
250 WRITE(*,*)
WRITE(*,249)
WRITE(*,*) ' Увід даних з екрану? _____ 1'
WRITE(*,'(A\\)') ' Увід даних з файла DANMD1D2? _____ 2'
READ(*,*) M
IF(M.NE.2) GO TO 97
* _____ Увід вхідних даних з файла _____ *
OPEN(UNIT=9,FILE='DANMD1D2')
READ(9,*) ICX,IVAR,KHOM
READ(9,*) L1,L2,LS1,XO,YO,FI0,B1,DFI
READ(9,*)(LDI1(J),J=1,8)
READ(9,*) KP
IF(KP.EQ.13) GOTO 95
READ(9,*)(T11(J),J=1,8)
GOTO 96
95 READ(9,*)(T13(J),J=1,8)
96 READ(9,*)(LDI2(J),J=1,8)
READ(9,*) M1,M2,M3,M4,M5
READ(9,*) JO,JS2,JS3,JS4
READ(9,*)(P(J),J=1,6)
READ(9,*)(P(J),J=7,13)
READ(9,*) KM,DELTA
IF(KM.EQ.2) GOTO 93
READ(9,*) W1CP,E1K,AV5
GOTO 94
93 READ(9,*) W1CP,E1K,R12K,R34K,R05K
94 CLOSE(UNIT=9,STATUS='KEEP')
GOTO 5
97 OPEN(UNIT=9,FILE='DANMD1D2',STATUS='NEW')
WRITE(*,*) ' 1.Вкажіть номер схеми,варіант та контрольне положення
* механізму'

```

```

WRITE(*,*)' _____ СХЕМА ВАРІАНТ ПОЛОЖЕННЯ'
READ(*,*) ICX,IVAR,KHOM
WRITE(9,'(I4,2I2)') ICX,IVAR,KHOM
WRITE(*,*)' 2.Задайте необхідні параметри для підпрограми BXODK'
WRITE(*,*)' _____ L1 L2 LS1 XO YO FI0 BE1 DELFI'
READ(*,*) L1,L2,LS1,XO,YO,FI0,BE1,DFI
WRITE(9,'(5F7.3,F7.2,2F7.1)') L1,L2,LS1,XO,YO,FI0,B1,DFI
WRITE(*,*)' 3.Задайте масив геометричних параметрів діади-1'
WRITE(*,*)' — LDI1( L1 L2 L4 L5 LS11 LS12 BETA1 BETA2 )'
READ(*,*) LDI1
WRITE(9,'(6F7.3,2F7.1)') (LDI1(J),J=1,8)
WRITE(*,*)' 4.Яка кінематична пара діади-1 нерухома?'
WRITE(*,*)' якщо T11 то введіть _____ 11'
WRITE(*,*)' якщо T13 то введіть _____ 13'
READ(*,*) KP
WRITE(9,'(I3)') KP
IF(KP.EQ.13) GOTO 2
WRITE(*,*)' 5.Введіть координати точки T11 — XT11,YT11'
READ(*,*) T11(1),T11(2)
DO 91 K=3,8
91 T11(K)=0.
WRITE(9,'(8F7.3)')(T11(J),J=1,8)
GOTO 3
2 WRITE(*,*)' 6.Введіть координати точки T13 — XT13,YT13'
READ(*,*) T13(1),T13(2)
DO 92 K=3,8
92 T13(K)=0.
WRITE(9,'(8F7.3)')(T13(J),J=1,8)
3 WRITE(*,*)' 7.Задайте масив геометричних параметрів діади-2'
WRITE(*,*)' — LDI2( L1 L2 LS21 H ALFA1 BETA1 A BETA2 )'
READ(*,*)(LDI2(J),J=1,8)
WRITE(9,'(4F7.3,2F7.1,F7.3,F7.1)')(LDI2(J),J=1,8)
IF(KP.EQ.11) GOTO 98
WRITE(*,*)' 8.Задайте маси ланок _____ M1 M2 M3 M4 M5'
READ(*,*) M1,M2,M3,M4,M5
WRITE(9,'(5F7.1)') M1,M2,M3,M4,M5
WRITE(*,*)' 9.Моменти інерції ланок механізму - JO JS2 JS3 JS4'
READ(*,*) JO,JS2,JS3,JS4
WRITE(9,'(4F7.3)') JO,JS2,JS3,JS4
GOTO 99
98 WRITE(*,*)' 8.Задайте маси ланок _____ M1 M2 M3 M4 M5'
READ(*,*) M1,M2,M3,M4,M5
WRITE(9,'(5F7.1)') M1,M3,M2,M4,M5
WRITE(*,*)' 9.Моменти інерції ланок механізму - JO JS2 JS3 JS4'
READ(*,*) JO,JS3,JS2,JS4
WRITE(9,'(4F7.3)') JO,JS3,JS2,JS4
99 WRITE(*,*)' 10.Введіть масив числових значень сили'
WRITE(*,*)' корисного опору _____ P(0...12)'
READ(*,*)(P(J),J=1,13)
WRITE(9,'(6F10.1/7F10.1)')(P(J),J=1,13)
WRITE(*,*)' 11.Яку задачу рішаєте?'

```

```

WRITE(*,*) ' якщо кінематичний аналіз,то введіть цифру --- 1'
WRITE(*,*) ' якщо силовий аналіз - цифру ----- 2'
WRITE(*,*) ' якщо динамічний аналіз - цифру ----- 3'
READ(*,*) KM
WRITE(9,'(I3)') KM
WRITE(*,*) '12.Середня кутова швидкість ланки 1 ----- W1'
READ(*,*) W1CP
WRITE(*,*) '13.Кутове прискорення ланки 1 ----- E1'
READ(*,*) E1K
IF(KM.EQ.2) GOTO 4
WRITE(*,*) '14.Аналог швидкості вихідної ланки----- AV5'
READ(*,*) AV5
WRITE(9,'(F7.2,2F7.3)') W1CP,E1K,AV5
GOTO 5
4 WRITE(*,*) '14.Реакції в кінематичних парах --- R12 R34 R05'
READ(*,*) R12K,R34K,R05K
WRITE(9,'(F7.2,F7.3,3F9.1)') W1CP,E1K,R12K,R34K,R05
CLOSE(UNIT=9,STATUS='KEEP')
5 CONTINUE
OPEN(UNIT=10,FILE='REZMD1D2')
WRITE(10,6) ICX,IVAR
WRITE(10,7)
WRITE(10,8) L1,L2,LS1,XO,YO,FI0,B1,DFI
WRITE(10,9)(LDI1(J),J=1,8)
IF(KP.EQ.13) GOTO 100
WRITE(10,101)(T11(J),J=1,8)
GOTO 104
100 WRITE(10,102)(T13(J),J=1,8)
104 WRITE(10,10)(LDI2(J),J=1,8)
WRITE(10,11) M1,M2,M3,M4,M5
WRITE(10,12) JO,JS2,JS3,JS4
WRITE(10,13)(P(J),J=1,13)
IF(KM.EQ.2) GOTO 14
WRITE(10,15) W1CP,E1K,AV5,KHOM,DELTA
GOTO 17
14 WRITE(10,16) W1CP,E1K,R12K,R34K,R05K,KHOM
6 FORMAT(15X,'СХЕМА - ',I2,10X,'ВАРІАНТ - ',I2/)
7 FORMAT(24X,'ВХІДНІ ДАНІ'/)
8 FORMAT(2X,'ВХОДК(' ,5F7.3,3F7.1, ' )')
9 FORMAT(2X,' LDI1(' ,4F7.3,2F7.3,2F7.1, ' )')
101 FORMAT(2X,' T11(' ,8F7.3, ' )')
102 FORMAT(2X,' T13(' ,8F7.3, ' )')
10 FORMAT(2X,' LDI2(' ,4F7.3,2F7.1,2F7.3, ' )')
11 FORMAT(2X,'M1 =',F5.1,2X,'M2 =',F5.1,2X,'M3 =',F5.1,
* 2X,'M4 =',F5.1,2X,'M5 =',F5.1)
12 FORMAT(2X,'JO =',F7.3,2X,'JS2 =',F6.3,2X,'JS3 =',F6.3,
* 2X,'JS4 =',F6.3)
13 FORMAT(2X,'P(' ,6F9.1/4X,7F9.1, ' )')
15 FORMAT(2X,'W1 =',F7.2,2X,'E1 =',F7.2,2X,'AV5 =',F7.4,
* 2X,'КОНТР.ПОЛ. - ',I2,2X,'DELTA =',F5.3)
16 FORMAT(2X,'W1CP =',F7.2,2X,'E1 =',F7.2,2X,'R12 =',F9.1,2X,

```

