

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

**СТРУКТУРНЕ, КІНЕМАТИЧНЕ ТА СИЛОВЕ
ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ**

Посібник-практикум

для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр»
зі спеціальності
133 «Галузеве машинобудування»

Мелітополь
2020

УДК 621.01 (076)

Рекомендовано до друку рішенням вченої ради механіко-технологічного факультету Таврійського державного агротехнологічного університету

імені Дмитра Моторного

(Протокол № __ від «__» _____ 2020 р)

Рецензенти:

- Морозов М.В. - к.ф.-м.н., доцент кафедри «Вищої математики і фізики» Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного
- Мацулевич О.Є. - к.т.н., доцент кафедри «Технічна механіка та комп'ютерні технології ім. професора В.М. Найдіша» Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Михайленко О.Ю.

Структурне, кінематичне та силове дослідження важільного механізму: посібник-практикум / О.Ю. Михайленко, О.О. Вершков, С.В. Галько, С.І. Малюта, О.М. Леженкін. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 116 с.

Посібник-практикум призначений для вивчення основ інженерної механіки, а саме розділу теорії механізмів і машин, властивості окремих типів механізмів, що широко застосовуються у самих різних машинах, приладах і пристроях; розглядаються завдання вдосконалення сучасної техніки, створення нових високопродуктивних машин і систем, які звільняють людину від трудомістких процесів. ІМ ТММ базується на методах математичного аналізу, векторної та лінійної алгебри, диференціальної геометрії та інших розділів математики, тому посібник розрахований на студентів, які вже мають підготовку з вищої математики, теоретичної механіки, векторної алгебри, інформатики та ін.

УДК 621.01 (076)

© Михайленко О.Ю., Вершков О.О.,
Галько С.В., Малюта С.І., О.М. Леженкін
© ТДАТУ, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Практична робота №1 Структурний аналіз механізму	5
Практична робота №2 Побудова планів положень важільного механізму.....	22
Практична робота №3 Графічний метод кінематичного дослідження механізму	51
Практична робота №4 Графоаналітичний метод кінематичного дослідження механізму	66
Практична робота №5 Силовий аналіз важільних механізмів.....	89
Практична робота №6 Силовий аналіз механізму методом важеля Жуковського	108

ВСТУП

«Інженерна механіка. Теорія механізмів і машин (ІМ ТММ) – наука, що вивчає будову, кінематику і динаміку механізмів у зв'язку з їх аналізом і синтезом. ІМ ТММ складається з трьох основних частин:

1. Структурний і кінематичний аналіз механізмів – вивчення теорії будови механізмів, дослідження руху тіл що утворюють механізм з точки зору геометрії без урахування сил, що викликають рух цих тіл.

2. Синтез механізмів – проектування механізмів за заданими кінематичними і динамічними умовами.

3. Динамічний аналіз механізмів – визначення сил, діючих на ланки механізму під час їх руху, вивчення взаємозв'язку між рухами тіл, їх масами і силами діючими на них.

Основні проблеми що вирішує «Інженерна Механіка. Теорія механізмів і машин»:

1. Аналіз, здійснюється при заданих розмірах і масі ланок, коли необхідно визначити: швидкості, прискорення, діючі сили, напруження в ланках і їх деформації. В результаті може бути зроблений перевірочний розрахунок на міцність, витривалість і так далі. Аналіз механізмів – це дослідження існуючих механізмів і машин.

2. Синтез здійснюється при заданих швидкостях, прискореннях, діючих силах, напруженнях або деформаціях. При цьому вимагається визначити необхідні розміри ланок, їх форму і масу. Під час синтезу часто вирішуються завдання оптимального проектування конструкції, коли знаходяться необхідні показники роботи машини при найменших витратах праці. Синтез механізмів - це проектування нових машин і механізмів, використовуваних в різних робочих машинах і автоматичних лініях. Аналіз і синтез – це моделювання.

3. Машина залишається двигуном наукового прогресу. Далі йде розрахунок деталей на міцність, облік кінематичних (графоаналітичний метод) і динамічних (силовий аналіз з урахуванням сил, діючих на тіло, принцип Даламбера) чинників.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1

Тема: СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Опанувати практичні навички в складанні схем і проведенні структурного аналізу механізмів за класифікацією Ассура-Артоболевського.

1. ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1. Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати основні поняття і визначення дисципліни: *ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм*, основні види механізмів. Треба мати уявлення про класифікації кінематичних пар. Треба знати розподіл кінематичних ланцюгів на замкнуті і незамкнуті. Треба вміти визначати число ступенів вільності механізмів, тому що воно завжди дорівнює числу вхідних (ведучих) ланок механізму. Треба знати принцип утворення плоских важільних механізмів. Для кращого опанування основних визначень ознайомитися зі схемами найбільш поширених механізмів і уявити собі характер руху їх ланок.

1.2. Питання для самопідготовки

1. Дайте визначення машини, механізму, ланки, кінематичної пари, кінематичного ланцюга, вхідної і вихідної ланки.

2. Назвіть основні плоскі кінематичні пари. За якою ознакою кінематичні пари поділяються на класи, на вищі та нижчі?

3. Дайте визначення кінематичного ланцюга і назвіть їх види.

4. Наведіть приклади груп Ассура 2-го класу.

5. Дайте визначення механізму, машині і пояснить їх призначення.

6. Поясніть фізичний сенс коефіцієнтів у формулі для визначення ступеня вільності плоского механізму.
7. Які механізми відносяться до важільних?
8. Сформулювати принцип утворення плоских важільних механізмів.

1.3. Рекомендована література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / Артоболевский И.И. – 4-е изд.- М.: Наука, 1988.- 640 с.- ISBN 5-02-013810-X.с. 39...69.
2. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. М., 1975.; с.7...16.
3. Кореняко А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. К.. 1970.; с. 11...14.
4. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009 - 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.
5. Конспект лекцій.

2. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1. Програма роботи

Для заданої моделі плоского важільного механізму скласти структурну схему, визначити ступінь рухомості і клас, записати формулу будови.

2.2. Теоретичні відомості

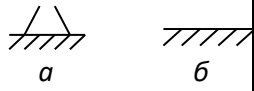
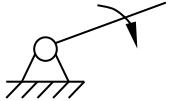
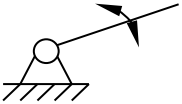
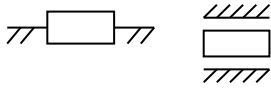
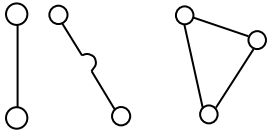
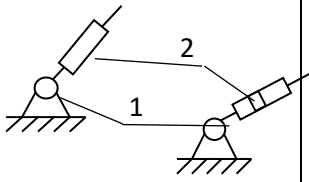
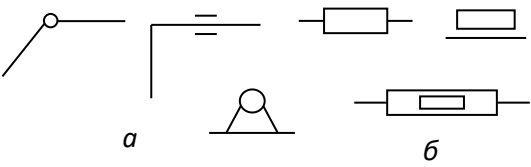
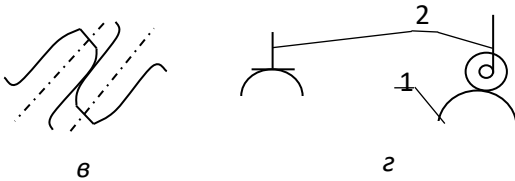
Механізм – це система тіл, яка розрахована для перетворення руху. Механізми відносяться до плоских, якщо точки його ланок описують траєкторії, що лежать в одній чи паралельних площинах.

Механізм складається з ланок.

Ланка – деталь або група деталей жорстко з'єднаних між собою, що рухаються як одне ціле. За характером відносного руху розрізняють наступні ланки (умовні позначення у таблиці 1):

Таблиця 1.1

Умовні позначення ланок і кінематичних пар
для структурних і кінематичних схем механізму

Назва	Умовне позначення	Вид руху	Особливості
Стояк		нерухома	<i>a</i> - для обертальної пари; <i>б</i> -для поступальної пари
Кривошип		обертальний	повний оберт
Коромисло		коливальний	навколо нерухомої осі
Повзун		зворотно-поступальний	по нерухомій напрямній
Шатун		плоско паралельний	не має пар, які пов'язані зі стояком
Куліса 1, Кулісне каміння 2		обертальний, коливальний складний	напрямна для кулісного каміння поступальний рух на кулісі
Кінематичні пари V класу:			<i>a</i> – обертальний; <i>б</i> – поступальний;
IV класу			<i>в</i> – зубчасте зачеплення; <i>г</i> – кулачок 1 – штовхач 2.

- *кривошип* – ланка, яка обертається відносно нерухомої осі;
- *коромисло* – ланка, яка коливається відносно нерухомої осі;
- *повзун* – ланка, яка здійснює поступальний рух на нерухомій напрямній;
- *шатун* – ланка, яка здійснює плоско паралельний рух;
- *куліса* – рухома напрямна для кулісного камня;
- *кулісний камінь* – ланка, яка рухається поступально на кулісі.

Ланки бувають рухомі і нерухомі. Нерухомі ланки (корпус годинника, станина верстату, фюзеляж літака) називаються *стояком*.

У механізмах виділяють *ведучі* (або *вхідні*) ланки – ланки, закон руху яких заданий (до яких прикладені рушійні сили) і *ведені ланки* (або *вихідні*), закон руху яких визначають. На схемах початкові ланки позначають стрілкою.

Рухоме з'єднання двох ланок називається *кінематичною парою*.

З'єднуючись між собою та стояком, рухомі ланки стикаються в точці, по лінії або поверхні, які називаються *елементами кінематичної пари*.

Кінематичні пари класифікуються за такими ознаками:

- за характером відносного руху ланок, що утворили пару, розрізняють *обертальні* й *поступальні*;
- залежно від замкнення кінематичні пари бувають з *геометричним* (за рахунок конструктивної форми елементів ланок) та *силовим* (за рахунок постійної дії сил ваги і пружності пружин, які викликають дотик однієї ланки до елемента другої);
- за характером стикання елементів кінематичної пари бувають *вищими* (елементами кінематичної пари є точки чи лінії) та *нижчими* (елементи пари – поверхні);
- за кількістю накладених на відносний рух кожної ланки в'язів *S* (за Артоболевським) розбиті на 5 класів (від 1-го до 5-го). В'язами *S* називається обмеження, накладені на відносний рух ланок.

Число кінематичних пар *k* у точці дорівнює числу рухомих ланок *n*, що в неї стикаються за мінусом одиниці.

$$k=n-1.$$

Сукупність ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами, називається *кінематичним ланцюгом*.

Умовне зображення механізму в масштабі, що показує, з яких ланок побудовано цей механізм і якими кінематичними парами з'єднані ланки, називається *кінематичною схемою*. Кінематична схема уявляє як би “скелет” механізму чи машини, на неї не повинно бути зайвих деталей. Таким чином, при зображенні ланок на схемі треба по можливості відвертатися від їх конструктивної форми, відображуючи її у тому чи іншому ступені лише там, де це необхідно для ясного порозуміння схеми. На схемах рухомі ланки позначаються арабськими цифрами, а кінематичні пари – великими буквами латинського алфавіту. *Структурна схема механізму* викреслюється без масштабу.

Механізм – це кінематичний ланцюг, в склад якого входить стояк.

Ступінь вільності (рухомості) кінематичних ланцюгів W – це число ступенів вільності кінематичного ланцюга відносно нерухомої ланки (стояка). Ступінь рухомості показує скільком ланкам треба задати закон руху, щоб рух інших був цілком визначеним, тобто ступінь рухомості дорівнює кількості ведучих ланок.

Для визначення ступеня рухомості плоского механізму використовують формулу Чебишова:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 ,$$

де n - число рухомих ланок ;

p_5 - число кінематичних пар 5-го класу;

p_4 – число кінематичних пар 4-го класу.

Механізми класифікуються за різними ознаками. Найраціональнішою класифікацією плоских механізмів є *структурна класифікація* (Ассура), що пов'язана з єдністю методів кінематичного і динамічного досліджень кінематичних ланцюгів, віднесених до одного класу. За цією класифікацією механізми поділяються за структурними ознаками на класи від I-го.

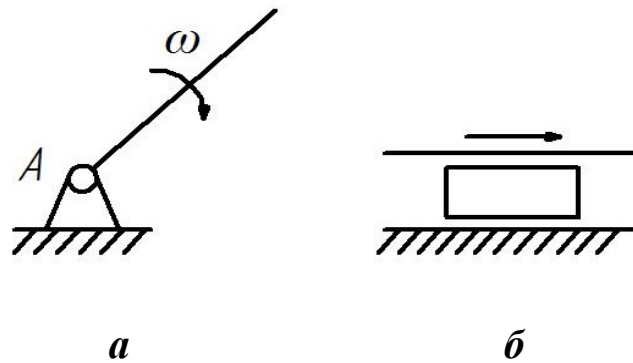


Рисунок 1.1 – Механізми I-го класу: а) обертальна пара 5- го класу, б) поступальна пара 5- го класу.

Механізм I-го класу складається з двох ланок: стояка та рухомої ланки, які з'єднуються між собою обертальною (рис.1.1 – а) чи поступальною (рис.1.1 – б) парами 5- го класу.

Принцип утворення плоских важільних механізмів: будь-який плоский механізм можна створити приєднуючи до механізму I-го класу *плоских ланцюгів з нульовою рухомістю, які називаються структурними групами або групами Ассура*. Отже, складний плоский механізм утворюється з найпростішого (механізму I-го класу) послідовним нашаруванням структурних груп.

Клас структурної групи визначає кількість кінематичних пар базисної ланки (ланки, що має найбільш складну форму). Порядок групи Ассура визначається числом елементів зовнішніх кінематичних пар, якими група приєднується до механізму.

Найпростіша група Ассура складається з двох ланок і трьох кінематичних пар 5-го класу і називається вона ще діадою або двохповодковою. Поводок – це ланка, яка входить у групі в дві кінематичні пари, одна з яких вільна і служить для приєднання до одної рухомої ланки механізму або до стояка. Структурні групи II-го класу поділяють на п'ять видів, в залежності від кількості обертових і поступальних пар та їх взаємного розташування.

Зображення груп II-го класу 2-го порядку усіх модифікацій зображені на рисунку 1.2. Багаточисельні конструктивні форми складових частин плоских важільних механізмів зводиться до цих 5-ти видів груп.

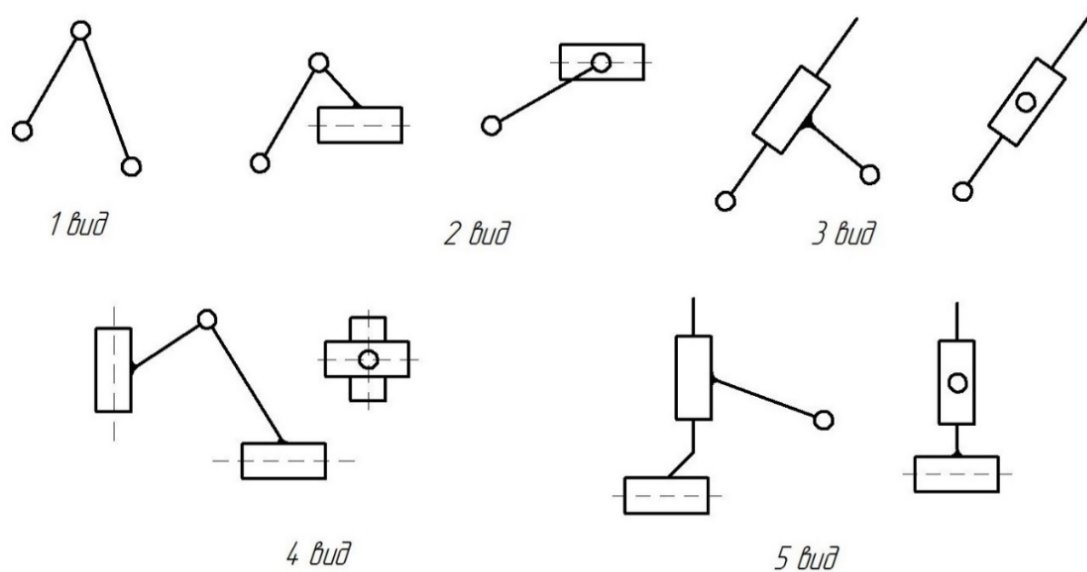


Рисунок 1.2 – Структурні групи II-го класу: 1 вид – коромислова, 2 вид – повзуна, 3 вид – кулісна, 4 вид – тангенсна, 5 вид – синусна.

В групах III-го класу є ланки, що входять по три пари, а в групах IV-го класу і вище є замкнуті контури, що складаються з чотирьох і більше ланок (рис. 1.3).

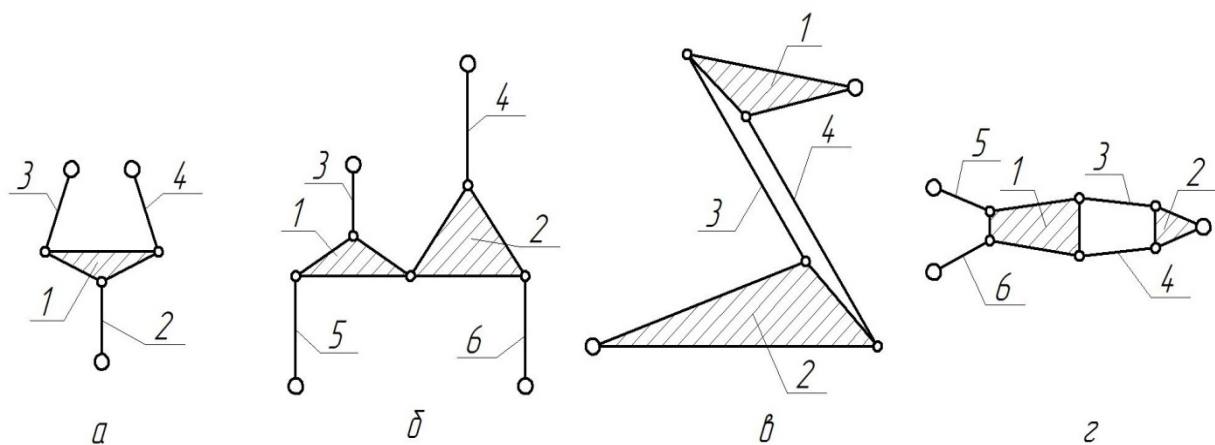


Рисунок 1.3 – Групи III класу: (а – 3-го і б – 4-го порядків) і групи IV-го класу (в – 2-го і з – 3-го порядків).

Клас механізму визначається класом старшої структурної групи, яка входить до його складу.

Клас, порядок і вид структурної групи визначає методику її кінематичного та динамічного дослідження незалежно від складності механізму.

Клас механізму залежить від вибору ведучої ланки.

Порядок створення механізму наочно відображують формулою будови (створення).

Структурний аналіз механізмів (тобто вивчення його будови) складається з вирішення наступних задач:

- визначення ступеня рухомості механізму;
- розкладання механізму на структурні групи (групи Ассура);
- визначення класу механізму і складання формули його побудови.

Розкладання механізму на структурні групи слід починати з відділення найбільш віддаленої від ведучої ланки групи. Після відділення першої групи слід відділити наступну групу і так до тих пір, поки не залишиться механізм I-го класу.

3 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

Провести структурний аналіз шестиланкового механізму (рис.1.4).

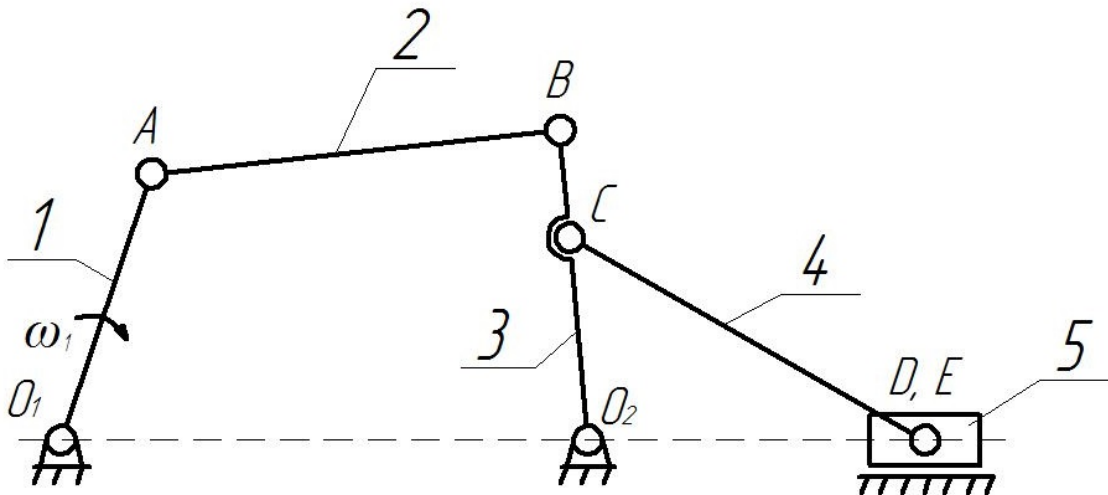


Рисунок 1.4 – Шестиланковий механізм

Рішення:

1) Механізм складається з шістьох ланок (табл. 1.2) і 7-ох кінематичних пар (табл. 1.3).

Таблиця 1.2

Характеристика ланок механізму.

Порядковий №	Назва	Характер руху
0	Стояк	Нерухома
1	Кривошип	Обертальний
2	Шатун	Плоскопаралельний
3	Коромисло	коливальний
4	Шатун	Плоскопаралельний
5	Повзун	Поступальний

Таблиця 1.3

Характеристика кінематичних пар механізму.

№	Позначення	Номери ланок, що утворюють її	Вид (характер відносного руху ланок пари)	Клас
1	O ₁	0 – 1	Обертальна	5
2	A	1 – 2	Обертальна	5
3	B	2 – 3	Обертальна	5
4	O ₂	0 – 3	Обертальна	5
5	C	3 – 4	Обертальна	5
6	D	4 – 5	Обертальна	5
7	E	0 – 5	Поступальна	5

2) Ступінь рухомості механізму визначимо за формулою Чебишова:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

де $n=5$ - число рухомих ланок;

$p_5=7$ – число кінематичних пар 5-го класу;

$p_4=0$ – число кінематичних пар 4-го класу.

3) Визначимо клас механізму. Для цього розкладемо схему механізму на структурні групи і механізм I-го класу у зворотному порядку до його складання.

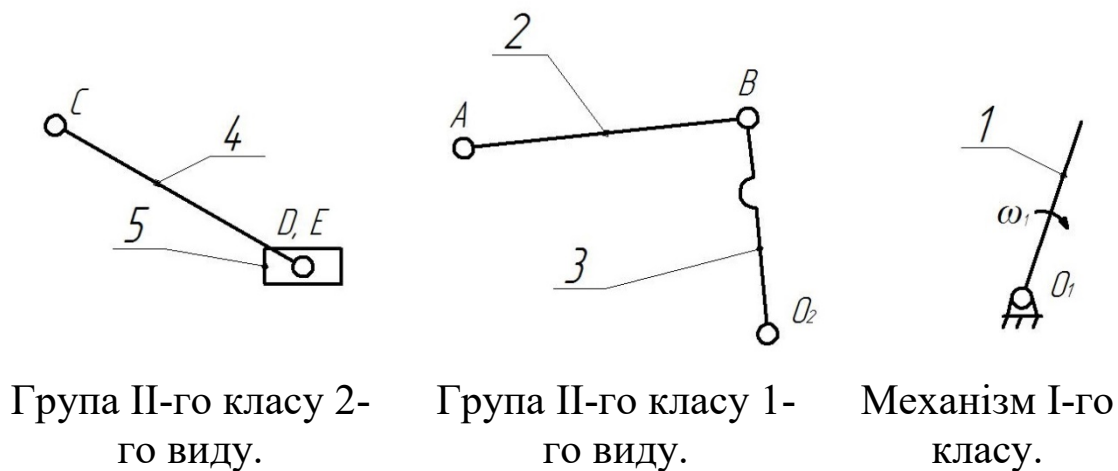


Рисунок 1.5 – Групи Ассура

Оскільки механізм у своєму складі має дві групи Ассура 2-го класу, то він є механізмом II-го класу.

4) Формула будови механізму має вид (у скобках вказуються номери ланок, які складають групу; в індексі понизу вказується номер виду групи 2-го класу):

$$I(0,1) \leftarrow II_1(2,3) \leftarrow II_2(4,5).$$

2.3. Оснащення робочого місця

Моделі механізмів, лінійка, олівець.

2.4. Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту

2.4.1. Правила техніки безпеки

1. На першому занятті учбового семестру пройти інструктаж з техніки безпеки і строго виконувати усі рекомендації.

2. Не можна працювати в аудиторії студентів одному.

3. Не можна знаходитися в аудиторії у верхньому одягу.

4. Працювати тільки з обладнанням, що відноситься до заданого завдання, у присутності викладача або лаборанта. Інше обладнання і моделі механізмів чіпати забороняється. Питання, що виникають, вирішувати з викладачем або лаборантом

кафедри. Студенти, що не виконують цієї умови, звільняють аудиторію.

5. У разі нещасного випадку прийняти усі заходи до надання першої допомоги.

2.4.2. Порядок виконання роботи

1) Прокручуючи ведучу ланку, з'ясувати характер відносного руху ланок і обрати положення механізму, при якому добре видно їх відносне розташування.

2) Скласти структурну схему механізму: пронумерувати ланки арабськими цифрами починаючи з ведучої (вхідної) і далі в порядку з'єднання ланок між собою, кінематичні пари позначити великими буквами латинського алфавіту.

3) Скласти перелік ланок і кінематичних пар із зазначенням їх назв і класів.

4) Зобразити окремо механізм I-го класу і кожен структурну групу механізму в порядку їх приєднання (зберігши нумерацію ланок і позначення кінематичних пар, прийнятих на схемі механізму). Вказати їх клас, вид і порядок.

5) Визначити клас механізму та записати формулу його будови.

6) Оформити звіт по практичній роботі.

2.4.3. Форма звіту (Практична робота).

Тема: Структурний аналіз механізму

Мета роботи: Скласти структурну схему механізму і провести структурний аналіз.

1. Схема механізму:

2. Характеристика ланок та кінематичних пар

Таблиця 1.3

Характеристика ланок механізму.

<i>Порядковий №</i>	<i>Назва</i>	<i>Характер руху</i>

Таблиця 1.4

Характеристика кінематичних пар механізму.

<i>№</i>	<i>Позначення</i>	<i>Номери ланок, що утворюють її</i>	<i>Вид (характер відносного руху ланок пари)</i>	<i>Клас</i>

3. Ступінь рухомості механізму:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$

4. Розкладання схеми механізму на структурні групи і механізм I-го класу:

5. Клас механізму:

6. Формула будови механізму:

2.5. Заміна в плоских механізмах вищих пар нижчими

Як було показано вище, плоскі механізми можуть мати ланки, що входять як в нижчі, так і з вищі пари. При вивченні структури і кінематики плоских механізмів у багатьох випадках зручно замінювати вищі пари кінематичними ланцюгами або ланками, що входять тільки в нижчі обертальні і поступові пари V класу. При цій заміні повинна задовольнятися умова, щоб механізм, отриманий після такої заміни, мав колишній ступінь свободи і щоб збереглися відносно в даному положенні рухи усіх його ланок. Для будь-якого плоского механізму, що містить вищі кінематичні пари, можна побудувати так званий замінюючий механізм, який не містить вищих пар, але еквівалентний замінюваному механізму за наступними показниками:

1) в структурному відношенні (має ту ж рухливість);

2) відносно кінематики (при тих же законах руху вхідних ланок залишаються колишніми закони руху вихідних, зберігаються також траєкторії і закони руху по них усіх точок);

3) в силовому відношенні.

Розглянемо триланковий механізм, показаний на рисунку 1.6. Механізм складається з двох рухливих ланок 1 і 2, що входять в обертальні пари V класу А і В із стійкою 0 і вищу пару в точці С IV класу (перекочування з ковзанням), елементи ланок *a* і *b* які представляють собою кола радіусів O_1C і O_2C .

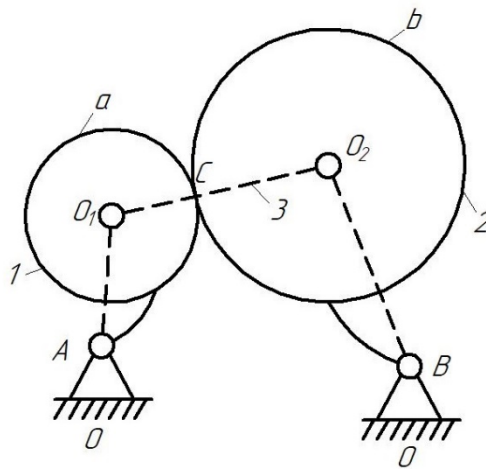


Рисунок 1.6 – Схема замінюючого механізму чотирьохланкового шарнірного механізму

Згідно з формулою (2.5) ступінь свободи механізму буде

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Можна показати, що даний механізм може бути замінений еквівалентним йому шарнірним чотирьохланковим механізмом AO_1O_2B . Вища пара IV класу в точці С замінюється ланкою 3, що входить в точках O_1 і O_2 в обертальні пари V класу. Отриманий в результаті заміни механізм AO_1O_2B називається замінюючим механізмом.

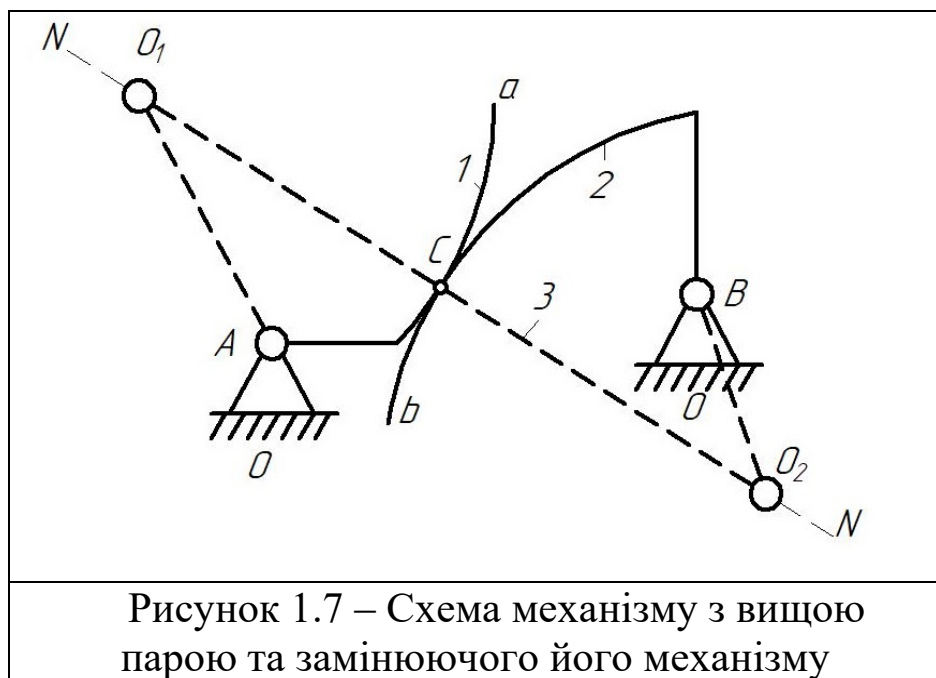
Ступінь свободи W замінюючого механізму буде тим же, що і у заданого механізму.

Оскільки елементи *a* і *b* ланок є колами з центрами в точках O_1 і O_2 , то довжина O_1O_2 ланки 3 виявляється постійною. Так само будуть постійними і довжини AO_1 і BO_2 ланок 1 і 2.

Замінюючий механізм AO_1O_2B еквівалентний заданому і з точки зору законів руху ланок 1 і 2.

Кінематична пара IV класу утворена двома сферами (кривими) заміщається однією ланкою з двома обертальними парами V класу.

Розглянутий спосіб отримання замінюючого механізму можна узагальнити. Нехай заданий механізм з вищою парою, елементи ланок якої є задані криві a і b (рис. 1.7). Для побудови схеми замінюючого механізму проводимо нормаль NN в точці C торкання кривих і відмічаємо на ній центри O_1 і O_2 кривизни кривих a і b . Як і раніше центри кривизни O_1 і O_2 ми вважаємо шарнірами, що утворюють обертальні пари, в які входять умовні ланки AO_1 і O_1O_2 , з одного боку, і умовні ланки BO_2 і O_1O_2 , з іншого боку.



Описана заміна правильна для заданого положення основного механізму. У іншому положенні схема замінюючого механізму залишиться тією ж, розміри ж його ланок зміняться, бо центри кривизни O_1 і O_2 змістяться.

З диференціальної геометрії відомо, що коло кривизни в точці дотику з кривою і сама крива еквівалентні до похідних другого порядку включно, і тому замінюючий механізм еквівалентний основному в такій же мірі, положення, швидкості і

прискорення однойменних точок того і іншого механізму будуть однаковими.

Якщо один з дотичних елементів – деяка крива a , а другий – пряма b (рис. 1.8), то центр кривизни другого профілю буде нескінченно видалений. Умовна ланка 3 в цьому випадку входить в центрі кривизни O_1 елементу 1 в обертальну пару V класу. Друга обертальна пара, в яку повинна входити ланка 2, має вісь обертання нескінченно видаленою і переходить в поступальну пару також V класу.



Кінематична пара IV класу утворена сферою (кривій) і прямою заміщається однією ланкою з одним обертальним і одним поступовим рухом пар V класу.

Далі можливий випадок, коли один з дотичних елементів – крива a , а інший – точка C (рис. 1.9). В цьому випадку центр кривизни O_2 елементу C співпадає з самою точкою C , і тому умовна ланка 3 повинна входити в дві обертальні пари V класу – в обертальну пару з віссю, що проходить через центр кривизни O_1 криволінійного елементу a , і у обертальну пару з віссю, що проходить через точку C . Кінематична пара IV класу утворена кривою і точкою заміщається однією ланкою з двома обертальними парами V класу.

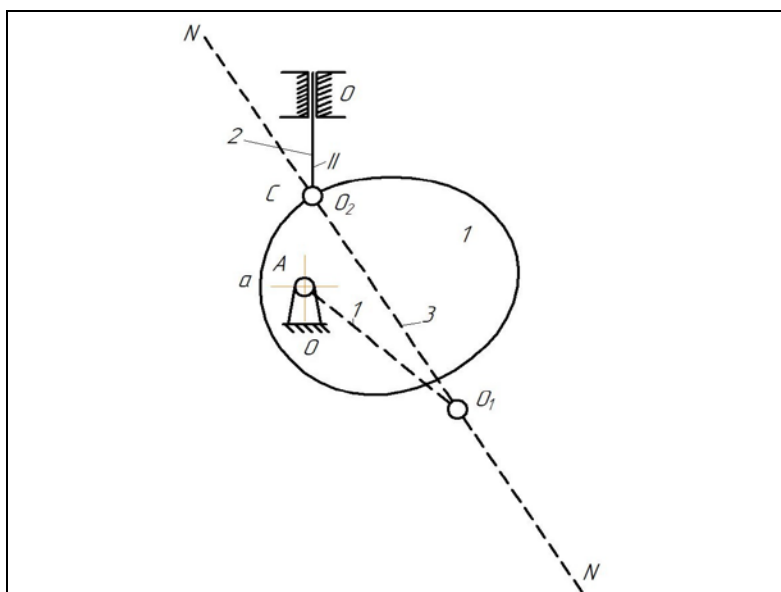


Рисунок 1.9 – Схема механізму з вищою парою та замінюючого його механізму.

У тому випадку, коли одним елементом є пряма АС, а іншим - точка З (рисунок 1.10), заміна зводиться до постановки умовної ланки 4, що входить в одну поступальну і одну обертальну пари.

Вісь обертальної пари і вісь руху поступальної пари повинні проходити через точку дотичної С. Замінюючий механізм показаний на рисунку 1.11.

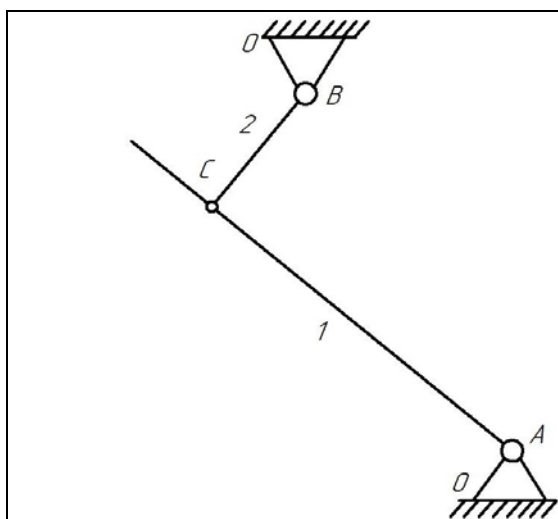


Рисунок 1.10 – Схема механізму з вищою парою, елементи ланок якої - пряма і точка

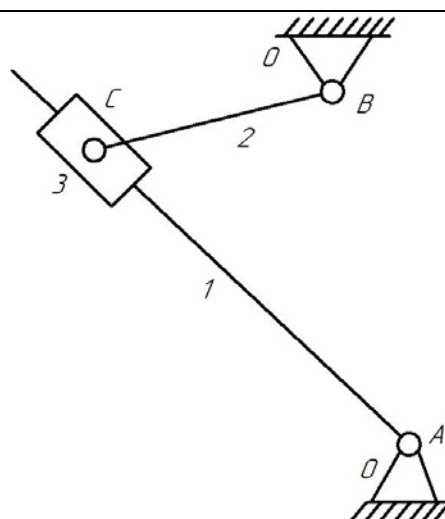


Рисунок 1.11 – Схема замінюючого механізму, еквівалентного механізму

Таким чином, будь-який плоский механізм з вищими парами IV класу може бути замінений механізмом, до складу якого входять тільки нижчі кінематичні пари V класу.

Якщо усі вищі пари IV класу в плоскому механізмі замінені нижчими парами, то структурна формула для замінюючого механізму отримає вид

$$W = 3n - 2p_5$$

Питання для самоконтролю

1. Що таке структурна схема механізму?
2. Що таке кінематична пара?
3. За якими ознаками і як класифікуються кінематичні пари?
4. Що таке кінематичні ланцюги і за якими ознаками вони класифікуються?
5. Що таке структурні групи, як визначається клас і порядок структурної групи?
6. На скільки та які модифікації поділяються структурні групи II-го класу 2-го порядку?
7. За якою формулою визначається ступінь рухомості плоского механізму?
8. Чому дорівнює ступінь рухомості структурної групи (групи Ассура)?
9. У чому полягає принцип утворення плоских механізмів?
10. Як визначається клас механізму?
11. Який зміст і порядок проведення структурного аналізу механізму?
12. Що таке формула будови механізму?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №2

Тема: ПОБУДОВА ПЛАНІВ ПОЛОЖЕНЬ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Опанувати практичні навички в побудові кінематичної схеми кривошипного механізму

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати: що таке структурна схема плоского механізму і як зображуються ланки механізму; в чому полягає суть графоаналітичного методу; як обрати машинобудівний масштаб для побудови кінематичної схеми механізму; як визначається нульове положення кривошипного механізму.