```

* 'R34=',F9.1,2X,'R05=',F9.1/2X,'КОНТР.ПОЛ. ',I2)
35  FORMAT(/5X,'РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ГЕОМЕТРИЧНИХ
* ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАН
* ІЗМУ')
17  G=9.81
    PI=3.14159
    GR=0.017453
    NP=13
    ALFA1=LDI2(5)
    CALF1=COS(ALFA1*GR)
    SALF1=SIN(ALFA1*GR)
    IF(DFI.LT.0.) ZHAK=1.
    IF(DFI.GT.0.) ZHAK=-1.
    DO 18 I=1,13
    FI1=DFI*(I-1)
    N=I-1
    CALL BXODK(L1,L2,XO,YO,FI0,B1,FI1,T1,T2)
    IF(KP.EQ.13) GOTO 19
    DO 20 M=1,8
    T13(M)=T1(M)
20  CONTINUE
    GOTO 21
19  DO 22 M=1,8
    T11(M)=T1(M)
22  CONTINUE
21  CALL DIADA1(LDI1,T11,T12,T13,T14,T15,S11,S12,ZV11,ZV12)
    IF(KP.EQ.13) GOTO 25
    DO 26 M=1,8
    T21(M)=T14(M)
26  CONTINUE
    GOTO 27
25  DO 28 M=1,8
    T21(M)=T15(M)
28  CONTINUE
27  CALL DIADA2(LDI2,T21,T22,T23,S21,S22,ZV21)
    DO 29 K=1,8
    SS11(I,K)=S11(K)
    SS12(I,K)=S12(K)
    SS21(I,K)=S21(K)
    SS22(I,K)=S22(K)
29  CONTINUE
    DO 30 K=1,3
    ZZV11(I,K)=ZV11(K)
    ZZV12(I,K)=ZV12(K)
    ZZV21(I,K)=ZV21(K)
30  CONTINUE
*
* РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ
*
    PJ(I)=JO+M2*S11(7)**2+M3*S12(7)**2+M4*S21(7)**2+
* M5*S22(7)**2+JS2*ZV11(2)**2+JS3*ZV12(2)**2+

```

```

* JS4*ZV21(2)**2
  PMG(I)=G*ZHAK*(M2*S11(4)+M3*S12(4)+M4*S21(4)+
* M5*S22(4))
  PMP(I)=P(I)*ABS(T22(7))
  PMSUM(I)=PMP(I)+PMG(I)
*
* РОЗРАХУНОК РЕАКЦІЙ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ
*
  IF(KM-2) 18,36,18
36  V5X1=(T22(3)*CALF1+T22(4)*SALF1)*W1CP
  IF(V5X1.EQ.0.) F5X1=P(I)
  IF((V5X1.GT.0..AND.P(I).GE.0.).OR.
* (V5X1.GT.0..AND.P(I).LE.0.)) F5X1=P(I)
  IF((V5X1.LT.0..AND.P(I).GE.0.).OR.
* (V5X1.LT.0..AND.P(I).LE.0.)) F5X1=-P(I)
  P2X=F5X1*CALF1
  P2Y=F5X1*SALF1
  CALL SAD2(T21,T22,T23,S21,S22,ZV21,ALFA1,M4,M5,JS4,W1,E1,
* 0.,0.,0.,P2X,P2Y,RI1X,RI1Y,RI1,RT12X,RT12Y,RT12,RJ2,
* FIH4X,FIH4Y,FIH5X,FIH5Y,MIHD2)
  R05(I)=RJ2
  R45X(I)=RT12X
  R45Y(I)=RT12Y
  R45(I)=RT12
  R34X(I)=RI1X
  R34Y(I)=RI1Y
  R34(I)=RI1
  IF(KP.EQ.13) GOTO 31
  F2X=0.
  F2Y=0.
  MOM2=0.
  F1X=-R34(I)
  F1Y=-R34Y(I)
  GOTO 32
31  F1X=0.
  F1Y=0.
  MOM1=0.
  F2X=-R34X(I)
  F2Y=-R34Y(I)
32  CALL SAD1(T11,T12,T13,T14,T15,S11,S12,ZV11,ZV12,
* M2,M3,JS2,JS3,W1,E1,F1X,F1Y,0.,F2X,F2Y,0.,
* RI1X,RI1Y,RI1,RT12X,RT12Y,RT12,RJ2X,RJ2Y,RJ2,
* FIH2X,FIH2Y,FIH3X,FIH3Y,MIHD1)
  IF(KP.EQ.11) GOTO 88
  R03X(I)=RJ2X
  R03Y(I)=RJ2Y
  R03(I)=RJ2
  R23X(I)=RT12X
  R23Y(I)=RT12Y
  R23(I)=RT12
  R12X(I)=RI1X

```

```

R12Y(I)=RI1Y
R12(I)=RI1
GOTO 89
88 R12(I)=RJ2
R12Y(I)=RJ2Y
R12X(I)=RJ2X
R23(I)=RT12
R23Y(I)=RT12Y
R23X(I)=RT12X
R03(I)=RI1
R03Y(I)=RI1Y
R03X(I)=RI1X
*
* СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВХІДНОЇ ЛАНКИ
*
89 F1=(DFI*N+FI0)*GR
MIH1=-E1(I)*JO
FIH1X=-M1*W1CP**2*LS1*COS(PI+F1)
FIH1Y=-M1*W1CP**2*LS1*SIN(PI+F1)
MIHSUM(I)=MIHD1+MIHD2+MIH1-FIH1X*LS1*SIN(F1)-FIH2X*
*(S11(2)-YO)-FIH3X*(S12(2)-YO)-FIH4X*(S21(2)-YO)-
*FIH5X*(S22(2)-YO)+FIH1Y*LS1*COS(F1)+FIH2Y*(S11(1)-XO)+
*FIH3Y*(S12(1)-XO)+FIH4Y*(S21(1)-XO)+FIH5Y*(S22(1)-XO)
FISUMX(I)=FIH1X+FIH2X+FIH3X+FIH4X+FIH5X
FISUMY(I)=FIH1Y+FIH2Y+FIH3Y+FIH4Y+FIH5Y
M3P(I)=-MIH1-(-R12Y(I))*L1*COS(F1)+(-R12X(I))*L1*SIN(F1)
R01X(I)=R12X(I)
R01Y(I)=R12Y(I)+M1*G
R01(I)=SQRT(R01X(I)**2+R01Y(I)**2)
18 CONTINUE
*
* ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНУ РУХУ ГОЛОВНОГО ВАЛУ МАШИНИ
*
IF(KM-2) 49,33,59
59 WRITE(*,240)
READ(*,*) MT
CALL AD1(PJ,PMSUM,W1CP,DELTA,NP,J3BSPL,M3BSPL,
* MDB,A,DT,W1,E1,JM)
WRITE(10,220)
WRITE(10,225)
DO 69 L=1,37
FF1=(L-1)*10.
WRITE(10,228) FF1,J3BSPL(L),M3BSPL(L),A(L),DT(L),W1(L),E1(L)
69 CONTINUE
WRITE(10,230) JM
IF(MT.EQ.1) WRITE(10,232) MDB
IF(MT.EQ.2) WRITE(10,234) MDB
WRITE(10,236) W1CP,DELTA
236 FORMAT(2X,'Середня кутова швидкість головного валу машини W1cp=',
* F6.2/2X,'Коефіцієнт нерівномірності ходу машини DELTA=',

```

```

* F5.3//)
230 FORMAT(/2X,'Момент інерції маховика  Jm =',F6.2)
232 FORMAT(2X,'Зведений момент рушійних сил  Mp =',F10.2)
234 FORMAT(2X,'Зведений момент сил опору  Mo =',F10.2)
220 FORMAT(//6X,'РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНУ
* РУХУ ГОЛОВНОГО ВАЛУ МАШИНИ//)
225 FORMAT(4X,'F1',6X,'J3B',6X,'M3BSUM',7X,'A',9X,'DT',
* 6X,'W1',7X,'E1')
228 FORMAT(2X,F5.1,2X,F8.4,3F10.1,2X,F7.3,2X,F7.3)
240 FORMAT(15X,'ЯКИЙ МЕХАНІЗМ ДОСЛІДЖУЄТЕ?'
* /5X,'Якщо механізм робочої машини,то введіть цифру ----- 1'
* /5X,'Якщо механізм машини-двигуна,то введіть цифру ----- 2')
GOTO 50