1.2 Питання для самопідготовки

- 1) Що таке структурна схема плоского механізму?
- 2) Як зображуються ланки механізму?
- 3) Які види руху здійснюють ланки механізму?
- 4) Сформулюйте умови існування кривошипа в плоских чотириланкових механізмах.
- 5) Сформулюйте метод засічок.
- 6) Що таке холостий і робочий хід механізму?
- 7) Що таке машинобудівний масштаб?
- 8) Як визначається нульове положення кривошипно-ползунного механізму?
- 9) Як визначається нульове положення кривошипно-коромислового механізму?

1.3 Рекомендована література

1. И.И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. М., «Наука», 1985, с.195...199.
2. Теория механизмов и машин. Под ред. К.В. Фролова, М., «Высшая школа», 1987, с.109...118.
3. Курсовое проектирование по ТММ: Учеб.пособие для вузов/Под ред. Кореняко А.С. – Киев: Высшая школа, 1970.-324 с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- для побудови плану положення вибрати машинобудівний масштаб;
- розрахувати розміри всіх ланок згідно обраного масштабу;
- побудувати траєкторію руху кривошипа;
- для повзунного механізму відкласти величину ексцентриситету, для коромислового механізму визначити точку обертання коромисла;
- визначити нульове положення точки в;
- визначити нульове положення точки а;
- позначити напрямок руху кривошипа;
- побудувати дванадцять положень механізму;
- визначити положення центрів мас ланок;
- побудувати шатунну криву;
- згідно заданого кута нахилу важеля, побудувати його дванадцять положень.

2.2 Короткі теоретичні відомості

Кінематикою називають розділ механіки, що вивчає геометричні властивості руху тіл без обліку їхньої інертності і діючих на них сил. У широкому змісті кінематика вивчає залежності між просторово-тимчасовими характеристиками механічного руху. Основним завданням кінематики точки є вивчення закону її руху. Кінематика твердого тіла вирішує два завдання:

1) основне завдання полягає в тім, щоб, знаючи закон руху, визначити всі кінематичні характеристики (траєкторію, швидкість, прискорення) як твердого тіла, так і окремих його точок. Для рішення цього завдання необхідно, щоб був заданий або закон руху даного тіла, або ж закон руху якого-небудь іншого тіла, кінематичне пов'язаного з даним;

2) установлення кінематичних способів завдання руху.

При створенні машин здійснюються різноманітні розрахунки для проектування механізмів, конструювання деталей

машин, оцінки ресурсу працездатності. Їм передують кінематичні і динамічні розрахунки. Для рішення завдань кінематики потрібно, щоб досліджуваний рух було якось задане відносно обраної системи відліку, тобто, відома залежність між довільними положеннями точки, що рухається, у просторі й часі - закон руху тіла (точки), що дозволить визначити положення в будь-який момент часу.

При кінематичному дослідженні механізму розглядається рух ланок без урахування сил які є причиною цього руху.

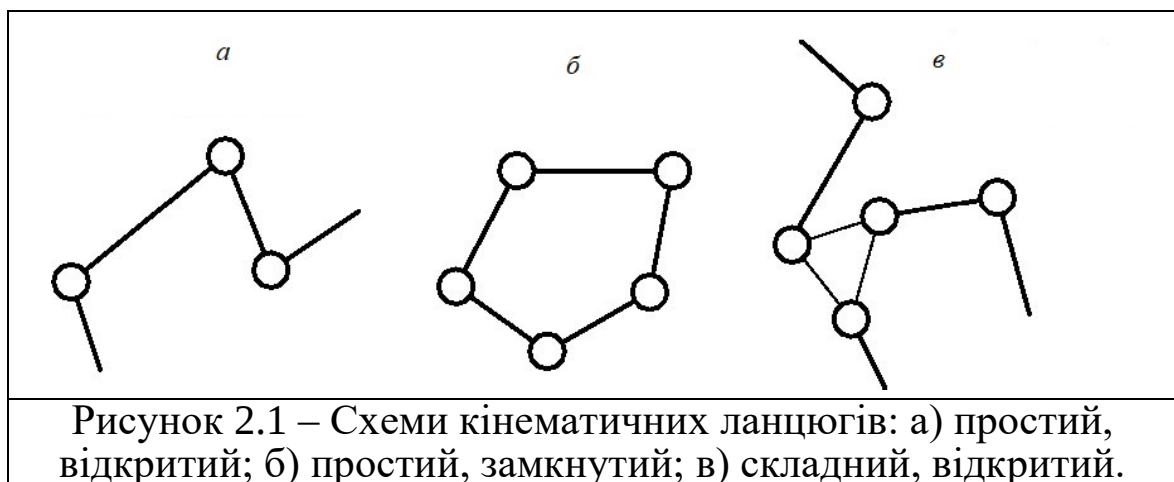
Систему ланок, пов'язаних між собою кінематичними парами, називають **кінематичним ланцюгом**.

Класифікація кінематичних ланцюгів.

1. По області руху ланок ланцюги бувають плоскі (траєкторії руху точок усіх ланок – плоскі криві, що лежать в одній паралельній площині) і просторові (точки ланок описують плоскі криві в непаралельних площинах або просторові криві).

2. За ознакою наявності розгалужень розрізняють ланцюги прості – кожна ланка ланцюга входить не більше, ніж в дві кінематичні пари і складні або розгалужені – якщо ланки входять в три, або більше пари; у розгалужених ланцюгах можуть бути присутніми так звані кратні (подвійні, потрійні і так далі) шарніри.

3. За ознакою наявності в кінематичних ланцюгах замкнутих контурів ланцюги можуть бути замкнутими і незамкнутими; у замкнутому ланцюзі кожна ланка входить не менше, чим в дві кінематичні пари.



Кінематичні ланцюги приєднуючись до ведучої ланки, утворюють механізм. Для дослідження кінематичних характеристик використовується кінематична схема механізму. **Кінематична схема** це умовне зображення важільного механізму в масштабі.

Кінематичний аналіз – вивчення руху ланок механізму незалежно від сил, діючих на ці ланки.

Кінематичний аналіз проводять в порядку побудови механізму. Починаючи з механізму першого класу в порядку приєднання груп Ассура: спочатку розглядається перша приєднана структурна група, потім друга, третя і так до останньої. Тому кінематичне дослідження проводять після завершення структурного аналізу, коли позитивно вирішено питання про працездатність механізму.

Основними *кінематичними характеристиками* руху точки є її положення, швидкість, прискорення. Виходячи із цього, основне завдання кінематики полягає в знаходженні способів завдання положення тіла (точки) і методів визначення швидкості й прискорення. При рішенні завдань кінематики широко застосовуються *математичні методи дослідження*: методи інтегрального й диференціального вирахування, методи абстракції, формальної логіки й інших.

Мета кінематичного аналізу – визначення швидкостей точок і кутових швидкостей ланок, визначення прискорень точок і кутових прискорень ланок механізму.

Один з основних якісних показників вимірювальних приладів являється їх кінематична точність.

Припущення при проведенні кінематичного аналізу механізму:

- ланки механізму – абсолютно жорсткі, тобто розміри ланок під час руху залишаються незмінними;
- зв'язки між ланками ідеальні, тобто у кінематичних парах відсутні зазори;
- кутова швидкість ведучої ланки – стала, тобто $\omega_1 = \text{const}$ і дорівнює проектованій середній кутовій швидкості.

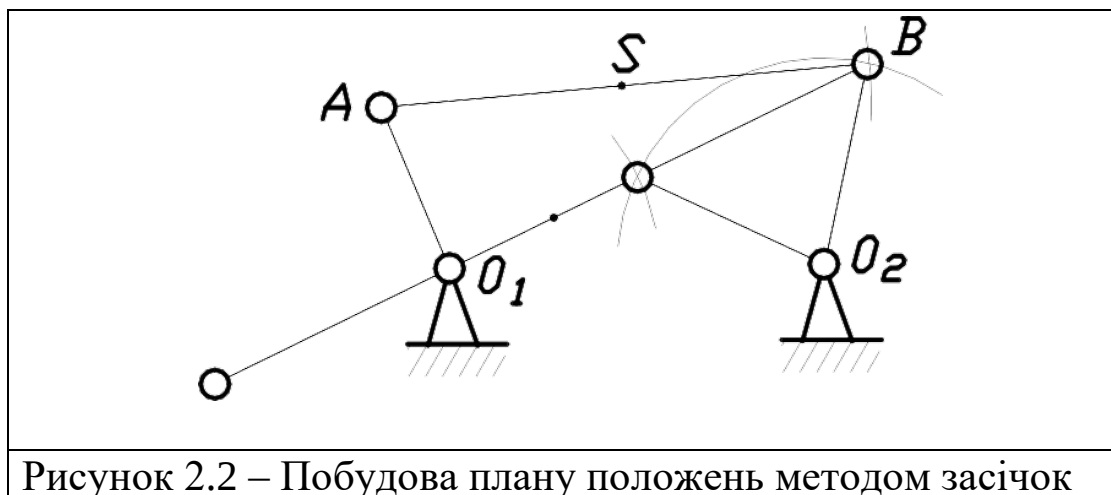
Оскільки ми використовуватимемо переважно графічні методи, визначимо поняття **масштабного коефіцієнта**, який є відношенням зображуваної величини до відповідного відрізка на кресленні. Його означають буквою μ з індексом того параметра,

який зображений графічно. Масштаб кінематичної схеми підбираються таким чином, щоб схема була зрозуміла і легко читалася і була виконана в масштабі по ГОСТ 2.302-68 ЕСКД (Єдина система конструкторської документації).

Для проведення кінематичного аналізу механізму треба мати його кінематичну схему; закон руху й кутову швидкість ведучої ланки, розміри ланок та положення на них окремих точок (наприклад, центрів мас).

Кінематичні характеристики важільного механізму можуть бути визначені і за допомогою графоаналітичного методу, або, як його частіше називають, методу планів положень, швидкостей і прискорень.

План положень механізму – графічне зображення взаємного розташування ланок механізму в певний момент часу. Для цього використовують метод засічок.



Після побудови декількох поєднаних планів механізму при необхідності можна визначити графічно траєкторії характерних точок ланок, що мають складний рух, наприклад, центру ваги **S** шатуна **AB**.

Кожен механізм створений для виконання певної роботи, тому має робочий або холостий рух. На плані положень можна визначити, де механізм виконує робочий або холостий хід. До важеля, який кріпиться до кривошипа, шатуна або коромисла, прикладена сила корисного опору. Якщо сила корисного опору направлено проти напрямку руху важеля – механізм виконує

робочий хід. Коли напрямок рухів важеля і сили опору збігаються – рух називається **холостим**.

У завдання на побудову планів положень входять:

- структурна схема механізму;
- закон руху веденої ланки – кривошипа;
- розміри ланок;
- відстань до центрів мас ланок;
- центр ваги повзуна прийняти в середині ланки;
- кут нахилу важеля;
- напрямок і місце прикладання сили корисного опору.

Планом швидкостей механізму називається креслення, на якому зображені у вигляді відрізків вектори, рівні по модулю і напрямку швидкостям різних точок механізму в даний момент.

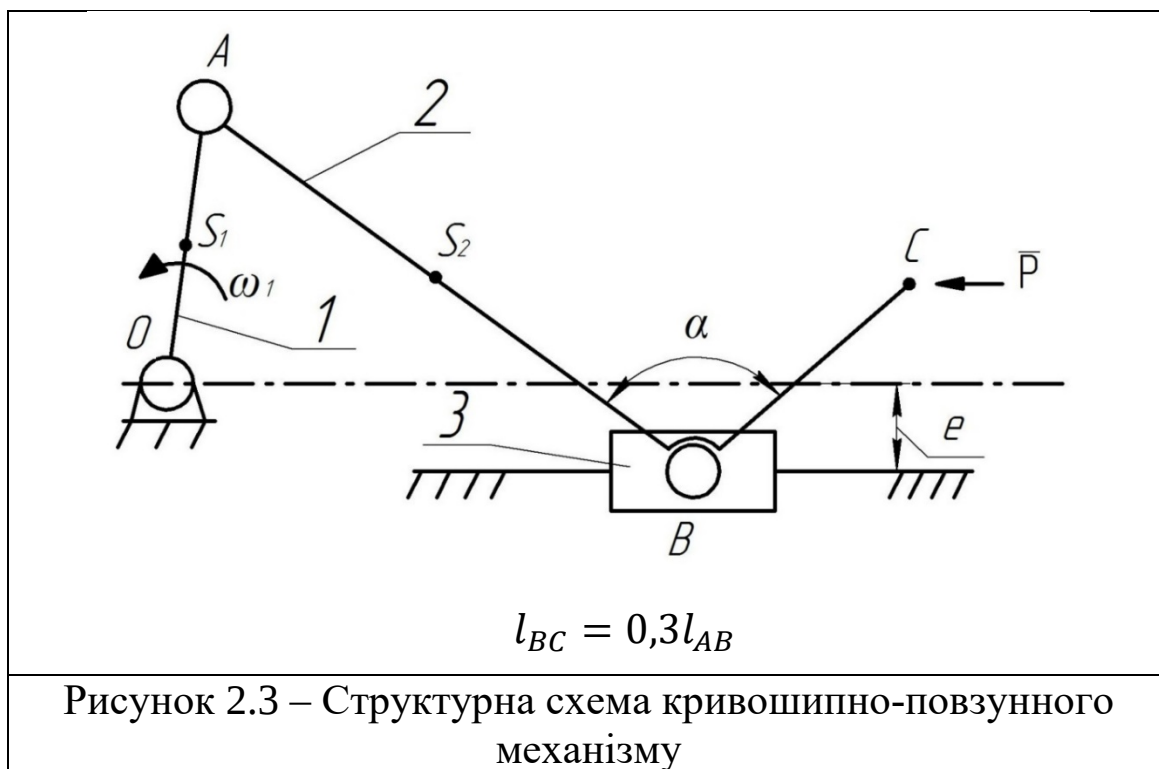
Креслення, на якому зображені у вигляді відрізків вектори, рівні по модулю і напрямку прискоренням різних точок ланок механізму в даний момент, називають **планом прискорень механізму**.

3. ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

3.1. Побудова кінематичної схеми кривошипно-повзунного механізму.

Кривошипно-повзунний (кривошипно-шатунний) механізм – чотириланковий з трьома обертовими і однієї поступовою кінематичними парами. Він призначений для перетворення обертального руху кривошипа 1 в поступальний рух повзуна 3. При цьому шатун 2 здійснює плоскопаралельний рух (рис.3).

Вихідні дані



Параметри, що потрібні для побудови кінематичної схеми наведені в таблиці 2.1:

Таблиця 2.1

Параметр	Позначення	Одиниця виміру
Довжина кривошипу	L_{OA}	м
Довжина шатуна	L_{AB}	м
Відстань центра мас кривошипа	L_{OS_1}	м
Відстань центра мас шатуна	L_{AS_2}	м
Ексцентриситет	e	м
Кутова швидкість кривошипа	ω_1	c^{-1}
Кут нахилу важеля	α	град
Сила корисного опору	P	Н

Обираємо масштаб плану положень механізму таким чином щоб він відповідав машинобудівельному масштабу:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA}, \frac{м}{мм}$$

OA – обираємо довільно.

Визначаємо довжину ланок механізму у масштабі μ_l .

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, \text{ мм}$$

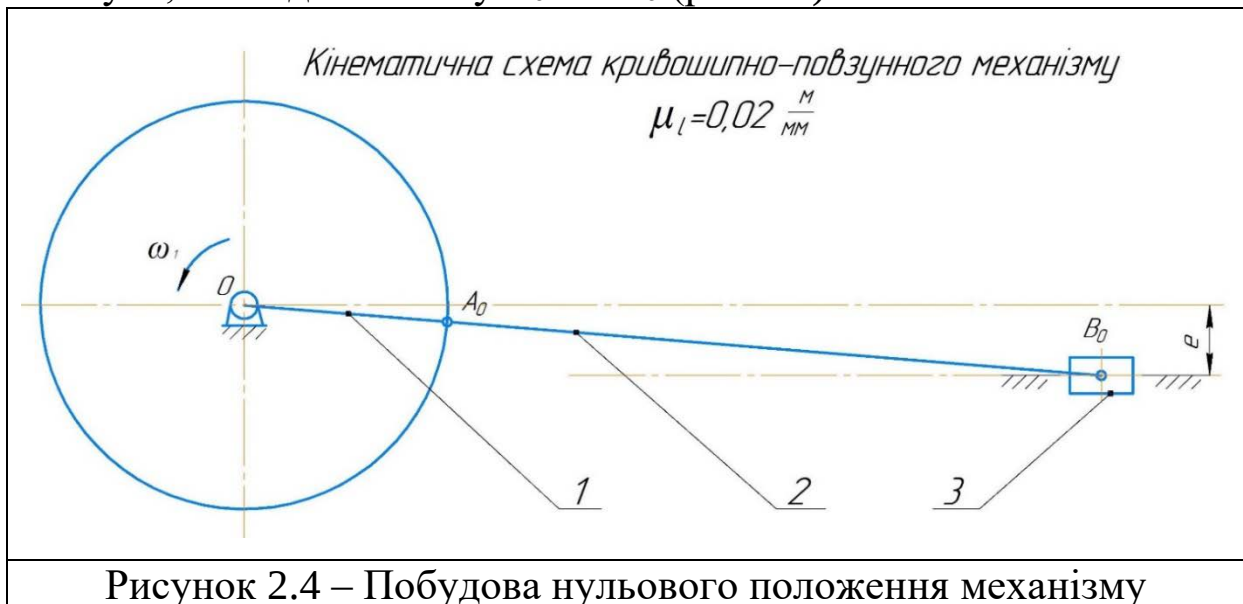
$$OS_1 = \frac{l_{OS_1}}{\mu_l}, \text{ мм}$$

$$AS_2 = \frac{L_{AS_2}}{\mu_l}, \text{ мм}$$

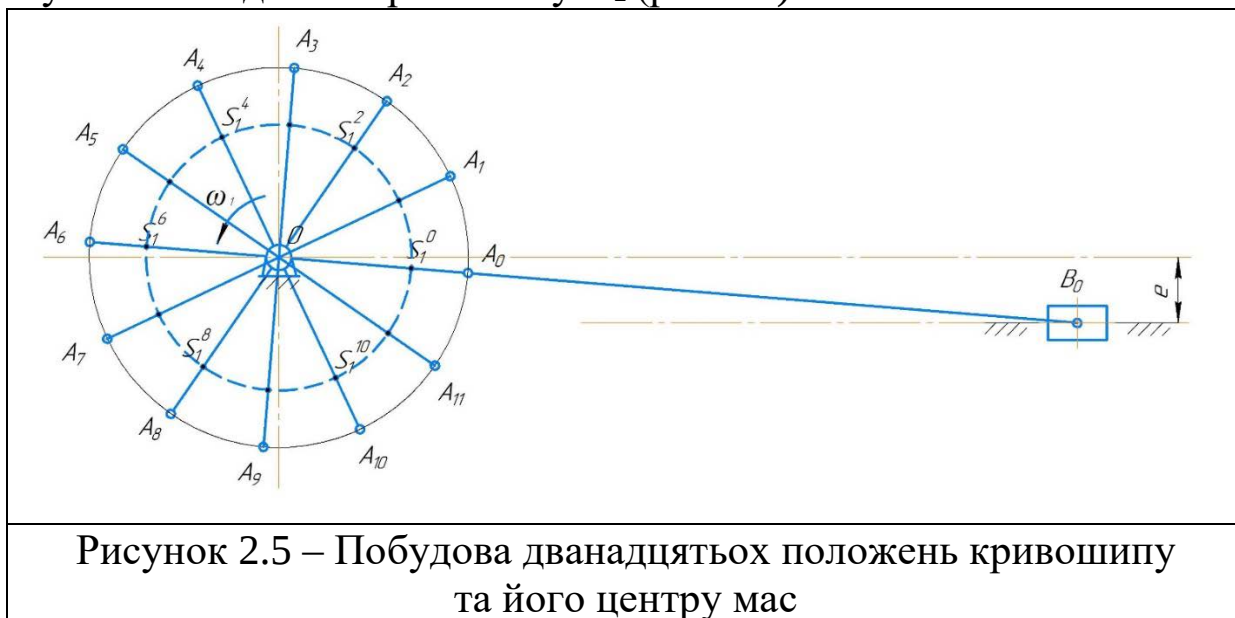
$$BC = \frac{0,3 \cdot l_{AB}}{\mu_l}, \text{ мм}$$

$$E = \frac{l_e}{\mu_l}, \text{ мм}$$

У прийнятому масштабі викреслюємо схему механізму. Закріплюємо стійку в точці O та проводимо горизонтальну вісь. Окладаємо величину OA в прийнятій масштабі. Проводимо коло радіусом OA (траєкторію руху точки A кривошипа). Далі, згідно з кінематичною схемою механізму, відкладаємо відстань ексцентриситету e та проводимо вісь, траєкторію руху повзуна. За нульове положення точки B приймаємо те, при якому кривошип OA знаходиться на одній лінії з шатуном AB . Тобто $OA+AB$ та відкладаємо цю відстань від точки O до лінії руху повзуна, знаходимо точку B_0 та A_0 (рис.2.4).