*
* ВІВІД НА ДРУК ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ
*
49 AV5KOH=SS22(KHOM+1,7)
IF(ABS(AV5KOH).LT.1E-6) AV5KOH=1E-6
POX1=(AV5KOH-AV5)*100./AV5KOH
IF(ABS(POX1).LT.10..OR.ICX.EQ.141) GOTO 34
WRITE(10,46)
GOTO 50
34 WRITE(10,35)
WRITE(10,37)
DO 38 L=1,13
F1=FI0+(L-1)*DFI
IF(F1.LT.0.) F1=360.+F1
ZZV21(L,1)=ZZV21(L,1)/GR
ZZV11(L,1)=ZZV11(L,1)/GR
ZZV12(L,1)=ZZV12(L,1)/GR
IF(KP-13) 133,134,133
134 WRITE(10,43) L-1,F1,ZZV11(L,1),ZZV12(L,1),ZZV21(L,1),
* ZZV11(L,2),ZZV12(L,2),ZZV21(L,2),SS11(L,5)
GOTO 38
133 WRITE(10,43) L-1,F1,ZZV12(L,1),ZZV11(L,1),ZZV21(L,1),
* ZZV12(L,2),ZZV11(L,2),ZZV21(L,2),SS12(L,5)
38 CONTINUE
WRITE(10,39)
DO 40 L=1,13
IF(KP-13) 130,131,130
131 WRITE(10,44) L-1,SS11(L,6),SS12(L,5),SS12(L,6),
* SS21(L,5),SS21(L,6),SS22(L,5),SS22(L,6)
GOTO 40
130 WRITE(10,44) L-1,SS12(L,6),SS11(L,5),SS11(L,6),
* SS21(L,5),SS21(L,6),SS22(L,5),SS22(L,6)
40 CONTINUE
WRITE(10,200)
DO 199 I=1,13
IF(KP.EQ.11) GOTO 202
WRITE(10,201) I-1,SS11(I,3),SS11(I,4),SS12(I,3),SS12(I,4),
* SS21(I,3),SS21(I,4),SS22(I,3),SS22(I,4)

```



```

      GOTO 199
202  WRITE(10,201) I-1,SS12(I,3),SS12(I,4),SS11(I,3),
      * SS11(I,4),SS21(I,3),SS21(I,4),SS22(I,3),SS22(I,4)
199  CONTINUE
      WRITE(10,41)
      WRITE(10,47)
      DO 42 I=1,13
      IF(KP-13) 135,136,135
136  WRITE(10,45) I-1,ZZV11(I,3),ZZV12(I,3),
      * ZZV21(I,3),SS22(I,7),PJ(I),PMP(I),PMG(I)
      GOTO 42
135  WRITE(10,45) I-1,ZZV12(I,3),ZZV11(I,3),
      * ZZV21(I,3),SS22(I,7),PJ(I),PMP(I),PMG(I)
42   CONTINUE
      WRITE(10,77)
      GOTO 50
*
*   ВИВІД НА ДРУК РЕЗУЛЬТАТІВ СИЛОВОГО АНАЛІЗУ
*
33   R05КОН=ABS(R05(КНОМ+1))
      R34КОН=ABS(R34(КНОМ+1))
      R12КОН=ABS(R12(КНОМ+1))
      IF(R05КОН.LT.0.001) R05КОН=1E-6
      IF(R34КОН.LT.0.001) R34КОН=1E-6
      IF(R12КОН.LT.0.001) R12КОН=1E-6
      POXS1=(R05КОН-ABS(R05K))*100./R05КОН
      POXS2=(R34КОН-ABS(R34K))*100./R34КОН
      POXS3=(R12КОН-ABS(R12K))*100./R12КОН
      IF(ABS(POXS1).LT.10..OR.ABS(POXS2).LT.10..OR.
      * ABS(POXS3).LT.10..OR.ICX.EQ.141) GOTO 74
      WRITE(10,75)
      GOTO 50
74   WRITE(10,60)
63   WRITE(10,62)
      DO 67 I=1,13
      WRITE(10,66) I-1,R05(I),R45X(I),R45Y(I),R45(I),
      * R34X(I),R34Y(I),R34(I)
67   CONTINUE
64   WRITE(10,68)
      DO 70 I=1,13
      WRITE(10,66) I-1,R03X(I),R03Y(I),R03(I),R23X(I),R23Y(I),R23(I)
70   CONTINUE
      WRITE(10,71)
      DO 72 I=1,13
      WRITE(10,73) I-1,R12X(I),R12Y(I),R12(I),R01X(I),
      * R01Y(I),R01(I),M3P(I)
72   CONTINUE
      WRITE(10,80)
      CAL1=COS(ALFA1*GR)
      SAL1=SIN(ALFA1*GR)
      ST220=SS22(1,1)*CAL1+SS22(1,2)*SAL1

```

```

DO 81 L=1,13
F1=FI0+(L-1)*DFI
XS1=XO+LS1*COS(F1)
YS1=YO+LS1*SIN(F1)
YS=(YS1*M1+SS11(L,2)*M2+SS12(L,2)*M3+SS21(L,2)*M4+
*SS22(L,2)*M5)/(M1+M2+M3+M4+M5)
XS=(XS1*M1+SS11(L,1)*M2+SS12(L,1)*M3+SS21(L,1)*M4+
*SS22(L,1)*M5)/(M1+M2+M3+M4+M5)
ST22J=SS22(L,1)*CAL1+SS22(L,2)*SAL1
ST22=ST22J-ST220
WRITE(10,82) L-1,ST22,XS,YS,FISUMX(L),FISUMY(L),MIHSUM(L)
81 CONTINUE
WRITE(10,78)
WRITE(*,*) '----- РОБОТА ПРОГРАМИ MD1D2 ЗАКІНЧЕНА -----'
WRITE(*,*) 'РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАПИСАНІ
* У ФАЙЛ --- REZMD1D2'
75 FORMAT(/2X,'СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ВИКОНАНИЙ
* З НЕДОПУСТИМОЮ ПОХИБКОЮ')
73 FORMAT(2X,I2,7F10.1)
71 FORMAT(/3X,'N',4X,'R12X',6X,'R12Y',7X,'R12',6X,'R01X',6X,
* 'R01Y',7X,'R01',7X,'M3P'/)
80 FORMAT(/3X,'N',6X,'S',7X,'XS',7X,'YS',6X,'FIXSUM',
* 4X,'FIYSUM',4X,'MIHSUM'/)
82 FORMAT(2X,I2,3F9.4,3F10.1)
66 FORMAT(2X,I2,7F10.1)
68 FORMAT(/3X,'N',4X,'R03X',6X,'R03Y',6X,'R03',6X,'R23X',6X,
* 'R23Y',7X,'R23'/)
60 FORMAT(/15X,'РЕЗУЛЬТАТИ СИЛОВОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМУ')
62 FORMAT(/3X,'N',5X,'R05',6X,'R45X',6X,'R45Y',7X,'R45',
* 6X,'R34X',6X,'R34Y',7X,'R34'/)
37 FORMAT(/3X,'N',3X,'FI1',4X,'FI2',4X,'FI3',4X,'FI4',
* 5X,'AW2',5X,'AW3',5X,'AW4',4X,'AS2X'/)
39 FORMAT(/3X,'N',4X,'AS2Y',5X,'AS3X',5X,'AS3Y',
* 5X,'AS4X',5X,'AS4Y',5X,'AS5X',5X,'AS5Y'/)
44 FORMAT(2X,I2,8F9.4)
43 FORMAT(2X,I2,4F7.1,4F8.4)
45 FORMAT(2X,I2,4(1X,F7.4),2X,F7.3,2(1X,F10.2))
41 FORMAT(/5X,'ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ МЕХАНІЗМУ І
* ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ СИЛ ОПОРУ')
47 FORMAT(/2X,'N',5X,'AE2',5X,'AE3',5X,'AE4',5X,'AV5',
* 7X,'PJ',7X,'PMP',8X,'PMG'/)
46 FORMAT(/2X,'АНАЛОГ ШВИДКОСТІ ЛАНКИ 5 ОБЧИСЛЕНО
* НЕТОЧНО')
249 FORMAT(/15X,'СТАРТУВАЛА ПРОГРАМА MD1D2'////
* /5X,'Кінематичний і силовий аналіз шестиланкового важільного'
* /7X,'механізму з структурними групами 1-го та 2-го видів'/////////)
77 FORMAT(/2X,'FI1,FI2,FI4-кути в градусах,які визначають положення
* ланок 1,2,4'/2X,'AW2,AW4 - аналог кутової швидкості ланок 2,4'
* /2X,'AE2,AE4 - аналог кутового прискорення ланок 2,4'/
* 2X,'AS2X,AS2Y,AS3X,AS3Y,...- проекції аналогів прискорень центрів
* мас'/26X,'ланок 2,3,..., м/рад2'/2X,'AV3,AV5 - аналоги швидкостей

```