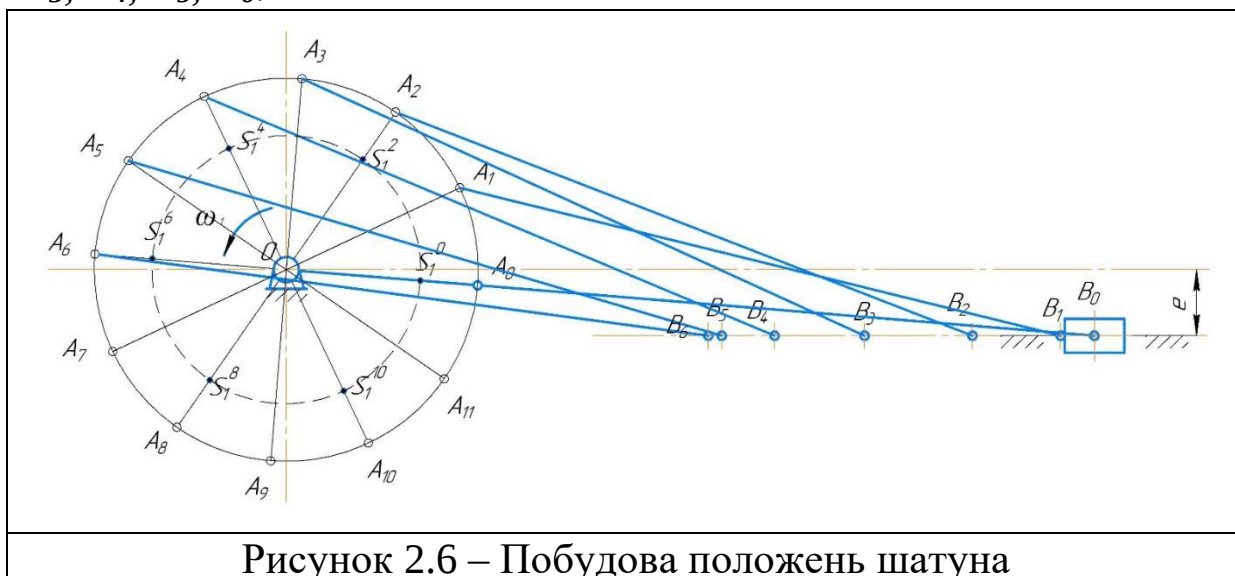


Для побудови одинадцятьох положень кривошипу механізму розділимо траєкторію, описану точкою A кривошипу OA на 12 рівних частин, починаючи з точці A_0 . З'єднуємо отримані точки з точкою O . Позначаємо точки A згідно напрямку кутової швидкості кривошипу ω_1 (рис.2.5).



Далі з центру обертання кривошипу проводимо коло радіусом OS_1 та отримуємо центр мас кривошипу S_1 для дванадцятьох положень (рис. 2.5).

Далі креслимо 11 положень шатуна AB (рис. 2.6). Для цього довжину шатуна AB відкладаємо від кожної точки A (A_1, A_2, A_3 і т.д.) до лінії – траєкторії руху повзуна та отримуємо точки $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$.



Далі креслимо останні положення шатуна AB і отримаємо точки $B_7, B_8, B_9, B_{10}, B_{11}$ (рис. 2.7).

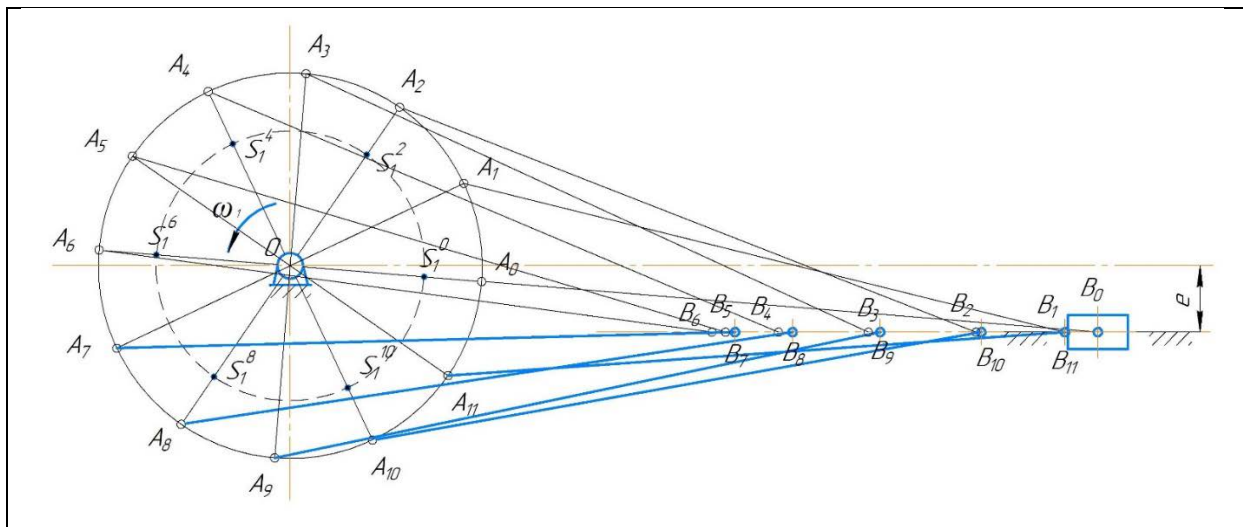


Рисунок 2.7 – Побудова положень шатуна

Слідуючим кроком визначаємо центр мас шатуна S_2 для дванадцятьох положень та креслимо шатуну криву. Для цього від кожної точки A відкладаємо довжину AS_2 , згідно масштабу та вихідним даним. Потім отримані точки S_2 з'єднаємо плавною кривою (рис. 2.8).

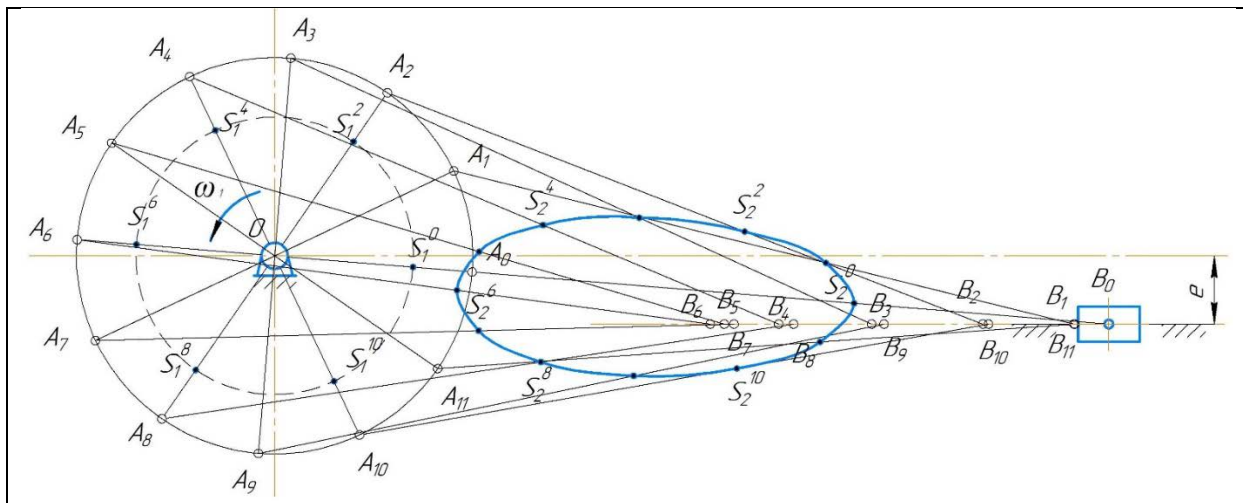


Рисунок 2.8 – Побудова дванадцятьох положень центру мас шатуна

Далі будуємо важіль BC до шатуна AB під кутом α , до якого прикладаємо силу корисного опору $P_{ко}$. Згідно вихідним даним та

Рисунок 2.9 – Побудова важеля

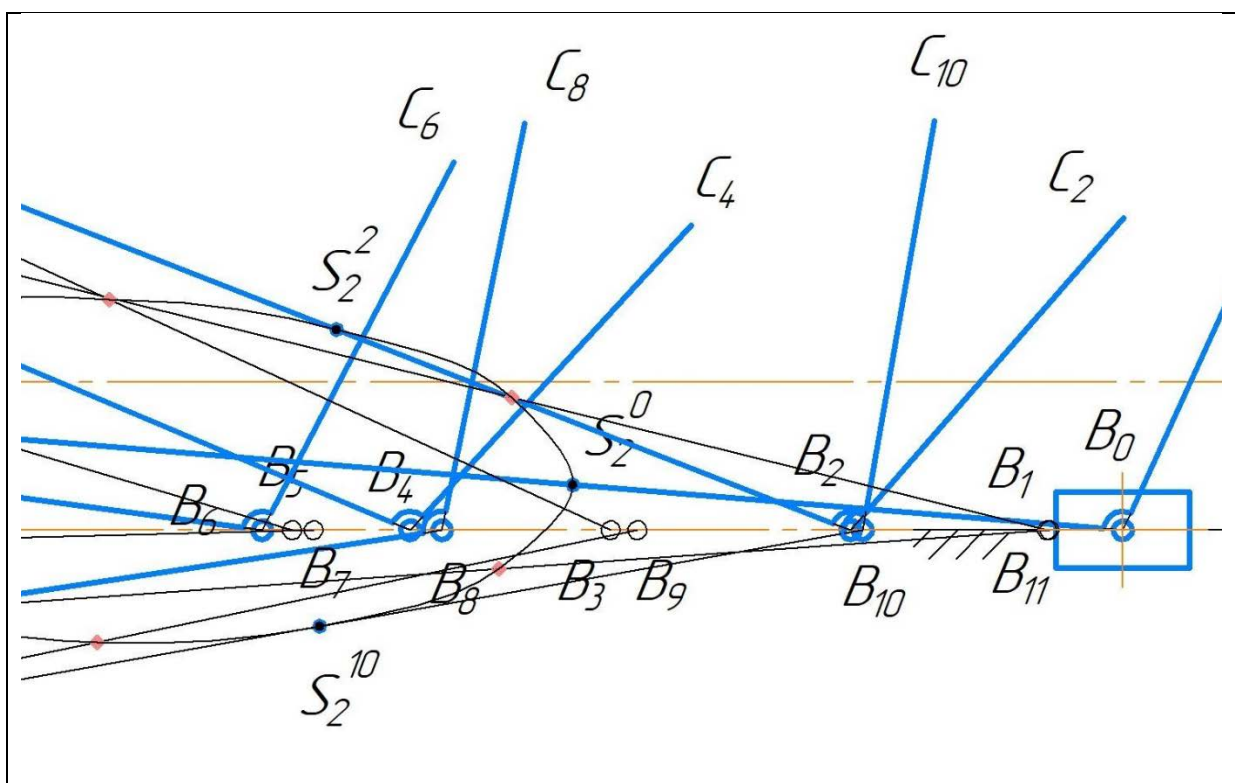
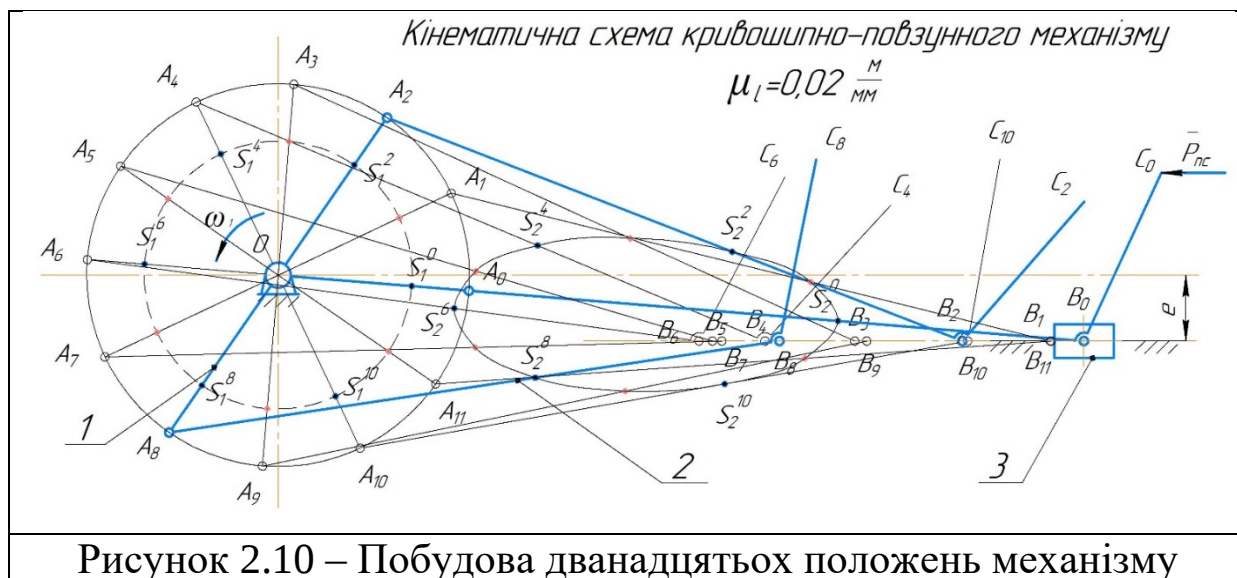
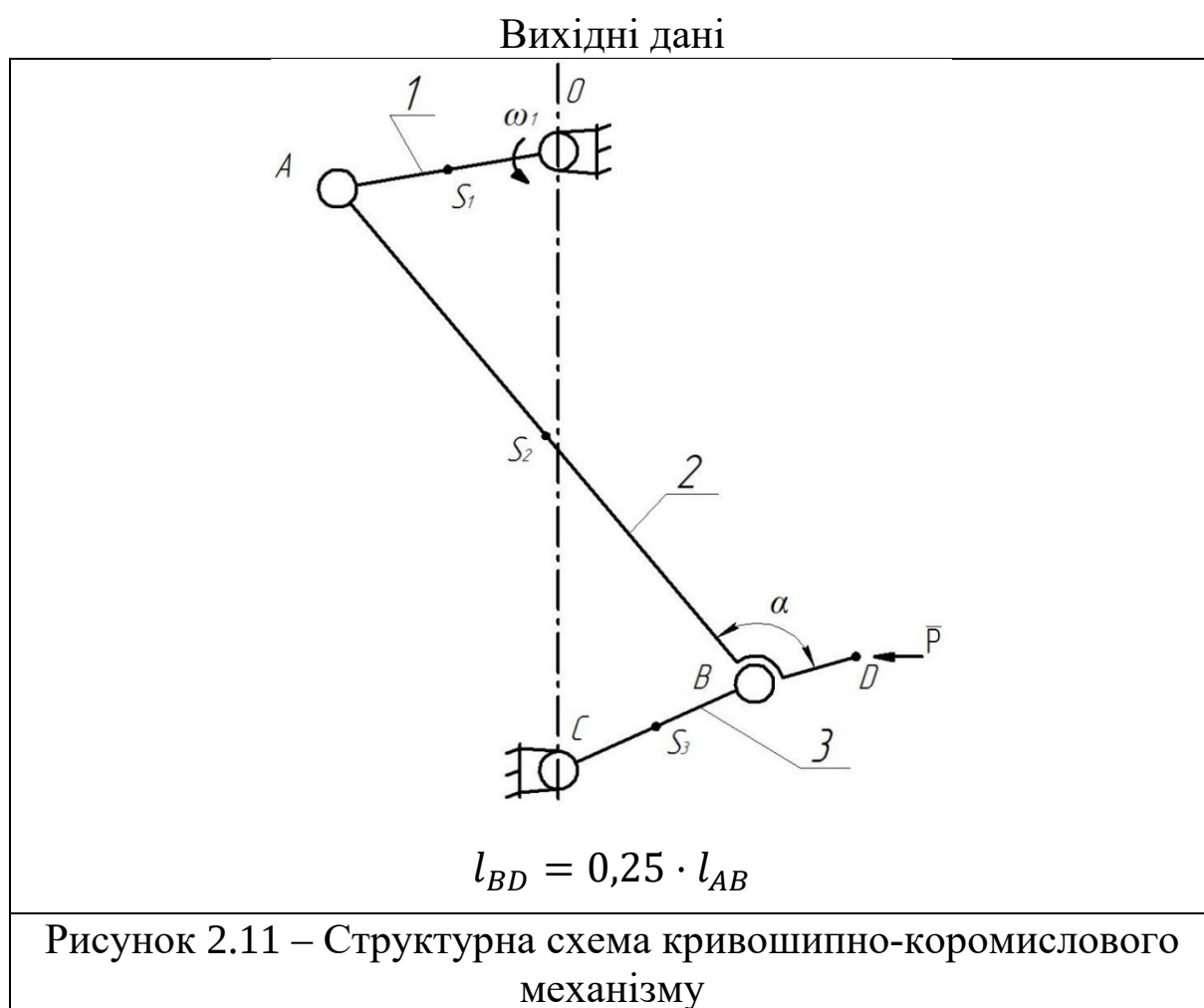


Рисунок 2.9.1 – Побудова важеля



3.2. Побудова кінематичної схеми кривошипно-коромислового механізму.



Параметри, що потрібні для побудови кінематичної схеми наведені в таблиці 2.2:

Таблиця 2.2

<i>Параметр</i>	<i>Позначення</i>	<i>Одиниця виміру</i>
Довжина кривошипу	L_{OA}	м
Довжина шатуна	L_{AB}	м
Довжина коромисла	L_{BC}	м
Довжина стояка	L_{OC}	м
Відстань центра мас шатуна	L_{AS_2}	м
Відстань центра мас коромисла	L_{CS_3}	м
Кутова швидкість кривошипа	ω_1	c^{-1}
Кут нахилу важеля	α	град
Сила корисного опору	P	Н

Обираємо масштаб плану положень механізму таким чином щоб він відповідав машинобудівельному масштабу:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

OA – обираємо довільно.