```

* ланок 3,5, м/рад'/2X,'PJ - зведений момент інерції машини,кг*м2'/
* 2X,'PMP,PMG-зведений момент сил корисного опору і сил ваги ланок')
78  FORMAT(/2X,'RIJX,RIJY,RIJ - проєкції та повна реакція в кінематичн
* ій парі'/18X,'між і-ю та j-ю ланками,Н'/
* 2X,'МЗР - зрівноважуючий момент,Нм'/2X,'FIXSUM,FIYSUM - проєкції
* головного вектора сил інерції,Н'/2X,'MIHSUM - головний момент сил
* інерції,Нм'/2X,'XS,YS - координати центра мас механізму,м'/
* 2X,'S - переміщення повзуна,м')
58  FORMAT(I2,F9.4,1X,F10.2,2F8.3)
200 FORMAT(/3X,'N',4X,'AVS2X',4X,'AVS2Y',4X,'AVS3X',4X,'AVS3Y',4X,
* 'AVS4X',4X,'AVS4Y',4X,'AVS5X',4X,'AVS5Y'/)
201 FORMAT(2X,I2,8F9.4)
50  STOP
END
FUNCTION AT(X,Y)
GR=0.017453
IF(X.GT.0.AND.Y.GE.0.) AT=ATAN(Y/X)/GR
IF(X.LT.0.AND.Y.GE.0.) AT=180.+ATAN(Y/X)/GR
IF(X.LT.0.AND.Y.LE.0.) AT=180.+ATAN(Y/X)/GR
IF(X.GT.0.AND.Y.LE.0.) AT=360.+ATAN(Y/X)/GR
IF(X.EQ.0.AND.Y.GT.0.) AT=90.
IF(X.EQ.0.AND.Y.LT.0.) AT=270.
RETURN
END
FUNCTION SEVAL(N,U,X,Y,B,C,D)
DIMENSION X(37),Y(37),B(37),C(37),D(37)
I=1
IF(I.GE.N) I=1
IF(U.LT.X(I)) GOTO 10
IF(U.LE.X(I+1)) GOTO 30
10  I=1
J=N+1
20  K=(I+J)/2
IF(U.LT.X(K)) J=K
IF(U.GE.X(K)) I=K
IF(J.GT.I+1) GOTO 20
* Обчислення сплайна
30  DX=U-X(I)
SEVAL=Y(I)+DX*(B(I)+DX*(C(I)+DX*D(I)))
RETURN
END

```

Значення евольвентної функції $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$

α°	Пор.	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
15	0,00	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,00	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16295	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23044	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40397	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48512	49064	49518	49976	50437	50901	51363	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57225	57736	58249	58765	59285
31	0,0	58809	60353	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81087	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631

Література

1. Акулич В.К., Анцилорович П.П., Астахов Э.И. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - Минск: Высшая школа, 1986. - 285 с.
2. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975. - 640 с.
3. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Бочаров Г.С. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. - М.: Машгиз, 1963.
4. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. - М.: Наука, 1981. - 710 с.
5. Заблонский К.И., Белоконов И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин. - К.: Вища школа, 1989. - 370 с.
6. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. - М.: Физматгиз, 1974. -
7. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 590 с.
8. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. - К.: Вища школа, 1987. - 206 с.
9. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Кореняко А.С., Кременштейн Л.И., Петровский С.Д. и др.; Под редакцией А.С.Кореняко. - К.: Вища школа, 1970. - 330 с.
10. Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории механизмов и машин с использованием ЭВМ / Ашавский А.М., Балабанов В.Ф., Вольперт А.Я. и др.; Под редакцией А.М.Ашавского. - М.: Машиностроение, 1983. - 150 с.
11. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1979. - 590 с.
12. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1984. - 430 с.
13. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1986. - 295 с.
14. Теория механизмов и машин / Фролов К.В., Попов С.В., Мусатов А.К. и др.; Под редакцией К.В.Фролова. - М.: Высшая школа, 1987. - 496 с.
15. Теория механизмов и машин. Проектирование / Под редакцией О.И.Кульбачного. - М.: Высшая школа, 1970. - 280 с.
16. Трение, изнашивание и смазка. Справочник / Под редакцией И.В.Крагельского и В.В.Алишина. - М.: Машиностроение, 1978. - 399 с.

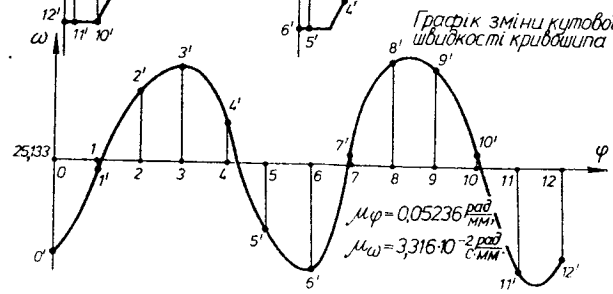
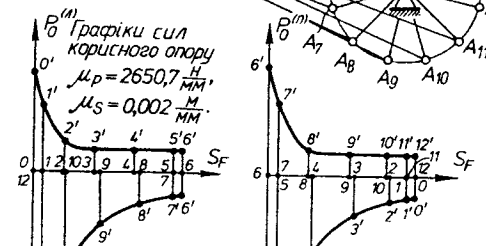
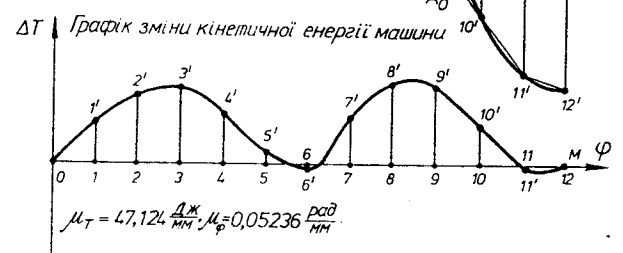
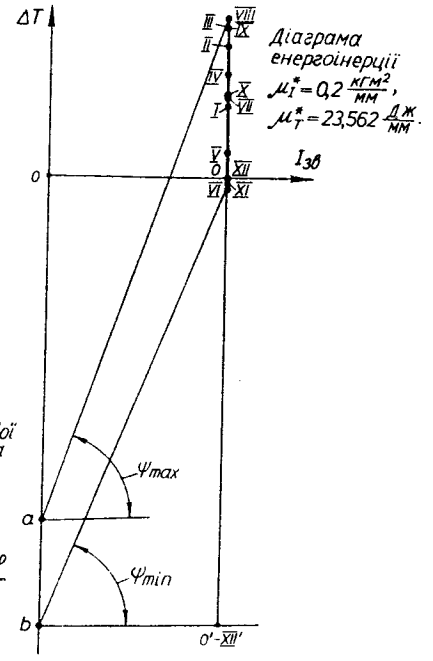
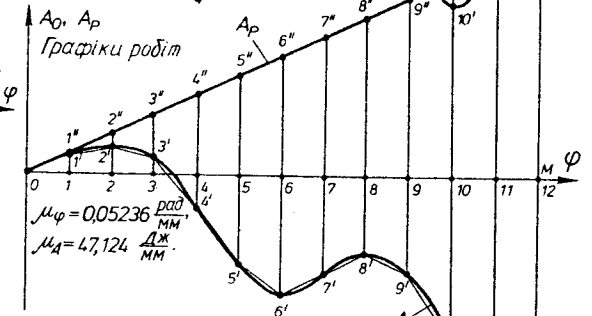
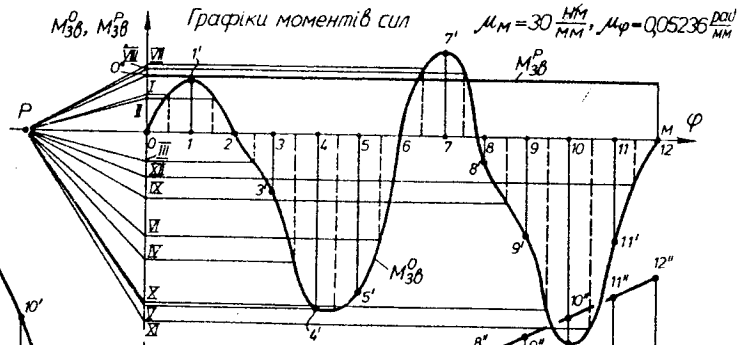
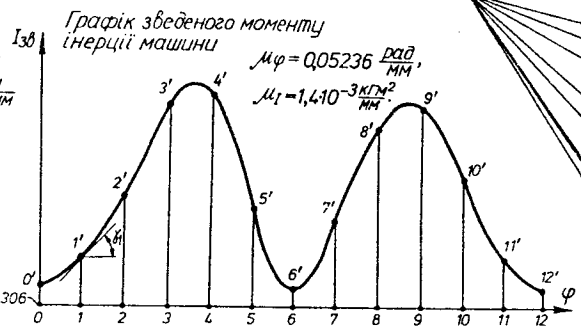
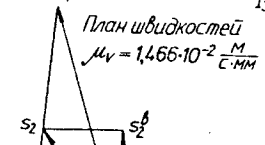
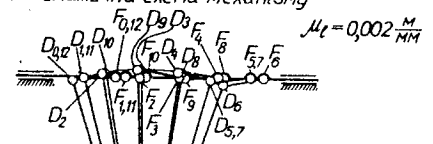
ЗМІСТ

Передмова	3
1. Структура і об'єм курсового проекту.....	4
2. Проектування важільних механізмів	9
3. Визначення геометричних характеристик важільних механізмів	19
3.1. Основні задачі кінематичного аналізу.....	19
3.2. Визначення геометричних і кінематичних характеристик механізму.....	19
3.3. Методика визначення геометричних характеристик важільних механізмів 2-го класу.....	21
3.3.1. Вхідна ланка.....	21
3.3.2. Структурна група 1-го виду	24
3.3.3. Структурна група 2-го виду	28
3.3.4. Структурна група 3-го виду	31
3.3.5. Структурна група 4-го виду	33
3.3.6. Структурна група 5-го виду	36
3.4. Визначення геометричних характеристик шестиланкового механізму з використанням стандартних підпрограм.....	38
4. Визначення закону руху машини при усталеному режимі її роботи	45
4.1. Побудова кінематичної схеми важільного механізму	45
4.2. Визначення сил, прикладених до ланок механізму	47
4.3. Розрахунок зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і зведеного моменту інерції машини без застосування ЕОМ.....	51
4.4. Розрахунок зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і інерції машини з застосуванням ЕОМ.....	56
4.5. Побудова графіків зведених моментів сил опору (рушійних сил), сил ваги і графіків робіт	62
4.6. Побудова графіків приросту кінетичної енергії, зведеного моменту інерції машини і діаграми енергоінерції	67
4.7. Визначення по діаграмі енергоінерції моменту інерції маховика і кутової швидкості вхідної ланки машини	69
4.8. Побудова графіка зміни кутової швидкості вхідної ланки машини	71
5. Кінематичний і силовий аналіз важільних механізмів	73
5.1. Побудова планів швидкостей і прискорень	73
5.2. Визначення швидкостей і прискорень ланок механізму аналітичним методом	83
5.3. Послідовність силового розрахунку механізмів графоаналітичним методом	86
5.4. Силовий розрахунок окремих структурних груп і вхідної ланки	88
5.5. Приклад силового аналізу механізму.....	96
5.6. Розрахунок структурних груп аналітичним методом	99

5.7. Побудова годографів реакцій в кінематичних парах	107
5.8. Визначення незрівноважених сил інерції.....	108
6. Визначення к.к.д. машини, зносу в елементах кінематичних пар	110
6.1. Механічний коефіцієнт втрат і коефіцієнт корисної дії машини	110
6.2. Визначення діаметра осей в обертальних кінематичних парах	111
6.3. Сили і моменти сил тертя в кінематичних парах	111