Визначаємо довжину ланок механізму у масштабі μ_l .

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \text{мм}$$

$$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \text{мм}$$

$$OC = \frac{l_{OC}}{\mu_l} = \text{мм}$$

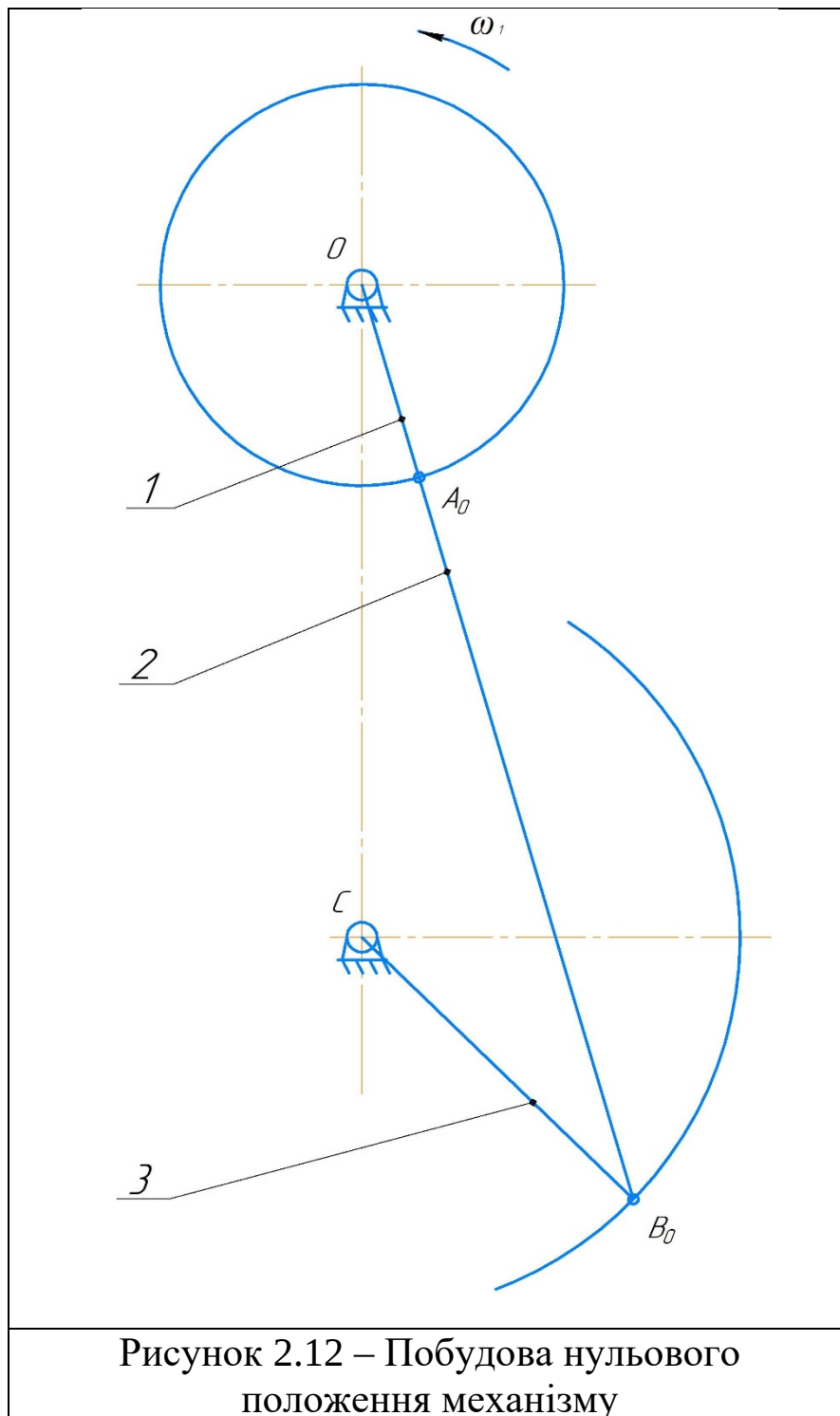
$$BD = \frac{0,25 \cdot l_{AB}}{\mu_l} = \text{мм}$$

$$OS_1 = \frac{OA}{2} = \text{мм}$$

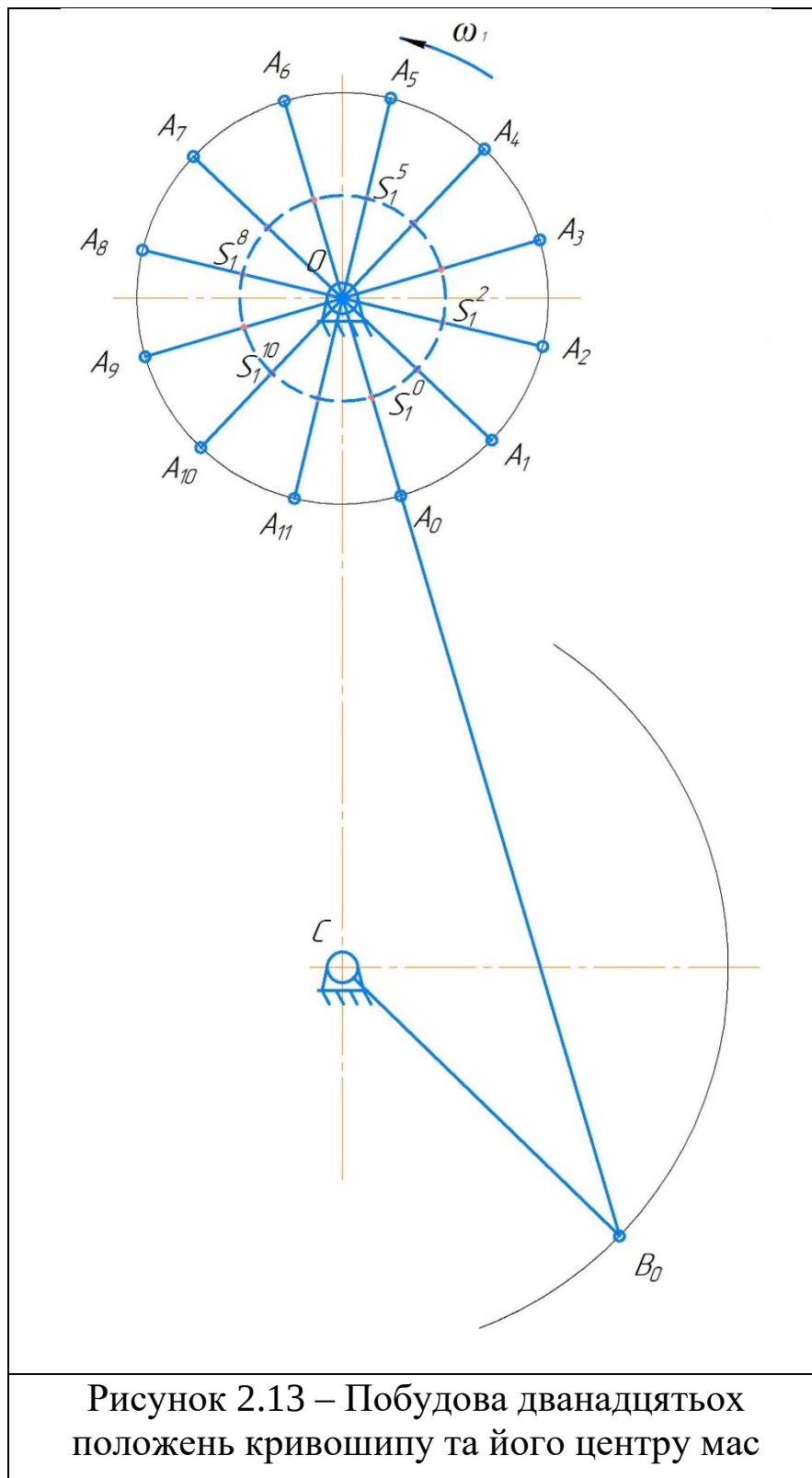
$$AS_2 = \frac{L_{AS_2}}{\mu_l} = \text{мм}$$

$$CS_3 = \frac{L_{CS_3}}{\mu_l} = \text{мм}$$

У прийнятому масштабі викреслюємо схему механізму. Закріплюємо стійку в точці **O** та проводимо вертикальну вісь. Одкладаємо величину **OA** в прийнятій масштабі. Проводимо коло радіусом **OA** (траєкторію руху точки **A** кривошипа). Далі, згідно з кінематичною схемою механізму, відкладаємо відстань **OC**. З точки **C**, згідно схеми проводимо дугу радіусом **BC** – траєкторію руху коромисла. За нульове положення точки **B** приймаємо те, при якому кривошип **OA** знаходиться на одній лінії з шатуном **AB**. Тобто **OA+AB** та відкладаємо цю відстань від точці **O** до дуги руху коромисла, знаходимо точку **B₀** та **A₀** (рис.2.12).



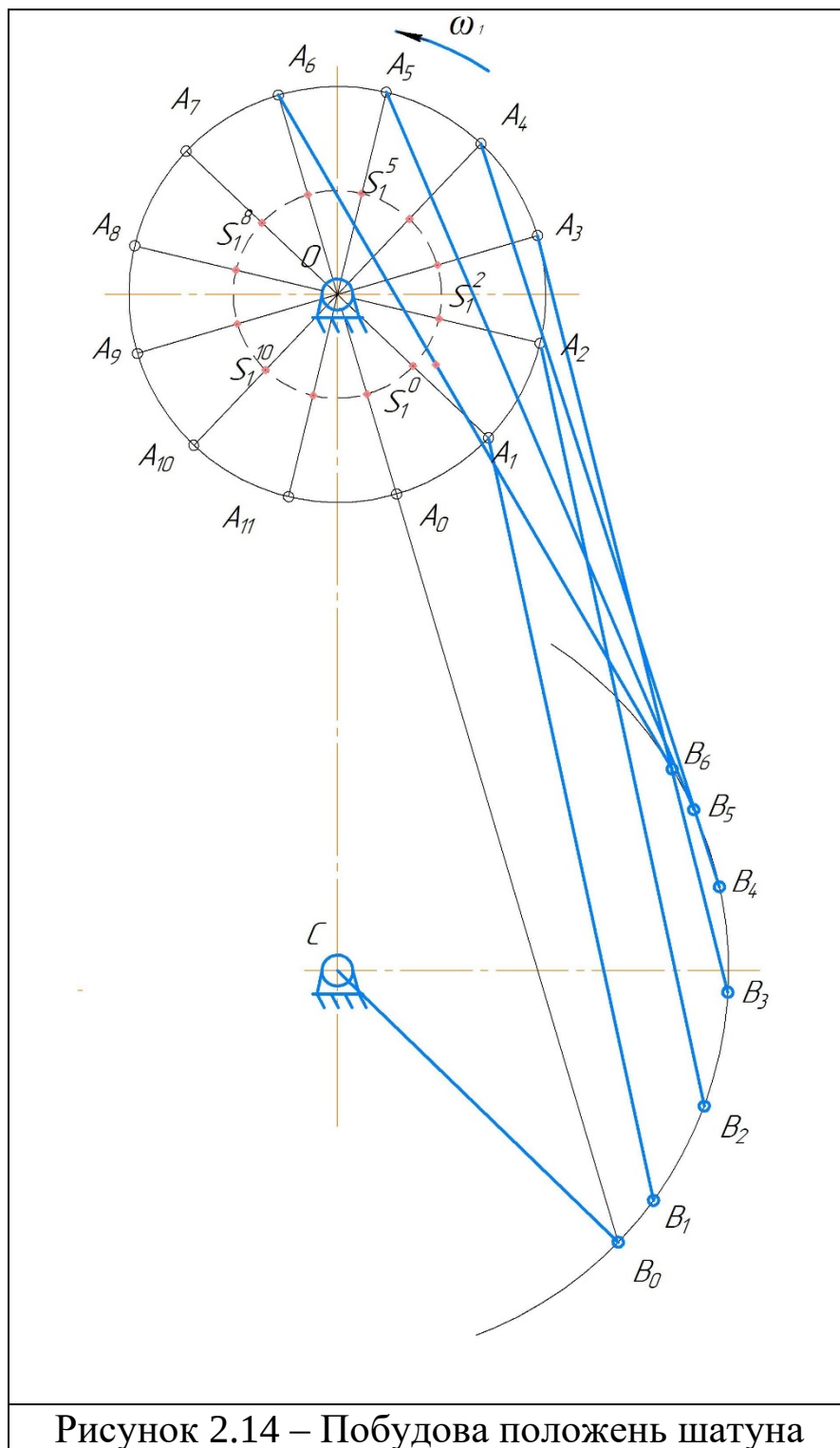
Для побудови одинадцятьох положень кривошипу механізму розділимо траєкторію, описану точкою A кривошипу OA на 12 рівних частин, починаючи з точці A_0 . З'єднуємо отримані точки з точкою O . Позначаємо точки A згідно напрямку кутової швидкості кривошипу ω_1 (рис.2.13).



Далі з центру обертання кривошипу проводимо коло радіусом OS_1 та отримуємо центр мас кривошипу S_1 для дванадцятьох положень (рис. 2.13).

Далі креслимо 11 положень шатуна AB (рис. 2.14). Для цього довжину шатуна AB відкладаємо від кожної точки A (A_1 ,

A_2, A_3 і т.д.) до дуги – траєкторії руху коромисла та отримуємо точки $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$.



Далі для отримання положень коромислу BC з'єднуємо отримані точки $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ з точкою C (рис. 2.15):

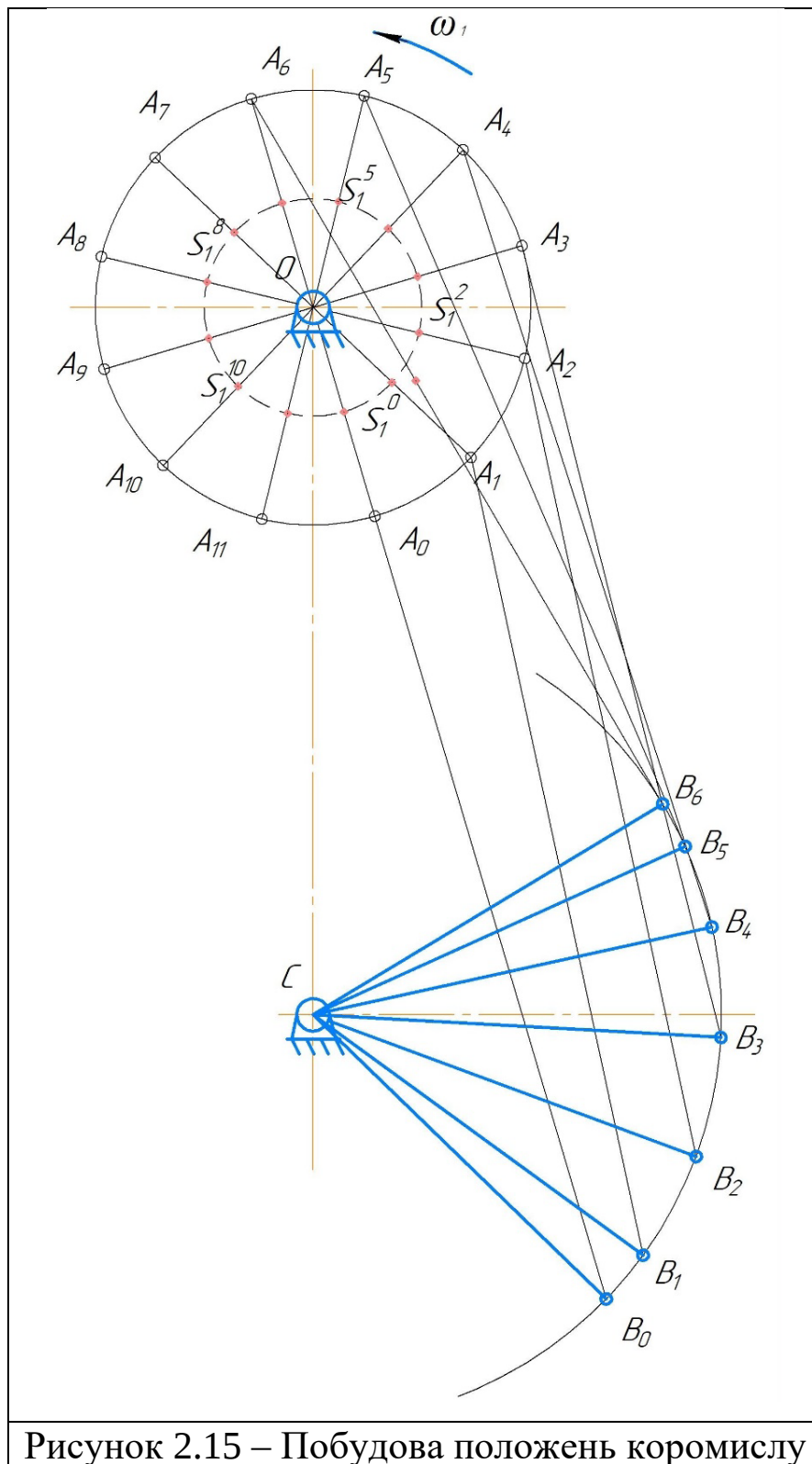


Рисунок 2.15 – Побудова положень коромислу

Далі креслимо останні положення шатуна AB і отримаємо точки $B_7, B_8, B_9, B_{10}, B_{11}$ (рис. 2.16).