6.4. Втрати енергії на тертя в кінематичних парах	112
6.5. Коефіцієнт корисної дії важільного механізму	115
6.6. Коефіцієнт корисної дії зубчастого механізму	116
6.7. Побудова годографів реакцій в кінематичних парах	118
6.8. Визначення зносу в кінематичних парах	120
6.9. Знос елементів обертальних кінематичних пар	121
6.10. Знос елементів поступальних кінематичних пар	123
7. Геометричний синтез зубчастої евольвентної циліндричної прямозубої передачі.....	126
7.1. Алгоритми синтезу зубчастої передачі	126
7.2. Блок-схема програми оптимізаційного синтезу зубчастої передачі для ЕОМ	130
7.3. Приклад синтезу евольвентної зубчастої передачі.....	134
7.4. Викреслювання зачеплення зубчастих коліс з вказівкою основних розмірів і елементів коліс і передачі	138
8. Синтез планетарного редуктора	142
8.1. Вихідні дані і умови синтезу редуктора	142
8.2. Алгоритми синтезу	144
8.2.1. Алгоритм синтезу без застосування ЕОМ	144
8.2.2. Алгоритм синтезу редуктора з застосуванням ЕОМ без оптимізації його розмірів	145
8.2.3. Алгоритм оптимізаційного синтезу редуктора з застосуванням ЕОМ	150
8.3. Приклад оптимізаційного синтезу планетарного редуктора	153
8.4. Викреслювання спроектованого редуктора, побудова плану швидкостей і перевірка його передаточного відношення	154
9. Синтез кулачкових механізмів.....	157
9.1. Загальні відомості про кулачкові механізми	157
9.2. Закони руху вихідної ланки кулачкового механізму	161
9.3. Визначення переміщень, аналогів швидкостей і прискорень вихідної ланки кулачкового механізму	162
9.4. Визначення основних розмірів кулачкового механізму з умови обмеження кута тиску	167
9.5. Визначення основних розмірів кулачкового механізму з умови опуклості профілю кулачка	169
9.6. Проектування кулачкових механізмів з використанням ЕОМ.....	171

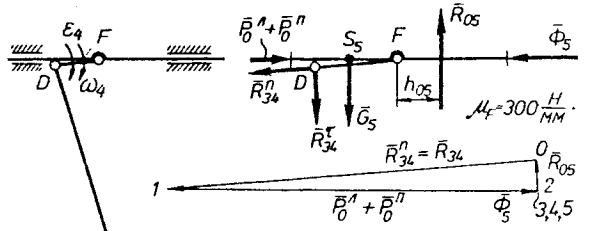
9.7. Проектування і побудова профілю кулачка	176
10. Синтез системи керування механізмами машини-автомата.....	179
10.1. Основні поняття і завдання проектування	179
10.2. Проектування системи керування " за часом".....	181
10.3. Побудова тактограми і перевірка її реалізованості	185
10.4. Побудова таблиці включень. Запис формул включення і їх спрощення.....	186
10.5. Побудова схеми системи керування "за шляхом" на пневматичних елементах.....	188
10.6. Побудова схеми системи керування "за шляхом" на електромагнітних елементах	191
11. Приклад виконання курсового проекту	193
11.1. Завдання на курсовий проект	193
11.2. Проектування важільного механізму машини і визначення закону її руху при усталеному режимі роботи	196
11.3. Кінематичний і силовий аналіз важільного механізму	217
11.4. Визначення коефіцієнта корисної дії механізму і зносу в елементах кінематичних пар	235
11.5. Синтез зубчастої передачі і планетарного механізму	242
11.6. Проектування кулачкового механізму	249
11.7. Синтез системи керування механізмами машини-автомата	254
12. Завдання на курсовий проект	261
Додаток 1	297
Додаток 2	306
Додаток 3	310
Додаток 4	320
Додаток 5	326
Додаток 6	337
Додаток 7	347
Література.....	348

Кінематична схема механізму

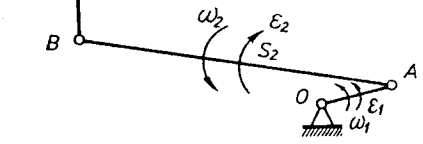
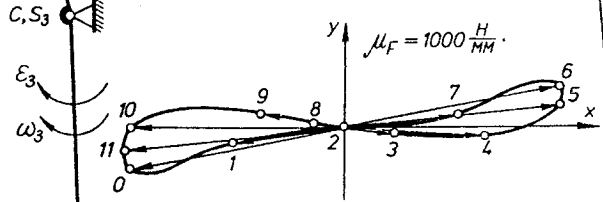


Визначення закону руху машини при усталеному режимі роботи

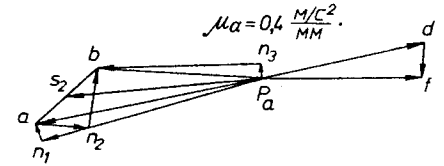
Група 4-5 $\mu_l = 0,001 \frac{M}{MM}$