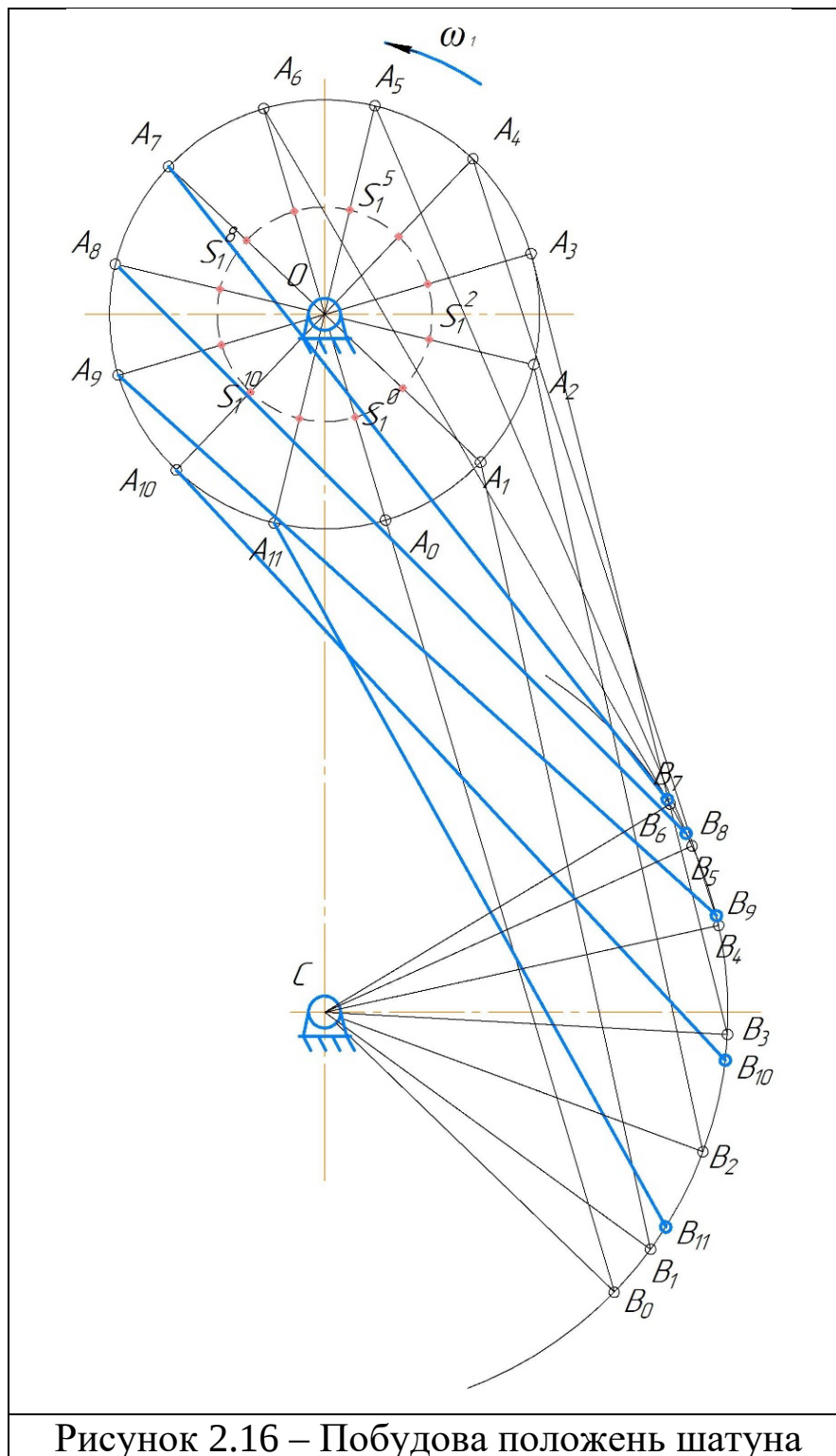


Рисунок 2.16 – Побудова положень шатуна

Та з'єднуємо їх з точкою C (рис.2.17):

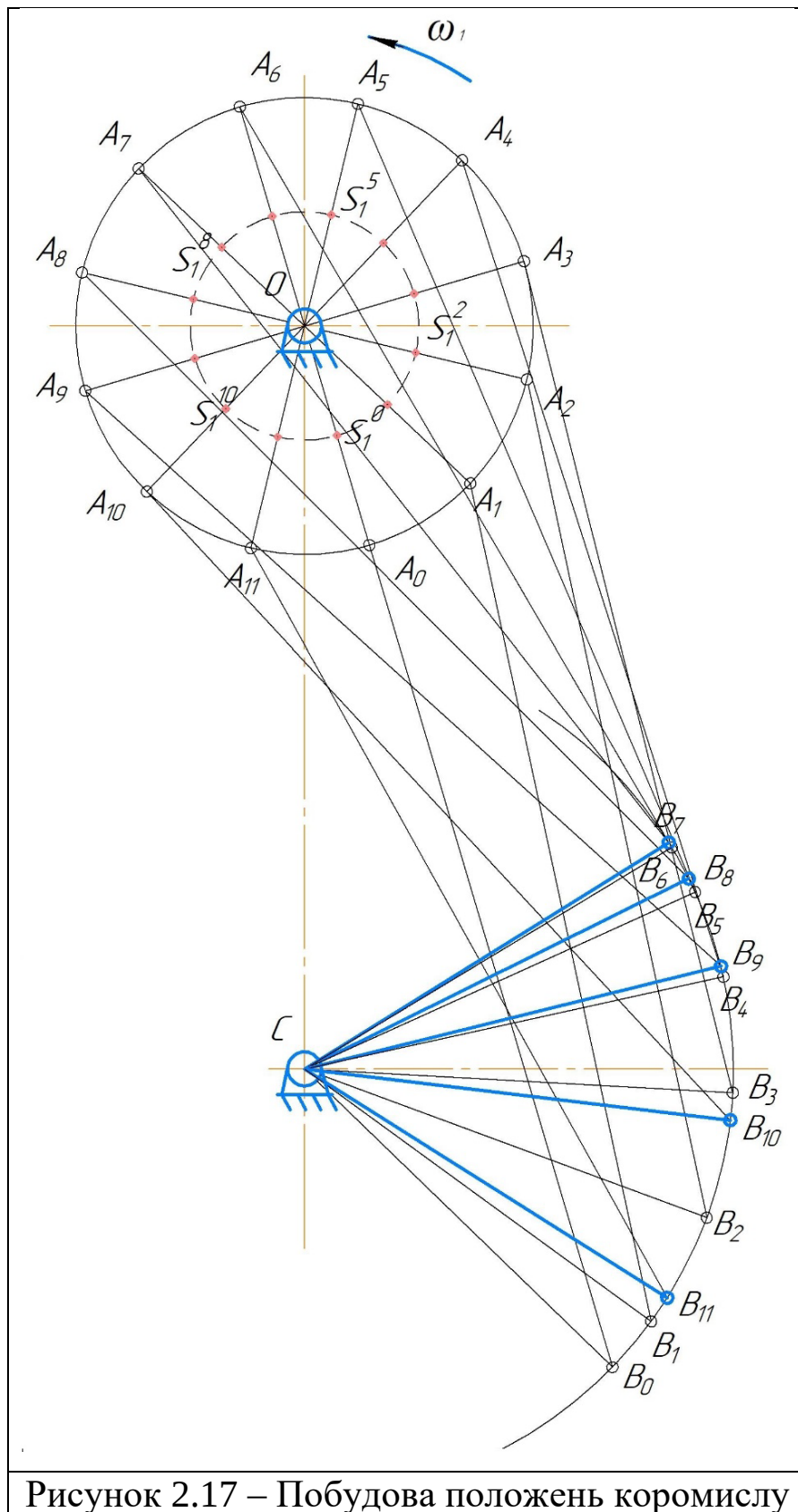


Рисунок 2.17 – Побудова положень коромислу

Далі з центру обертання коромислу, точки C проводимо дугу радіусом CS_3 та отримуємо центри мас коромислу S_3 для дванадцятьох положень (рис. 2.18).

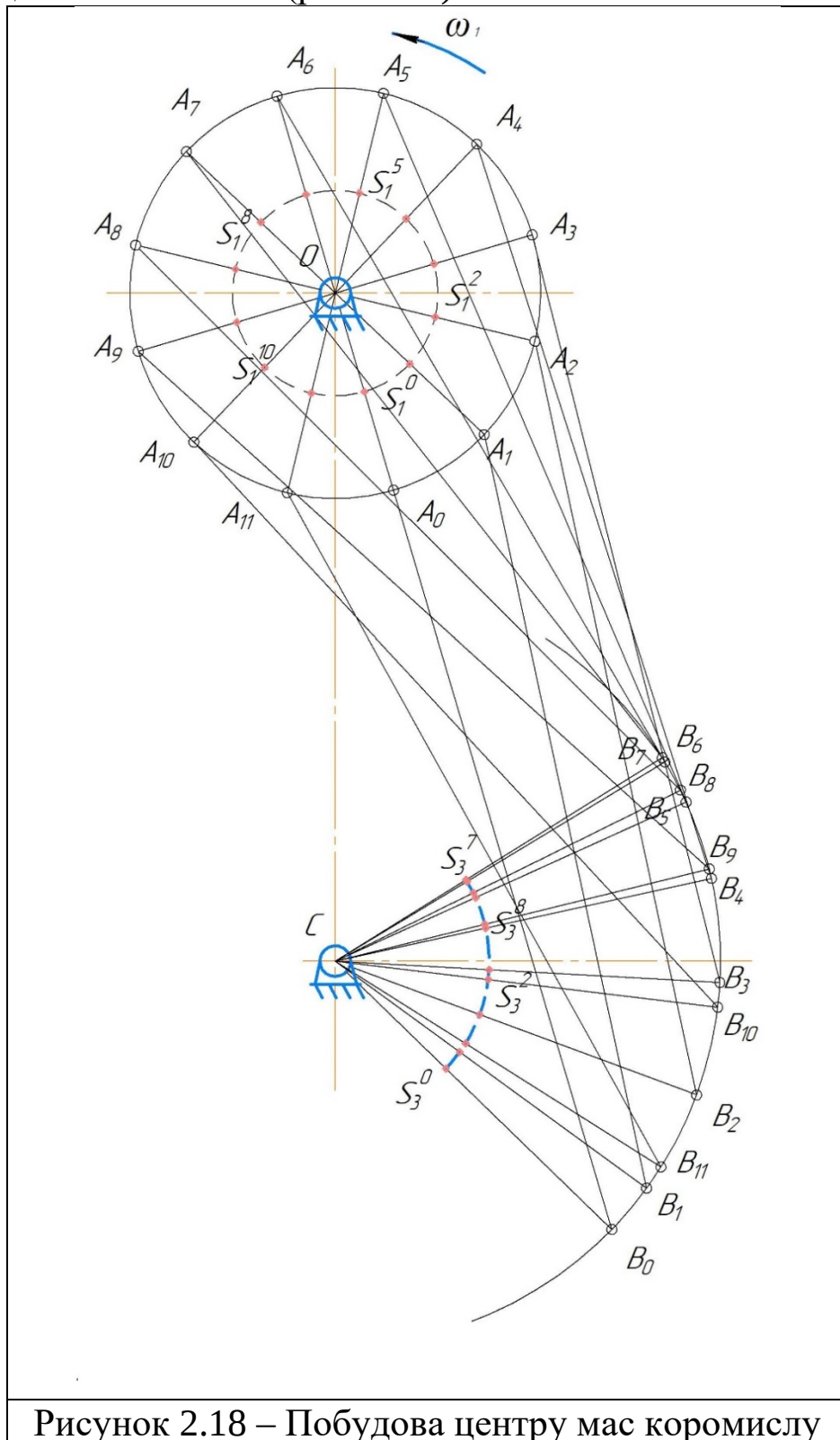


Рисунок 2.18 – Побудова центру мас коромислу

Слідуючим кроком визначаємо центр мас шатуна S_2 для дванадцятьох положень та креслимо шатуну криву. Для цього від

кожної точки A відкладаємо довжину AS_2 , згідно масштабу та вихідним даним. Потім отримані точки S_2 з'єднаємо плавною кривою (рис. 2.19).

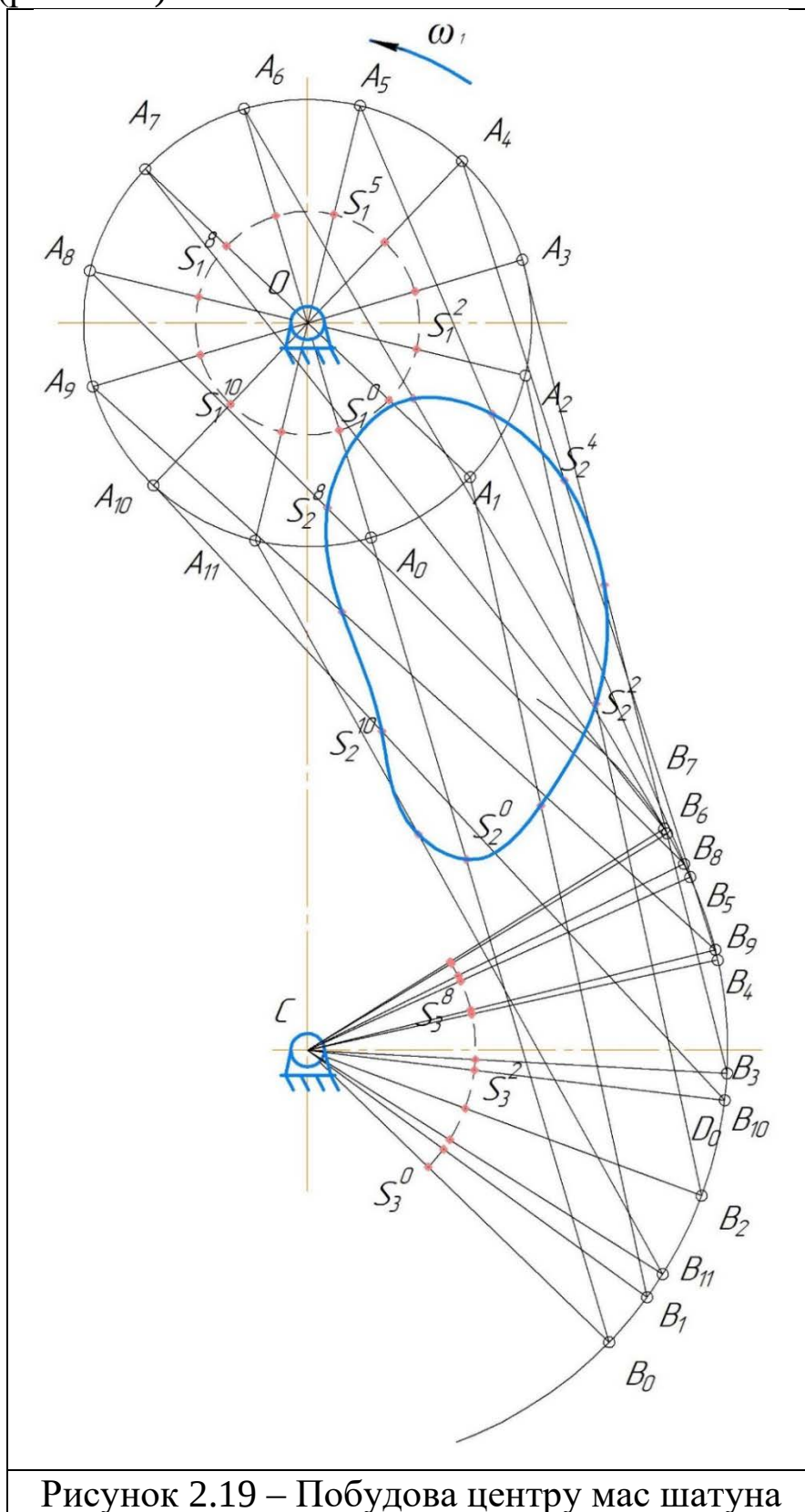
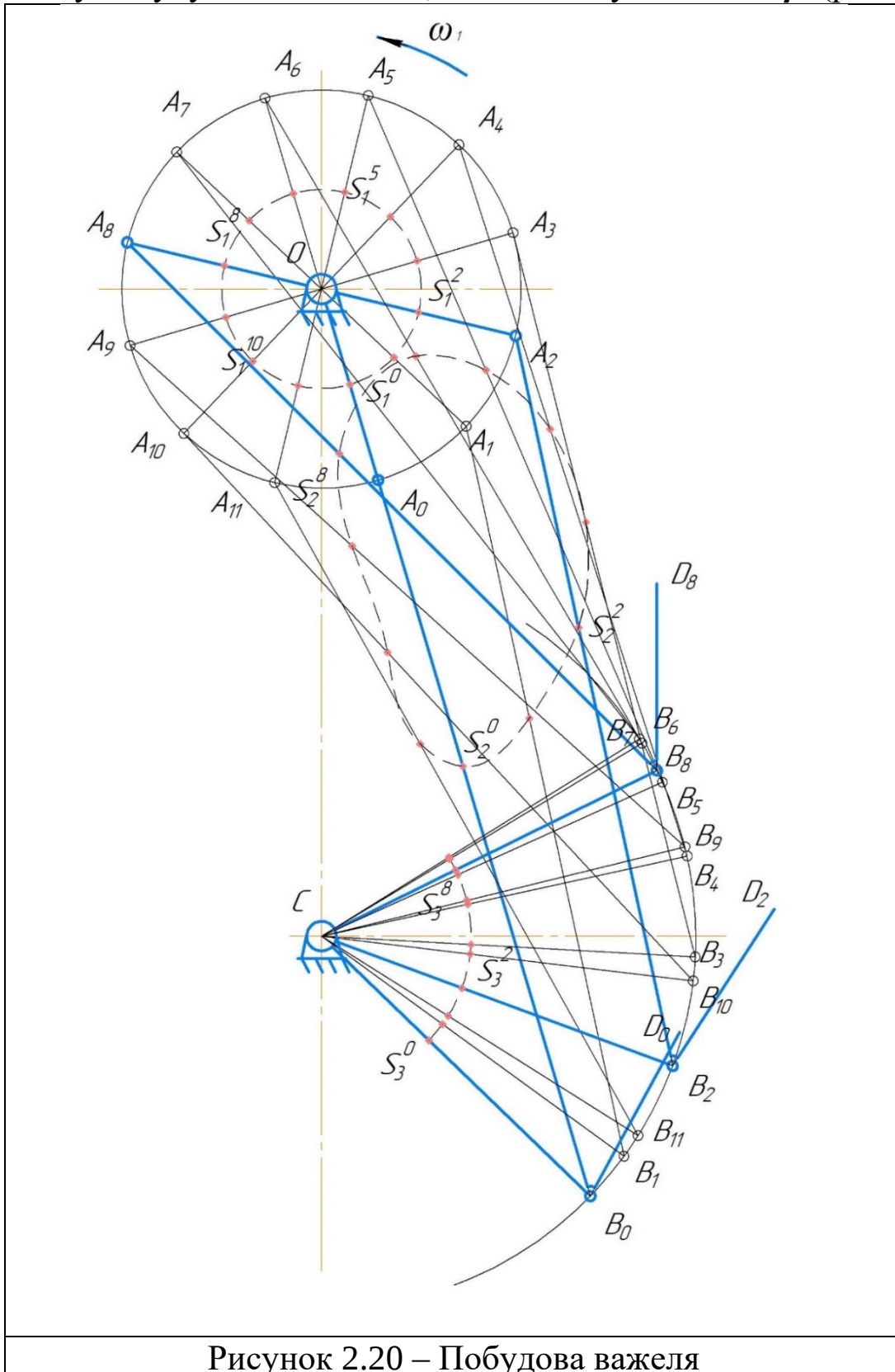


Рисунок 2.19 – Побудова центру мас шатуна

Далі будуємо важіль BC до шатуна AB під кутом α , до якого прикладаємо силу корисного опору $P_{ко}$. Згідно вихідним даним та обраному масштабу, під кутом α до кожного положення шатуна будуємо важіль BC , довжиною у масштабі μ_l (рис. 2.20).