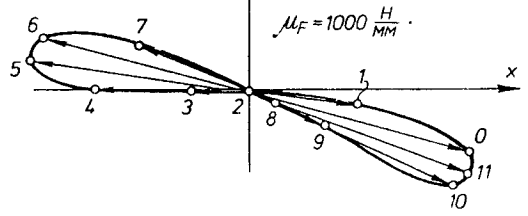
Годографи реакцій R_{34}, R_{45}



План прискорень

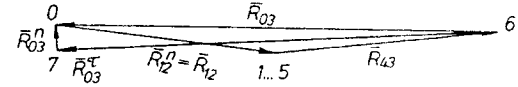


Годографи реакцій R_{01}, R_{12}, R_{23}



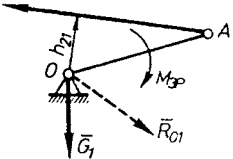
Група 2-3

$\mu_F = 500 \frac{H}{MM}$

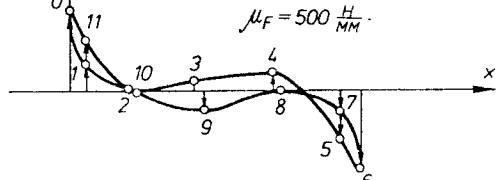


Вхідна ланка

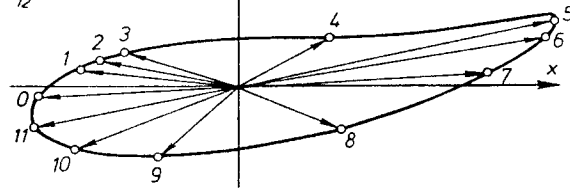
$\mu_l = 0,001 \frac{M}{MM}$



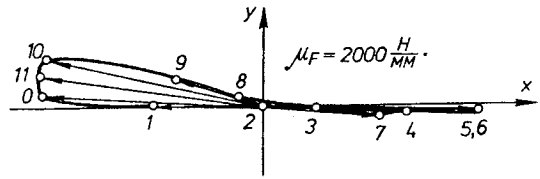
Годограф реакції R_{03}



Годограф результуючої сили інерції $\mu_F = 1 \frac{H}{MM}$



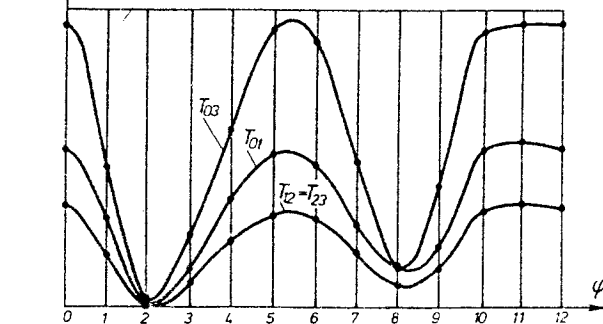
Годограф реакції R_{03}



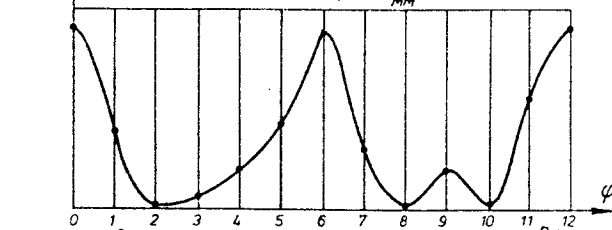
Кінематичний і силовий аналіз механізму

(ліст 2)

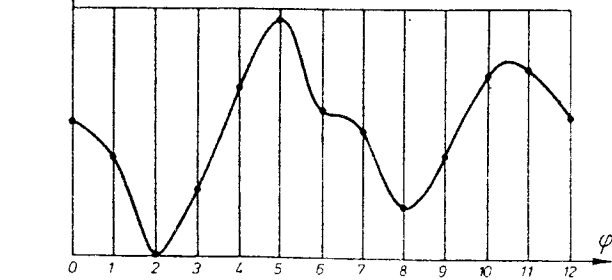
Діаграма моментів сил тертя в обертових кінематичних парах $\mu_T = 1 \frac{H \cdot M}{M \cdot M}$



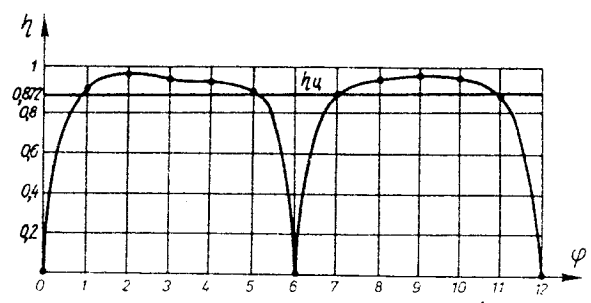
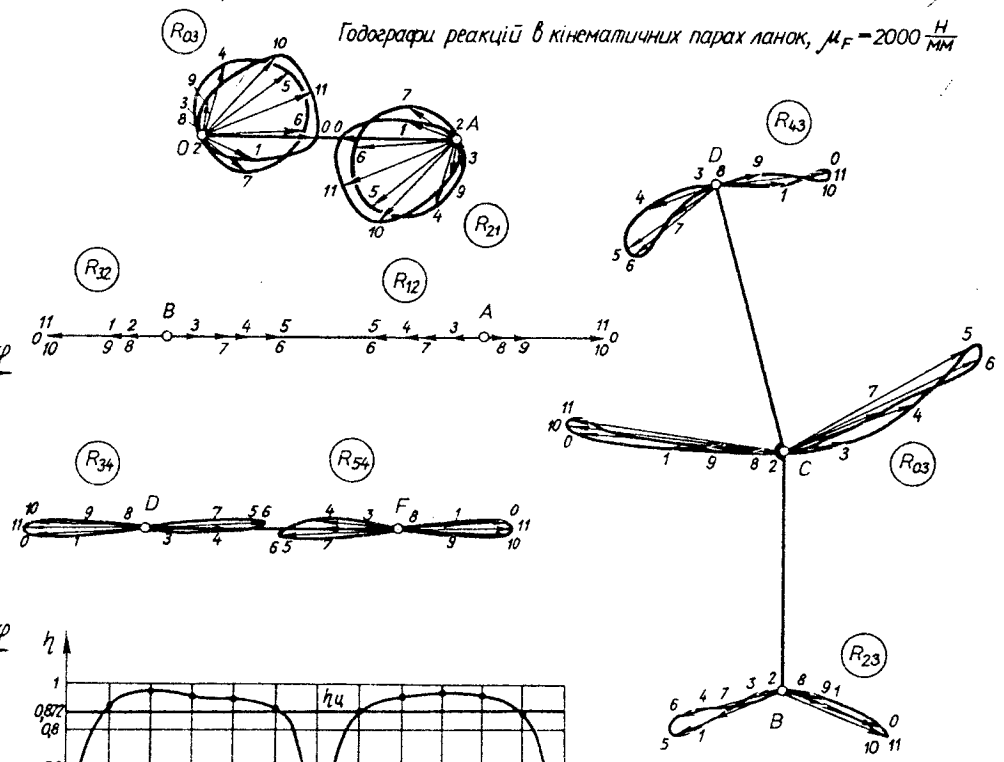
Діаграма сили тертя в поступальній парі $\mu_F = 34 \frac{H}{M \cdot M}$



Діаграма потужностей сил тертя $\mu_p = 200 \frac{W \cdot M}{M \cdot M}$



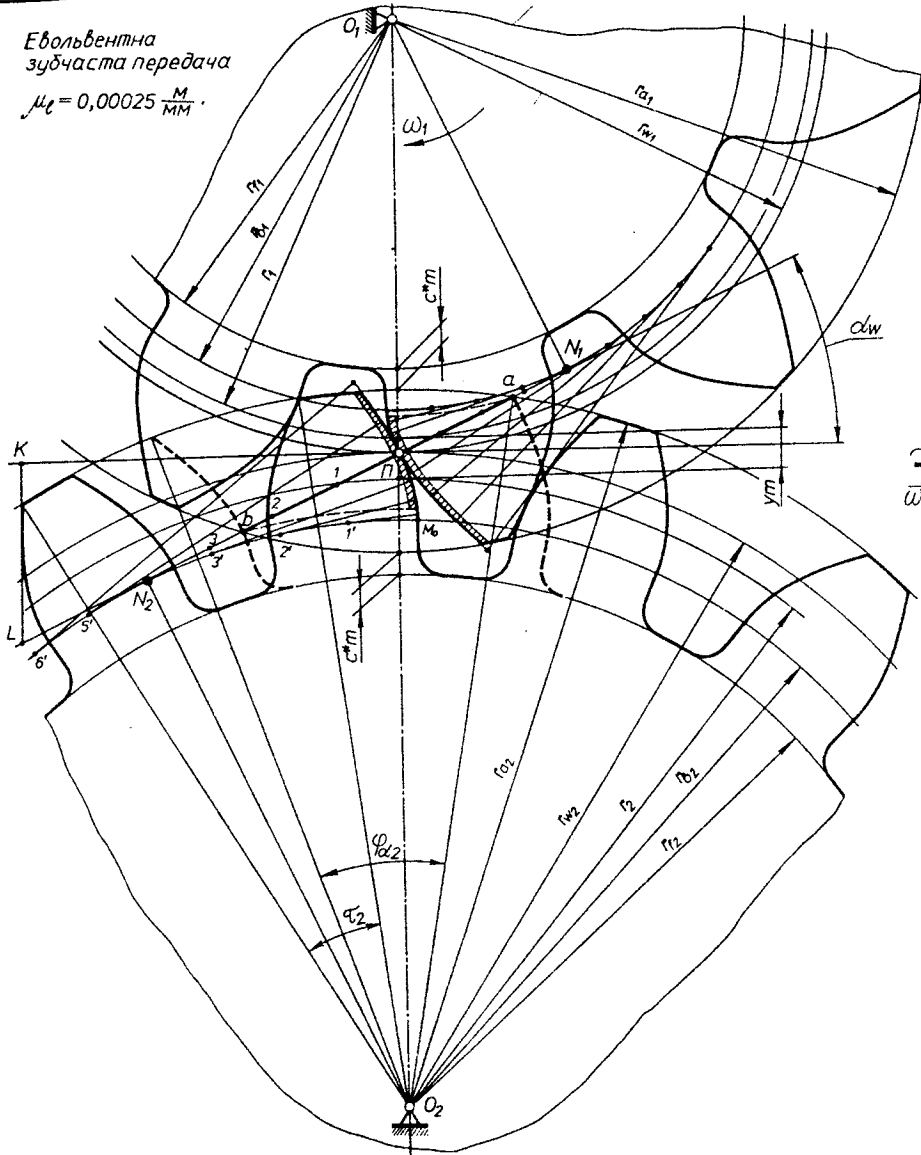
Годографи реакцій в кінематичних парах ланок, $\mu_F = 2000 \frac{H}{M \cdot M}$



Визначення к.к.д. машини і зносу в елементах кінематичних пар

Евольвентна
зубчаста передача

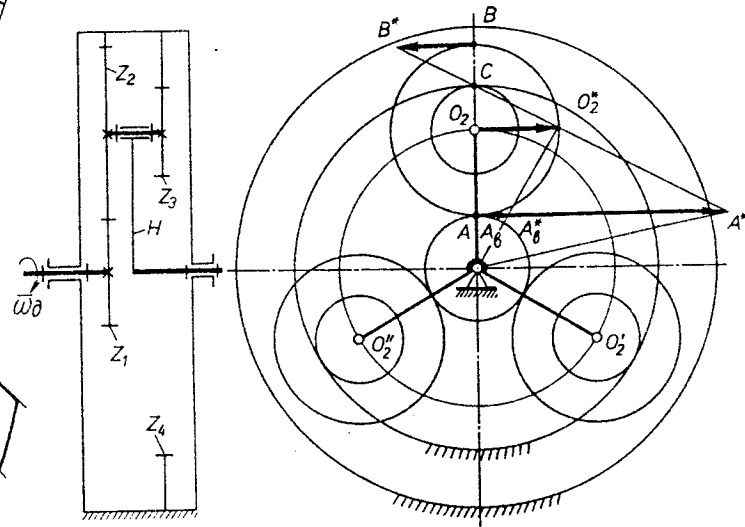
$$\mu_t = 0,00025 \frac{M}{MM}$$



Кінематична схема і план швидкостей планетарного редуктора

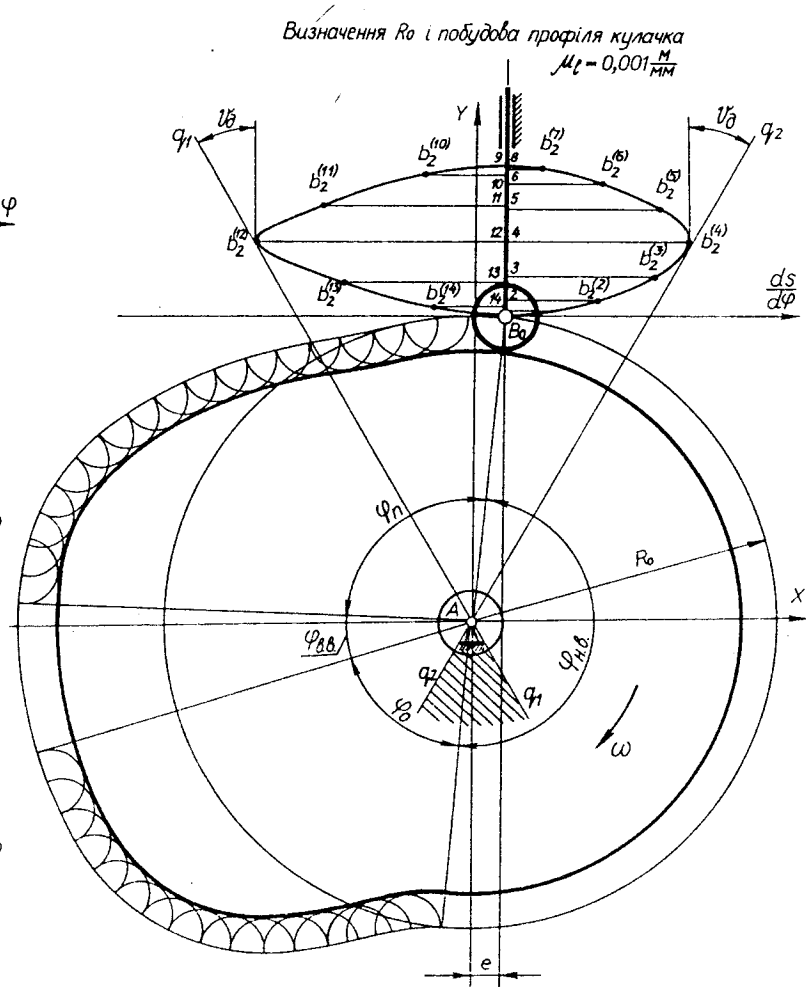
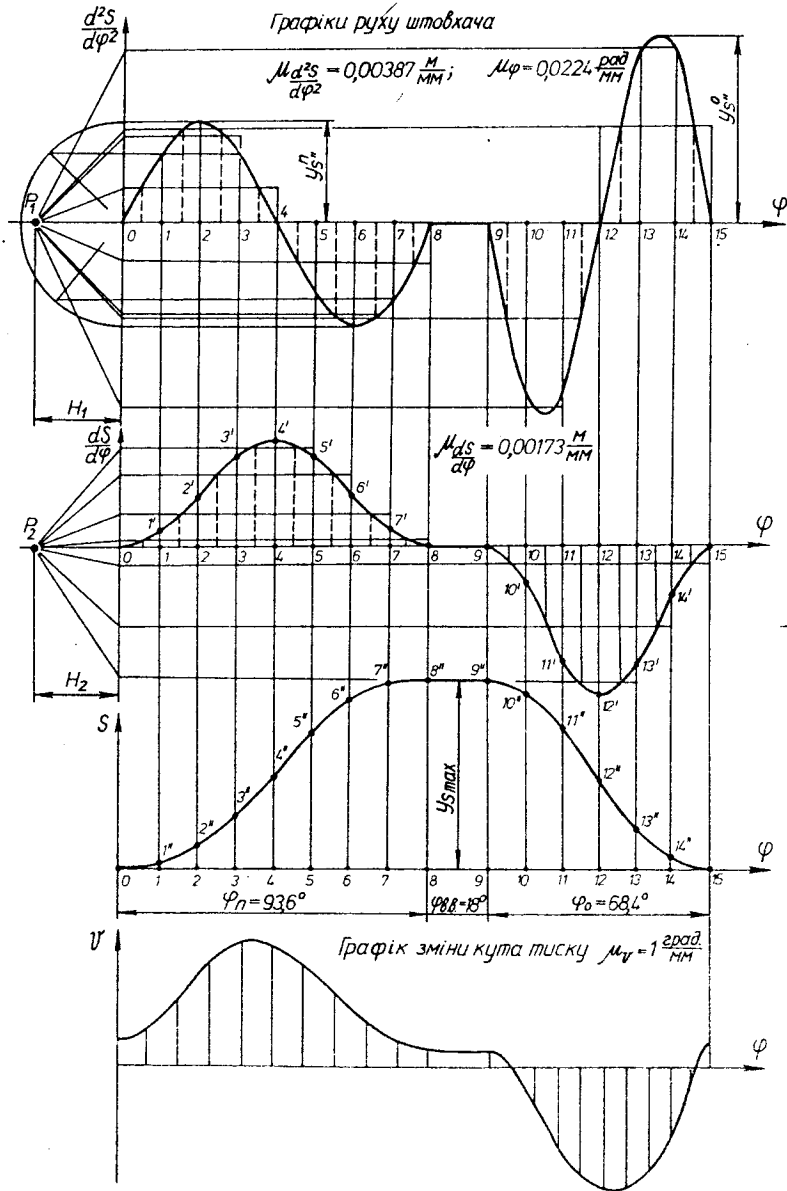
$$\mu_p = 0,001 \frac{M}{MM}$$

$$\mu_v = 6,158 \cdot 10^{-2} \frac{M}{C \cdot MM}$$



Синтез зубчастієї передачі і
планетарного механізму

(лист 4)



Циклограма

Механізми	Такти руху					
	1	2	3	4	5	6
M1	↑	↓	↑	↓	↑	↓
M2	↓	↑	↓	↑	↓	↑
M3	↑	↓	↑	↓	↑	↓

100° 153° 201° 254° 307° 360°

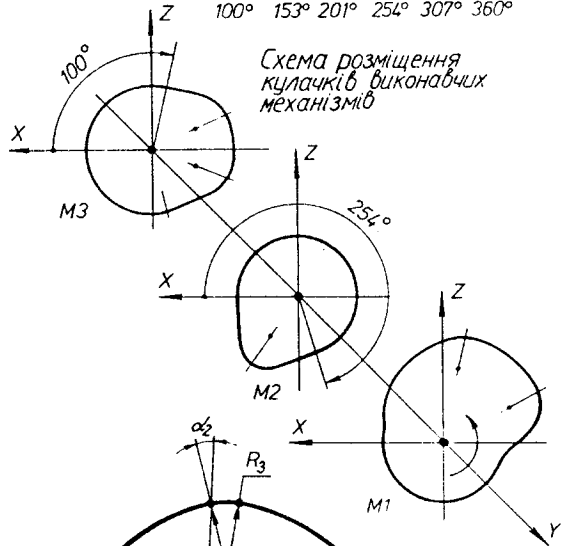


Схема розміщення кулачків виконавчих механізмів

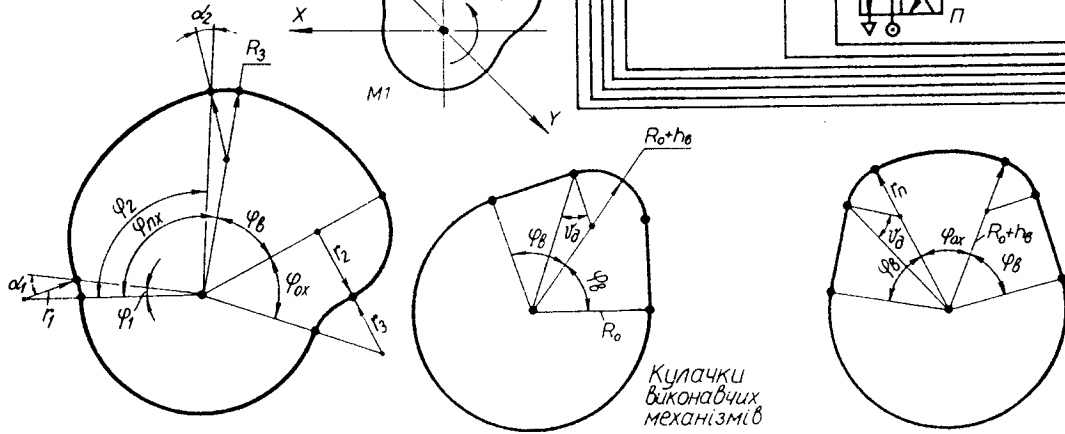
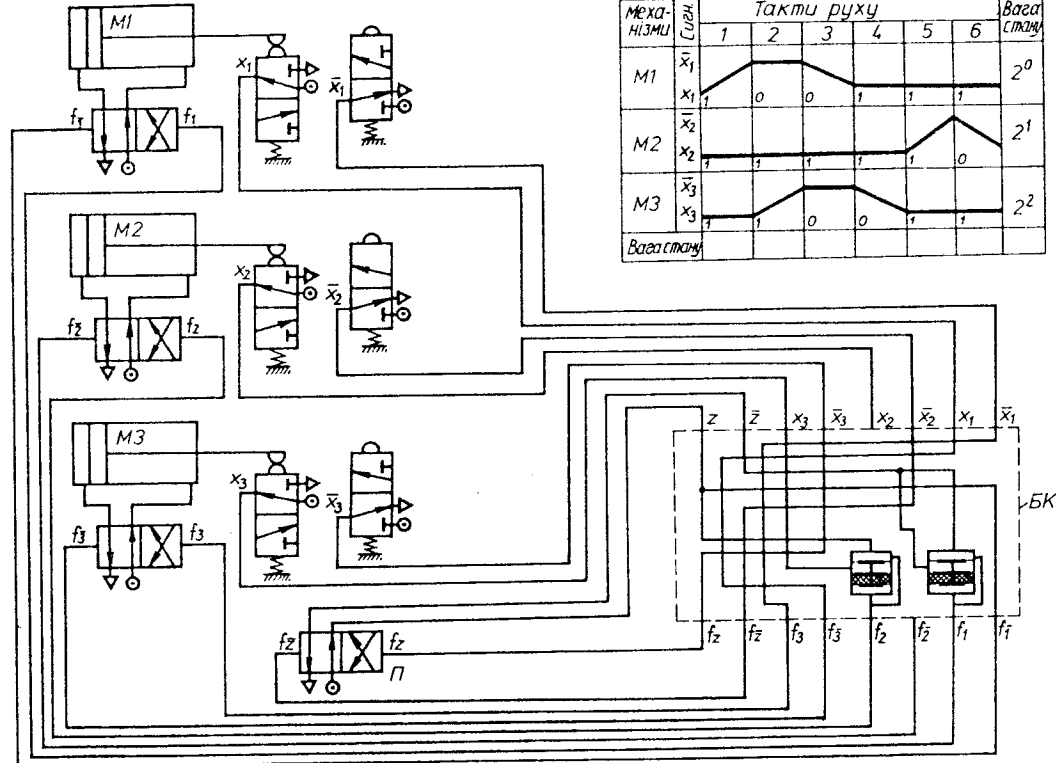


Схема системи керування „за шляхом“ на пневмоелементах



Тактограма

Механізми	Сигн	Такти руху						Вага ступ
		1	2	3	4	5	6	
M1	\bar{x}_1	↑	↓	↑	↓	↑	↓	2 ⁰
M2	x_2	↓	↑	↓	↑	↓	↑	2 ¹
M3	\bar{x}_3	↑	↓	↑	↓	↑	↓	2 ²
Вага ступ								

Синтез системи керування механізмами машини-автомата

ПІСЛЯМОВА

Теорія механізмів і машин — одна із найважливіших наукових дисциплін, яку вивчають майбутні інженери-механіки, що займатимуться виготовленням, експлуатацією нових машин і особливо їх проектуванням для найрізноманітніших галузей народного господарства.

Створення сучасних високопродуктивних, надійних і енергоекономічних машин є неможливим без використання найновіших досягнень із області цілого ряду наукових дисциплін і в першу чергу — теорії механізмів і машин.

Як наука теорія механізмів і машин виникла в кінці XVIII століття в Англії, Франції і Німеччині, де уже в той час досить широко використовувалось машинне виробництво. Потреби цього виробництва спонукали до розвитку науки. Так, наприклад, використання в тогочасних машинах високої кількості передаточних механізмів приводило до значної втрати енергії на тертя і виникла потреба в науковому вивченні закономірностей тертя в кінематичних парах. Піонерські дослідження в цьому напрямі були виконані французьким вченим Г. Амонтоном і Ш. Кулоном. Застосування в машинах значної кількості важільних механізмів при дискретному в часі прикладання до їх ланок сил і моментів приводять до нерівномірного обертання їх вхідних ланок. Вивчення цієї проблеми викликало появу теорії регулювання ходу машинного агрегату і застосування маховиків в машинах. Першим автором цієї теорії був французький вчений Понселе.