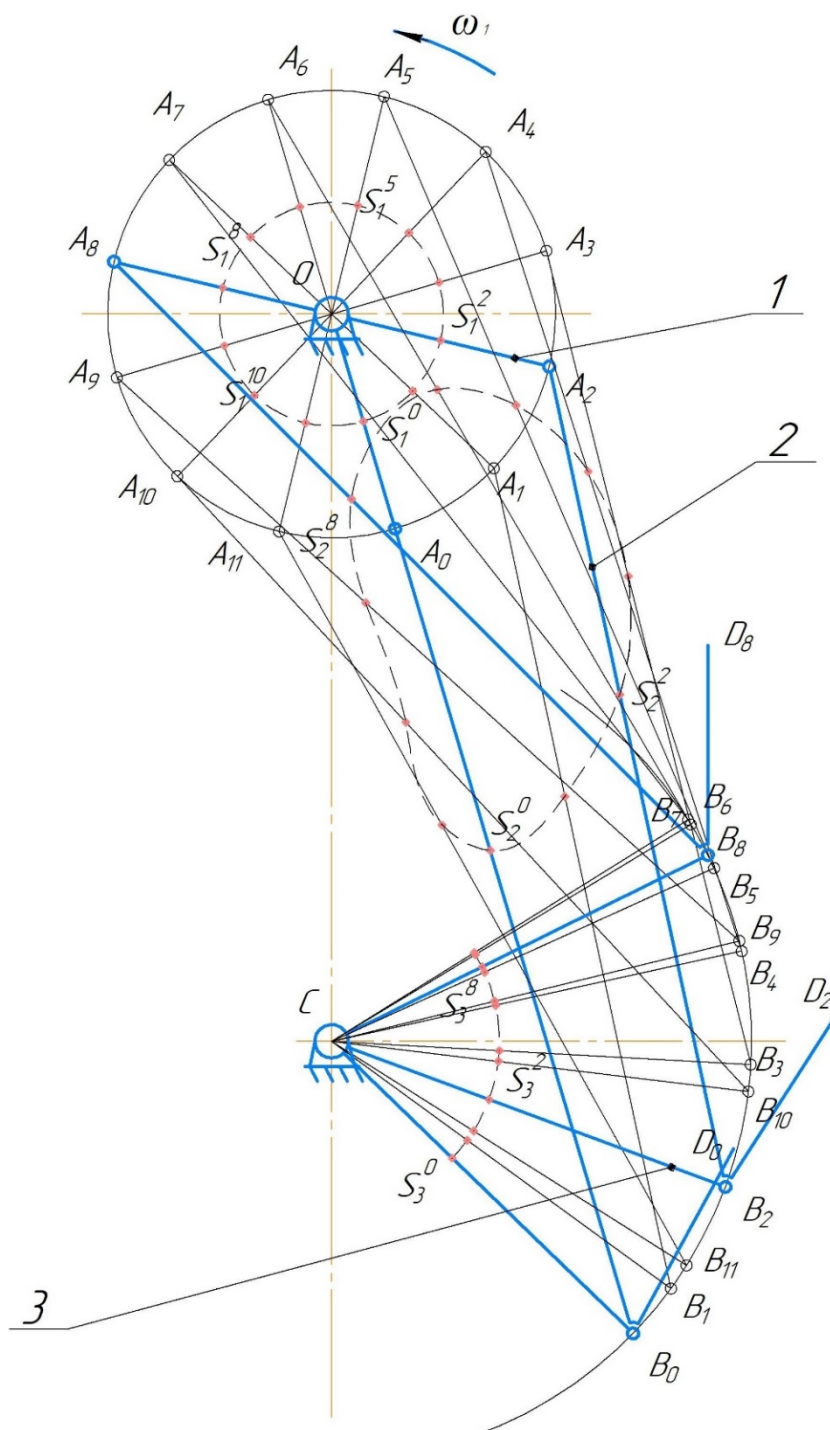
$$\mu_l = 0,002 \frac{M}{MM}$$


Рисунок 2.21 – Побудова дванадцятиох положень механізму

3.3 Завдання для самостійного вирішення

$$l_{CD} = 0,4 \cdot l_{CB}$$

$$l_{BC} = 0,3 l_{AB}$$

Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення
L_{OA}	м	0,35
L_{AB}	м	1,05
L_{BC}	м	0,7
L_{OC}	м	1,15
L_{AS_2}	м	0,78
L_{CS_3}	м	0,42
ω_1	c^{-1}	14
α	град	60

1. Центр ваги S_1 прийняти у середині довжини кривошипу

6.

Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення
L_{OA}	м	0,49
L_{AB}	м	1,8
L_{OS_1}	м	0,26
L_{AS_2}	м	0,72
e	м	0,08
ω_1	c^{-1}	23
α	град	120

Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення
L_{OA}	м	0,9
L_{AB}	м	2,9
L_{BC}	м	1,9
L_{OC}	м	2,61
L_{AS_2}	м	1,16
L_{CS_3}	м	0,95
ω_1	c^{-1}	11
α	град	130

2. Центр ваги S_1 прийняти у середині довжини кривошипу

7.

Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення
L_{OA}	м	0,13
L_{AB}	м	0,52
L_{OS_1}	м	0,06
L_{AS_2}	м	0,21
e	м	0,05
ω_1	c^{-1}	11
α	град	120

<table><tr><th>Позна-чення</th><th>Одиниця виміру</th><th>Зна-чення</th></tr><tr><td>L_{OA}</td><td>м</td><td>0,28</td></tr><tr><td>L_{AB}</td><td>м</td><td>1,12</td></tr><tr><td>L_{BC}</td><td>м</td><td>0,56</td></tr><tr><td>L_{OC}</td><td>м</td><td>1,22</td></tr><tr><td>L_{AS_2}</td><td>м</td><td>0,9</td></tr><tr><td>L_{CS_3}</td><td>м</td><td>0,35</td></tr><tr><td>ω_1</td><td>c^{-1}</td><td>28</td></tr><tr><td>α</td><td>град</td><td>60</td></tr></table> 3. Центр ваги S_1 прийняти у середині довжини кривошипу	Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення	L_{OA}	м	0,28	L_{AB}	м	1,12	L_{BC}	м	0,56	L_{OC}	м	1,22	L_{AS_2}	м	0,9	L_{CS_3}	м	0,35	ω_1	c^{-1}	28	α	град	60	<table><tr><th>Позна-чення</th><th>Одиниця виміру</th><th>Зна-чення</th></tr><tr><td>L_{OA}</td><td>м</td><td>0,9</td></tr><tr><td>L_{AB}</td><td>м</td><td>2,9</td></tr><tr><td>L_{OS_1}</td><td>м</td><td>0,63</td></tr><tr><td>L_{AS_2}</td><td>м</td><td>1,74</td></tr><tr><td>e</td><td>м</td><td>0,31</td></tr><tr><td>ω_1</td><td>c^{-1}</td><td>28</td></tr><tr><td>α</td><td>град</td><td>110</td></tr></table> 8.	Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення	L_{OA}	м	0,9	L_{AB}	м	2,9	L_{OS_1}	м	0,63	L_{AS_2}	м	1,74	e	м	0,31	ω_1	c^{-1}	28	α	град	110
Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення																																																		
L_{OA}	м	0,28																																																		
L_{AB}	м	1,12																																																		
L_{BC}	м	0,56																																																		
L_{OC}	м	1,22																																																		
L_{AS_2}	м	0,9																																																		
L_{CS_3}	м	0,35																																																		
ω_1	c^{-1}	28																																																		
α	град	60																																																		
Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення																																																		
L_{OA}	м	0,9																																																		
L_{AB}	м	2,9																																																		
L_{OS_1}	м	0,63																																																		
L_{AS_2}	м	1,74																																																		
e	м	0,31																																																		
ω_1	c^{-1}	28																																																		
α	град	110																																																		
<table><tr><th>Позна-чення</th><th>Одиниця виміру</th><th>Зна-чення</th></tr><tr><td>L_{OA}</td><td>м</td><td>0,1</td></tr><tr><td>L_{AB}</td><td>м</td><td>0,33</td></tr><tr><td>L_{BC}</td><td>м</td><td>0,2</td></tr><tr><td>L_{OC}</td><td>м</td><td>0,35</td></tr><tr><td>L_{AS_2}</td><td>м</td><td>0,25</td></tr><tr><td>L_{CS_3}</td><td>м</td><td>0,08</td></tr><tr><td>ω_1</td><td>c^{-1}</td><td>40</td></tr><tr><td>α</td><td>град</td><td>120</td></tr></table> 4. Центр ваги S_1 прийняти у середині довжини кривошипу	Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення	L_{OA}	м	0,1	L_{AB}	м	0,33	L_{BC}	м	0,2	L_{OC}	м	0,35	L_{AS_2}	м	0,25	L_{CS_3}	м	0,08	ω_1	c^{-1}	40	α	град	120	<table><tr><th>Позна-чення</th><th>Одиниця виміру</th><th>Зна-чення</th></tr><tr><td>L_{OA}</td><td>м</td><td>0,07</td></tr><tr><td>L_{AB}</td><td>м</td><td>0,25</td></tr><tr><td>L_{OS_1}</td><td>м</td><td>0,04</td></tr><tr><td>L_{AS_2}</td><td>м</td><td>0,14</td></tr><tr><td>e</td><td>м</td><td>0,02</td></tr><tr><td>ω_1</td><td>c^{-1}</td><td>24</td></tr><tr><td>α</td><td>град</td><td>35</td></tr></table> 9.	Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення	L_{OA}	м	0,07	L_{AB}	м	0,25	L_{OS_1}	м	0,04	L_{AS_2}	м	0,14	e	м	0,02	ω_1	c^{-1}	24	α	град	35
Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення																																																		
L_{OA}	м	0,1																																																		
L_{AB}	м	0,33																																																		
L_{BC}	м	0,2																																																		
L_{OC}	м	0,35																																																		
L_{AS_2}	м	0,25																																																		
L_{CS_3}	м	0,08																																																		
ω_1	c^{-1}	40																																																		
α	град	120																																																		
Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення																																																		
L_{OA}	м	0,07																																																		
L_{AB}	м	0,25																																																		
L_{OS_1}	м	0,04																																																		
L_{AS_2}	м	0,14																																																		
e	м	0,02																																																		
ω_1	c^{-1}	24																																																		
α	град	35																																																		
<table><tr><th>Позна-чення</th><th>Одиниця виміру</th><th>Зна-чення</th></tr><tr><td>L_{OA}</td><td>м</td><td>0,2</td></tr><tr><td>L_{AB}</td><td>м</td><td>0,8</td></tr><tr><td>L_{BC}</td><td>м</td><td>0,4</td></tr><tr><td>L_{OC}</td><td>м</td><td>0,78</td></tr><tr><td>L_{AS_2}</td><td>м</td><td>0,36</td></tr><tr><td>L_{CS_3}</td><td>м</td><td>0,2</td></tr><tr><td>ω_1</td><td>c^{-1}</td><td>36</td></tr><tr><td>α</td><td>град</td><td>170</td></tr></table> 5. Центр ваги S_1 прийняти у середині довжини кривошипу	Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення	L_{OA}	м	0,2	L_{AB}	м	0,8	L_{BC}	м	0,4	L_{OC}	м	0,78	L_{AS_2}	м	0,36	L_{CS_3}	м	0,2	ω_1	c^{-1}	36	α	град	170	<table><tr><th>Позна-чення</th><th>Одиниця виміру</th><th>Зна-чення</th></tr><tr><td>L_{OA}</td><td>м</td><td>0,19</td></tr><tr><td>L_{AB}</td><td>м</td><td>0,8</td></tr><tr><td>L_{OS_1}</td><td>м</td><td>0,07</td></tr><tr><td>L_{AS_2}</td><td>м</td><td>0,56</td></tr><tr><td>e</td><td>м</td><td>0,076</td></tr><tr><td>ω_1</td><td>c^{-1}</td><td>7,5</td></tr><tr><td>α</td><td>град</td><td>150</td></tr></table> 10.	Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення	L_{OA}	м	0,19	L_{AB}	м	0,8	L_{OS_1}	м	0,07	L_{AS_2}	м	0,56	e	м	0,076	ω_1	c^{-1}	7,5	α	град	150
Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення																																																		
L_{OA}	м	0,2																																																		
L_{AB}	м	0,8																																																		
L_{BC}	м	0,4																																																		
L_{OC}	м	0,78																																																		
L_{AS_2}	м	0,36																																																		
L_{CS_3}	м	0,2																																																		
ω_1	c^{-1}	36																																																		
α	град	170																																																		
Позна-чення	Одиниця виміру	Зна-чення																																																		
L_{OA}	м	0,19																																																		
L_{AB}	м	0,8																																																		
L_{OS_1}	м	0,07																																																		
L_{AS_2}	м	0,56																																																		
e	м	0,076																																																		
ω_1	c^{-1}	7,5																																																		
α	град	150																																																		
Рисунок 2.22 – Схеми та вихідні дані важільних механізмів																																																				

3.3 Хід проведення

3.3.1 Перевірка викладачем самостійної підготовки студентів до практичної роботи (наявність письмових відповідей на надані питання).

3.3.2 Викладач знайомить студентів з метою, змістом даної роботи та вимогами до захисту.

3.3.3 Визначити за якими умовами виконується кінематичний аналіз важільних механізмів; які характеристики механізму є кінематичними; з'ясувати методику визначення кінематичних показників графоаналітичним методом; як обрати масштаб для побудови кінематичної схеми механізму.

3.3.4 Ознайомитись із основними якісними показниками вимірювальних приладів.

3.3.5 Розрахувати розміри всіх ланок згідно обраного масштабу; побудувати дванадцять положень механізму; визначити положення центрів мас ланок.

3.3.6 Самостійне опрацювання студентами теоретичних відомостей з даної теми та оформлення звіту.

3.3.7 Захист практичної роботи за допомогою тестів наприкінці заняття, при умові правильного оформлення звіту.

3.4 Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

1. Найменування, номер та мету роботи;
2. Креслення структурної схеми та свій варіант даних;
3. Розрахунок довжини ланок в обраному машинобудівельному масштабу;
4. Побудову дванадцятьох положень важільного механізму.

3.5 Контрольні запитання

1. Що таке кінематична схема плоского механізму?
2. Що таке масштабний коефіцієнт фізичної величини?
3. В якому масштабі будується план положення механізму?
4. Як побудувати траєкторію руху кривошипа?

5. Як визначити нульове положення точки В?
6. Як визначити нульове положення точки А?
7. Пояснити методику побудови дванадцяти положень кривошипно-повзунного механізму.
8. Пояснити методику побудови дванадцяти положень кривошипно-коромислового механізму.
9. Як побудувати шатунну криву?
10. Як визначити робочий і холостий рух механізму?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №3

Тема: ГРАФІЧНИЙ МЕТОД КІНЕМАТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: виконати кінематичний аналіз руху вихідної ланки кривошипно-повзунного механізму графічним методом.

1. ВКАЗІВКИ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1. Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати мету та методи кінематичного аналізу механізмів. У чому полягає і на яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу. Треба знати механічний і геометричний сенси похідної.

1.2. Питання до самоперевірки

1. Сформулюйте задачі кінематичного аналізу механізмів.
2. Назвіть методи кінематичного аналізу механізмів, їх переваги і недоліки.
3. Які допущення роблять при кінематичному дослідженні механізмів?
4. Які вихідні дані необхідні для кінематичного дослідження механізмів?
5. У чому полягає графічний метод кінематичного аналізу механізмів?
6. На яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу?
7. Назвіть механічний і геометричний сенси похідної.
8. Які методи використовують для графічного диференціювання.
9. Як визначаються масштаби кінематичних діаграм?

1.3. Рекомендована література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / Артоболевский И.И. – 4-е изд.- М.: Наука, 1988.- 640 с.- ISBN 5-02-013810-X.

2. Фролов К.В. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В.Фролова.- М.: Высшая школа, 1987.- 496 с

3. Тимофеев Г.А., Теория механизмов и машин: курс лекций / Г.А. Тимофеев. — М.: ИД Юрайт, 2010. — 351 с. — (Основы наук). ISBN 978-5-9692-0244-3

2. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1. Програма роботи

Для заданої моделі плоского важільного механізму скласти структурну схему, визначити і побудувати графік переміщення вихідної ланки в залежності від кута повороту кривошипа; застосував метод хорд графічного диференціювання побудувати діаграми швидкості і прискорення вихідної ланки.

2.2. Теоретичні відомості

2.2.1. Задачі та методи кінематичного аналізу.

При кінематичному дослідженні механізму розглядається рух його ланок без урахування сил, що діють на них, тобто розглядається рух ланок з чисто геометричної точки зору, з урахуванням тільки фактору часу.

Як відомо з теоретичної механіки, будь-який рух тіла характеризується переміщенням його у просторі, швидкістю та прискоренням руху його точок. Звідси і впливають задачі кінематичного дослідження механізмів. Це визначення:

- положень і переміщень ланок та траєкторій руху окремих їх точок;
- швидкостей ланок та окремих їх точок;

- прискорень ланок та окремих їх точок.

Визначення траєкторій точок ланок допомагає уявити картину взаємного положення ланок під час руху і намітити контур корпусу механізму, що особливо важливо при переміщенні ланок усередині його, коли існує небезпека співудару ланок; для раціонального підбору розмірів ланок, встановлення відповідності рухів робочих ланок машини правильній послідовності технологічного процесу і тощо.

Знання швидкостей ланок та окремих їх точок дозволяє визначити потужність, дію сил та кінетичну енергію, приведену масу для розрахунку маховика (наприклад, від швидкості різцетримача стругального верстата залежить стійкість різального інструменту, продуктивність верстату).

Прискорення ланок та окремих їх точок використовують при визначенні сил інерції, які у швидкохідних машинах в десятки, навіть сотні разів перевищують силу ваги самих ланок. Це треба враховувати під час проектування та експлуатації машин.

Отже, знання кінематичних параметрів необхідно для оцінки роботи існуючої машини або ж для синтезу нових. Кінематичний аналіз проводять у порядку побудови механізму. Тому кінематичне дослідження проводиться після структурного аналізу механізму.

В сучасному машинобудуванні при проектуванні машин широко використовуються інформаційні технології з широким застосуванням різноманітних пакетів систем автоматизованого проектування й розрахунків. Існують п'ять методів кінематичного дослідження механізмів: графічний, графоаналітичний, аналітичний, експериментальний та метод перетворення точок координат. Для більшості практичних задач графічні та графоаналітичні методи значно спрощують розрахунки і економлять час та мають достатню точність досліджень. Аналітичні методи мають перевагу у зв'язку з можливістю автоматизації досліджень завдяки використанню обчислювальної техніки.

Аналітичний метод (полягає у складанні та вирішенні рівнянь) – самий точний, але найбільш складний; застосовують у

тих випадках, коли неможливо отримати потрібну точність рішення іншим методом (наприклад при малих переміщеннях ланок). Цим методом треба користуватися у випадках, коли за умовою задачі необхідно визначити кінематичні параметри з будь-якою наперед заданою точністю, тим паче що наявність швидкодіючої обчислювальної техніки сприяє автоматизації методу, поширенню і вдосконаленню.