В початковий період розвитку науки досліджувались в основному різноманітні проблеми аналізу механізмів і машин і переважали графічні методи дослідження. Німецький вчений Ф. Грасгоф одержав математичні умови існування кривошипа в важільних механізмах, а Ф. Рело був автором ряду робіт по структурі і кінематиці механізмів. Англійські математики Д. Сільвестр і С. Робертс розробили теорію важільних механізмів для перетворення кривих (пантографів).

Поступово в середині XIX століття поряд з проблемами аналізу механізмів і машин ставляться і задачі синтезу механізмів. Теоретичні основи геометричного синтезу механізмів були розроблені німецьким вченим Бурместером. Французький гіометр Т. Олів'є обґрунтував метод синтезу спряжених поверхонь в плоских і просторових зачепленнях, а німецький вчений Ф. Рело запропонував графічний метод синтезу спряжених профілів, відомий тепер як метод нормалей.

Значний внесок в розвиток науки про механізми і машини зробили вчені Росії. Знаменитий російський математик і механік П. Л. Чебишев розробив аналітичну теорію наближення функцій, яку блискуче застосував для геометричного синтезу важільних механізмів. І. А. Вишнеградський створив теорію автоматичного регулювання машин, а М. П. Петров — автор теорії гідродинамічного змашування. Обидва вони були учнями знаменитого Петербурзького математика і механіка М. В. Остроградського, який народився і виріс на Полтавщині.

В області теорії механізмів і машин зробив значний внесок М. Є. Жуковський. Професор М. І. Мерцалов написав цілий ряд робіт по кінематиці і динаміці механізмів, в тому числі і по кінематиці просторових механізмів. Широко відомі

наукові роботи професора Петербурзького політехнічного інституту Л. В. Ассура по структурі і кінематиці механізмів.

В ХХ столітті розвиток теорії механізмів і машин характеризується високим механічним рівнем, при дослідженнях охоплюються найрізноманітніші частини даної науки, враховуються більш широко реальні властивості механізмів. В цей період домінують роботи таких радянських вчених як І. І. Артоболевський, Г. Г. Баранов, В. А. Зінов'єв, В. В. Добровольський, М. Г. Бруєвич, В. О. Гариленко, М. І. Колчин, М. І. Левитський, Л. М. Решетов, С. А. Черкудінов і багатьох інших. Радянська школа спеціалістів в області теорії механізмів і машин була визнана в усьому світі. І коли в 1969 році утворилась міжнародна федерація спеціалістів по теорії механізмів і машин (ІФТОММ), то першим її президентом було обрано академіка І. І. Артоболевського.

Із зарубіжних вчених одержали признання наукові праці Х. Альта, Г. Бегельзака, Р. Бейера, Я. Денавіта, Р. Крауса, Ф. Крочлі, В. Ліхтенхельдта, К. Лука і багатьох інших.

Розвиток науки і освіти на Україні в області теорії механізмів і машин зв'язаний з іменами таких відомих вчених як С. М. Кожевніков, Я. Л. Геронімус, О. С. Кореняко, Л. І. Цехнович, А. Ф. Попов, К. В. Тір та інших.