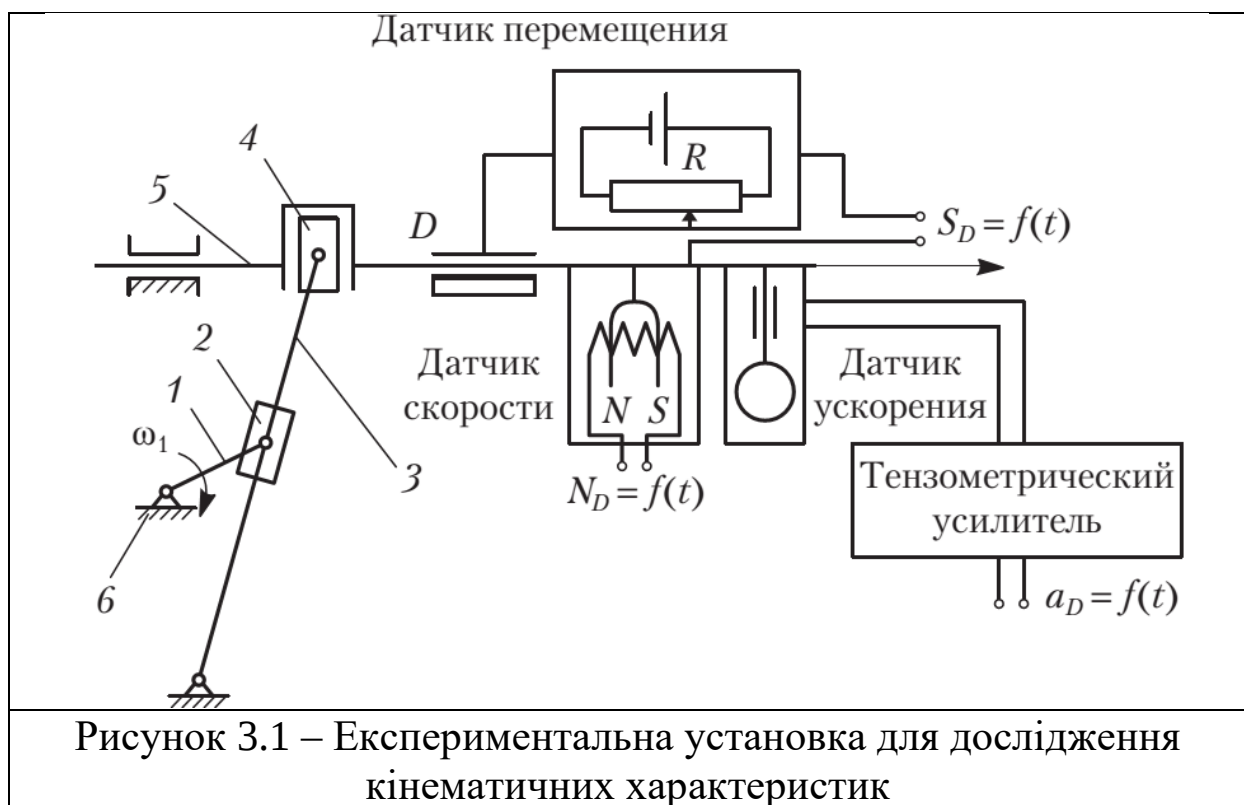
Графічний метод кінематичного дослідження (полягає у побудові кінематичних діаграм – графіків переміщень, швидкостей та прискорень будь-якої ланки механізму чи окремої її точки у функції часу або переміщення ведучої ланки) характеризується наочністю і відносною простотою, але не забезпечує необхідну точність і дають змогу дослідження тільки окремої точки ланки, а не всього механізму в цілому.

Графоаналітичний метод (або метод планів, полягає у побудові планів швидкостей і прискорень механізму) у більшості випадках забезпечують необхідну точність, що дає змогу визначити траєкторію, швидкість та прискорення усіх точок механізму, але потребує виконання великого обсягу креслярських робіт, тому що необхідно будувати плани для ряду послідовних положень механізму, щоб простежити зміну швидкості та прискорення за цикл.

Експериментальні методи дослідження дають змогу перевірити правильність вибору розрахункових схем, методів і величин обчислювальних параметрів, але дуже коштовні, тому що потребують застосування різних технічних приладів для вимірювання кінематичних параметрів механізму. При експериментальному методі дослідження механізмів кінематичні характеристики точок і ланок механізму реєструються за допомогою датчиків. Датчики реєструють, а потім і перетворюють кінематичні параметри в пропорційні електричні сигнали, які після посилення реєструються різними приладами. Останніми роками для реєстрації і обробки результатів експериментальних досліджень широко використовуються ПЕВМ. На рисунку 3.1 показана експериментальна установка для дослідження кінематичних характеристик кривошипно-кулісного механізму пріс-автомата.

У цій експериментальній установці використовуються для вимірів:

- переміщення вихідної ланки – датчик потенціометра переміщення, в якому пропорційно положенню движка потенціометра змінюється його опір;
- швидкості вихідної ланки – індукційний датчик швидкості, в якому напруга на кінцях котушки що рухається в полі постійного магніта пропорційно швидкості котушки;
- прискорення вихідної ланки – тензометричний акселерометр. Він складається з пластинчатої пружини, один кінець якої закріплений на вихідній ланці механізму, а на другому закріплена маса. На пластину наклеєні дротяні тензоперетворювачі. При русі вихідної ланки з прискоренням інерційність маси викликає вигин пластини, деформацію тензоперетворювачів і зміна їх опору, пропорційна прискоренню вихідної ланки.



Метод перетворення координат. Застосування ЕОМ для кінематичного аналізу механізмів пов'язане з розробкою відповідних алгоритмів і програм розрахунку. Найпростіше такі алгоритми реалізуються з використанням рівнянь перетворення

координат в матричній формі запису необхідних операцій обчислення.

При цьому методі вибирають деяке число систем координат, достатнє для математичного опису геометричної форми ланок і відносного руху ланок в кожній кінематичній парі. Число систем координат визначається числом елементів ланок, що утворюють кінематичні пари. Нерухома система координат $x^{(0)} y^{(0)} z^{(0)}$ пов'язана із стійкою. У кожній кінематичній парі вибирають дві системи координат (спосіб 1) або одна система координат (спосіб 2). При першому способі дві системи координат відносяться до елементів пари ланок, що утворюють цю пару. При другому способі кожній кінематичній парі відповідає прямокутна система координат, одна з осей якої пов'язана з характерними ознаками ланки, наприклад осью ліній. Для прикладу слід звернутися до схеми маніпулятора, що імітує рух руки людини, зображеної на рисунку 2.2

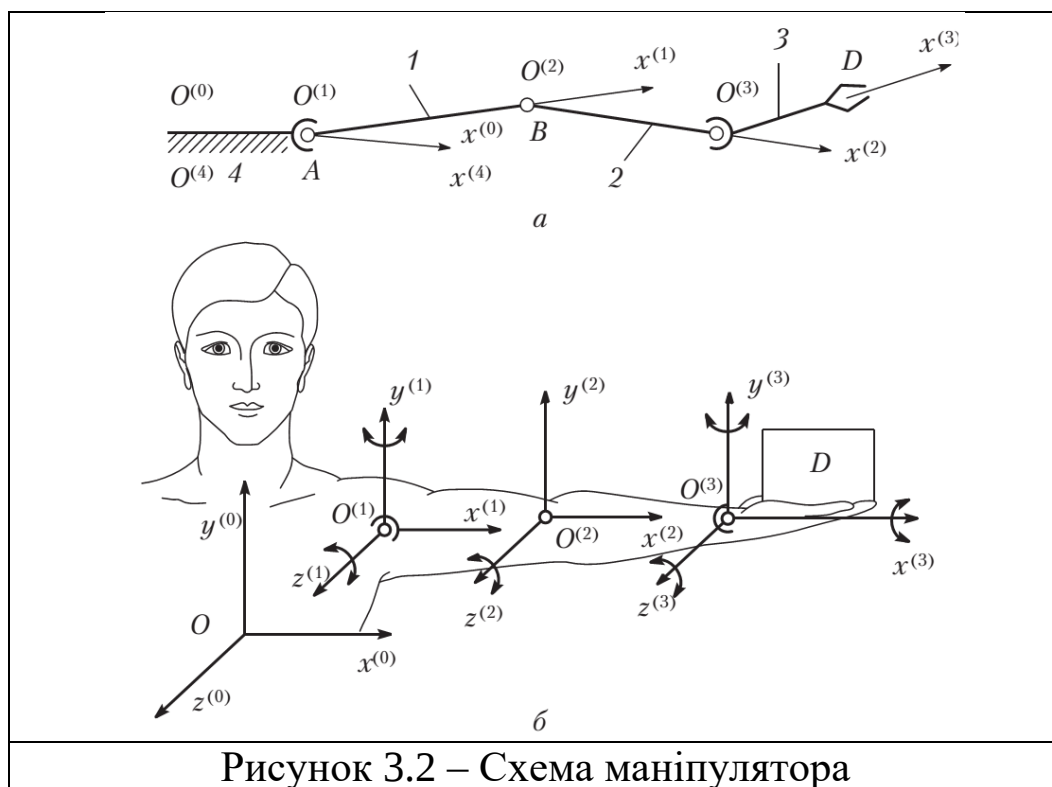


Рисунок 3.2 – Схема маніпулятора

На рис. 3.2, а показані координатні осі $O_1 x^{(0)}$, $O_2 x^{(2)}$, $O_3 x^{(3)}$, $O_4 x^{(4)}$ (чи $O_0 x^{(0)}$) чотирьохланкового (1, 2, 3, 4) відкритого кінематичного ланцюга, що моделює структуру руки людини

(Рис. 2.2, б). Вісь $z^{(i)}$ направляють уздовж осі пари, а вісь $y^{(i)}$ доповнює праву систему координат $0^{(i)} x^{(i)} y^{(i)} z^{(i)}$.

Початок координат кожної i -ої локальної координатної системи поєднують з тією кінематичною парою, якою ця ланка сполучена з попередньою ланкою. Для плоских механізмів осі $z^{(1)}, z^{(2)}, \dots, z^{(n)}$ паралельні між собою, оскільки вони перпендикулярні базовій площині, в якій розглядається рух ланок плоского механізму.

Перехід від i -ої локальної координатної системи до іншої $(i+1)$ системи визначається рівняннями перетворення декартових прямокутних координат, в загальному випадку - перенесення і повороту координатних осей.

Для проведення кінематичного аналізу механізму треба мати його кінематичну схему; закон руху ведучої ланки й розміри ланок та положення на них окремих точок (наприклад, центрів мас).

Припущення при проведенні кінематичного аналізу механізму:

- ланки механізму – абсолютно жорсткі, тобто розміри ланок під час руху залишаються незмінними;
- зв'язки між ланками ідеальні, тобто у кінематичних парах відсутні зазори;
- кутова швидкість ведучої ланки – стала, тобто $\omega_1 = \text{const}$ і дорівнює проектованій середній кутовій швидкості.

Більшість механізмів і машин мають періодичний рух. Під періодом (циклом) руху розуміють проміжок часу, після закінчення якого механізм повертається у початкове положення, а його кінематичні параметри набувають початкового значення. Звідси випливає, що для кінематичного дослідження достатньо одного періоду роботи механізму. Для більшості механізмів період руху визначається одним обертом ведучої ланки-кривошипу.

2.2.2. Теоретичне обґрунтування графічного методу кінематичного аналізу

Під час дослідження різних механізмів часто недостатньо знайти тільки форму шляху – траєкторію руху точки; треба ще знати характер зміни величини пройденого шляху залежно від

часу або кута повороту кривошипа (графік шляху не слід змішувати з траєкторією. Наприклад, точка рухається по траєкторії, яка являє собою коло, а графік шляху є парабола). Для цього будують діаграми лінійних переміщень $S=S(t)$, якщо ланка здійснює поступальний рух (або діаграми кутових переміщень $\varphi=\varphi(t)$, якщо ланка здійснює обертальний рух).

Маючи один з графіків можна одержати два інших шляхом графічного диференціювання або інтегрування, бо між переміщенням, швидкістю і прискоренням існують залежності:

$$V = \frac{ds}{dt}, \quad a = \frac{dV}{dt} \quad - \text{ для поступального руху}$$

$$(\text{ або } \omega = \frac{d\varphi}{dt}, \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} \text{ - для обертального руху}).$$

$$\frac{dS}{dt} = \operatorname{tg} \alpha, \quad \frac{dV}{dt} = \operatorname{tg} \beta,$$

де α, β – відповідно кути нахилу дотичної до кривої в даній точці функцій $S=S(t)$ і $V_V=V_V(t)$ (геометрична інтерпретація першої похідної).

При графічному диференціюванні застосовують метод дотичних або хорд. Оскільки з іншого боку для функції, що задана графічно, Але на практиці *метод дотичних* незручний, оскільки провести точно дотичну в даній точці кривої важко і можуть виникнути значні похибки. Тому частіше користуються наближеним методом - *методом хорд* (січних). Він ґрунтується на відомій теоремі про скінчений приріст функції: якщо функція, що задана графічно, та її похідна неперервні в будь-якому інтервалі, то хорда, яка стягує цю дугу на цьому інтервалі, паралельна дотичній до кривої, при наймі в одній точці, що належить кривій в середині цього інтервалу. Зменшуючи інтервал, можна досягти того, що дотична і хорда зіллються. Отже, чим менший інтервал, тим точніше буде виконано диференціювання.

Масштаби кінематичних діаграм визначаються по формулам:

- масштаб часу $\mu_t = \frac{2\pi}{\omega_1 \cdot L}, \frac{\text{с}}{\text{мм}}$;
- масштаб переміщення $\mu_s = \frac{S_{\max}}{y_{\max}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}$;
- масштаб швидкості $\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t}, \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$;
- масштаб прискорення $\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \cdot \mu_t}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$,

де L (мм) – відрізок по осі абсцис, що зображує період одного оберту кривошипу;

$y_{\max}$ – відрізок на графіку, що зображує максимальну відстань вихідної ланки від її початкового положення;

H_1, H_2 (мм) - відповідно полюсні відстані диференціювання графіків швидкостей і прискорень.

Розглянемо метод хорд графічного диференціювання на прикладі кривошипно-повзунного механізму (рисунок 1), період оберту кривошипа розглянемо у 12-ох положеннях.

Спочатку побудуємо графік переміщення повзуна як функцію часу $S_B = S_B(t)$, а потім графічним диференціюванням побудуємо графіки його швидкості $V_B = V_B(t)$ і прискорення $a_B = a_B(t)$.

Кінематичні діаграми будуюмо на одній базі по осі абсцис (рисунок 1). Для побудови діаграм, на осі абсцис відкладемо відрізок L , [мм], що в масштабі μ_t буде часом періоду руху (одного повного оберту) кривошипа, який поділимо на 12 рівних частин (на таку кількість відрізків, на яку розбита траєкторія точки A кривошипа); в точках поділу креслимо вздовж осі ординат тонкі лінії.

Побудова діаграми переміщення повзуна $S_B = S_B(t)$ (рисунок 1): відкладаємо на відповідних ординатах переміщення точки B повзуна від крайнього його положення B_0 . Масштаб графіка шляху μ_s можна взяти таким, що дорівнює масштабові планів положень механізму μ_L . Якщо графік займає багато місця за висотою, то ординати його треба зменшити, а масштаб відповідно збільшити. Сполучивши точки плавною кривою, дістанемо діаграму пройдених шляхів $S_B = S_B(t)$.

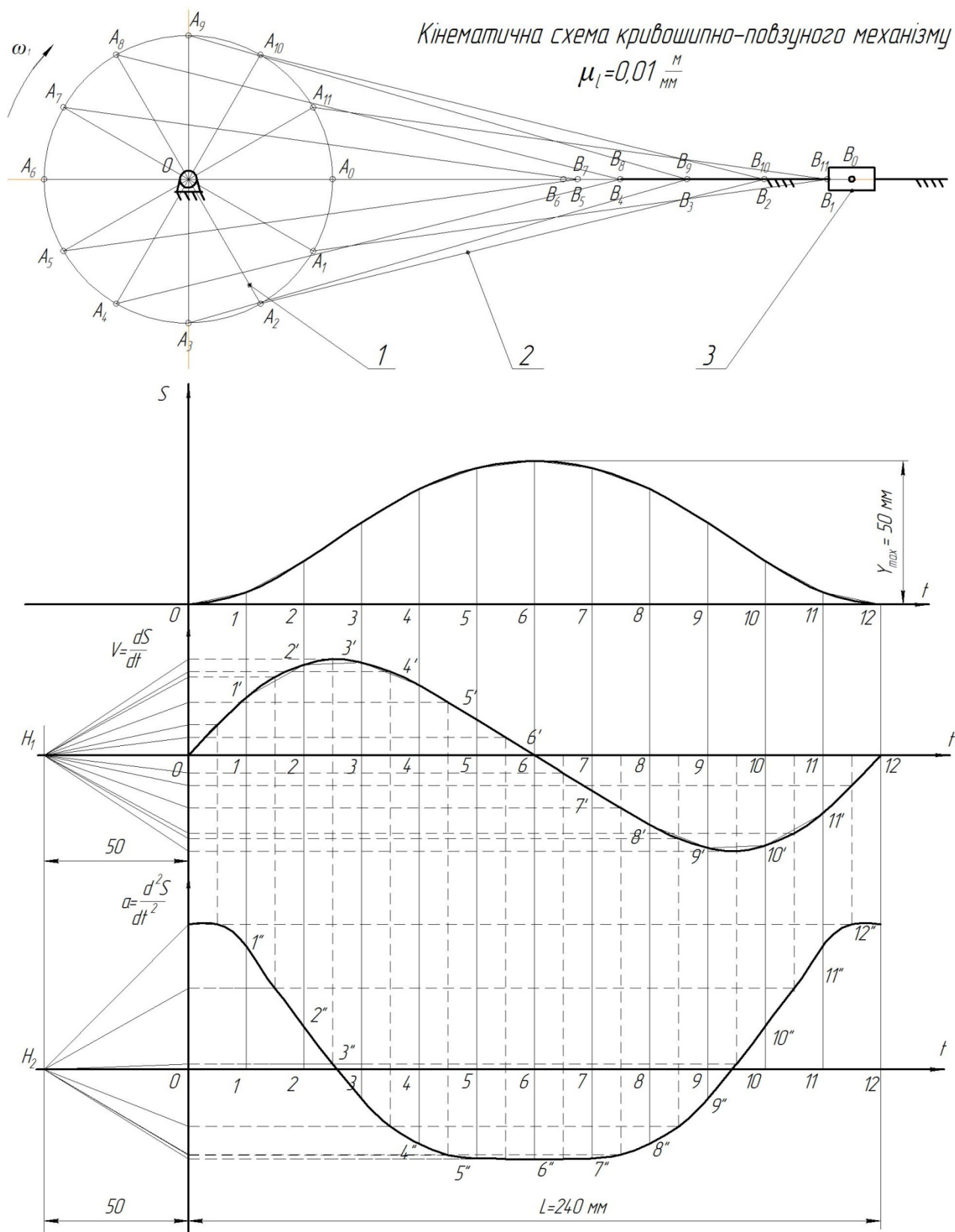


Рисунок 3.3 - Кривошипно-повзунний механізм (в масштабі μ_L)

Побудова діаграми швидкості повзуна $V_B=V_B(t)$ (рисунок 1): диференціювання виконується в такому порядку. На проміжках графіку переміщень $S_B=S_B(t)$ замінюємо криву відрізками прямих (хордами). Обираємо на продовженні осі абсцис (часу t) ліворуч від осі ординат графіка швидкості $V_B=V_B(t)$ довільний відрізок H_1 (полюсну відстань, 15-50 мм). Із точки H_1 проведемо промені, паралельні відповідним хордам графіка $S_B=S_B(t)$ до перетину з віссю ординат. Через точки, що дістали, проведемо лінії, паралельні осі абсцис до середини відповідних інтервалів графіка швидкості $V_B=V_B(t)$. Згідно з формулою ці відрізки зображують швидкості повзуна в середині цих інтервалів у певному масштабі μ_v (січна паралельна дотичній в середині інтервалу). З'єднаємо плавною кривою отримані точки (ординати цих відрізків у середині інтервалів) і дістанемо діаграму швидкості повзуна.

Побудова діаграми прискорення повзуна $a_B=a_B(t)$ (рисунок 3.3): графік прискорень повзуна будується аналогічно.

Полюсну вістань H_2 можна взяти такою, що дорівнює H_1 .

2.3. Оснащення робочого місця

Моделі важільних кривошипно-повзунних механізмів, плакати.

2.4. Опис установки

Установка складається з моделі плоского кривошипно-повзунного механізму. Поза ведучої ланки закріплено транспортер з поділками через 30° . Стрілки на повзуні і лінійка з поділками на напрямній вихідної ланки дає змогу безпосередньо відлучувати її шляхи, що відповідають будь-якому положенню кривошипа.

3. Правила техніки безпеки

3.1. На першому занятті учбового семестру пройти інструктаж з техніки безпеки і строго виконувати усі рекомендації.

3.2. Не можна працювати в лабораторії студентів одному.

3.3. Не можна знаходитися в лабораторії у верхньому одязі.

3.4. Працювати тільки з обладнанням, що відноситься до заданого завдання, у присутності викладача або лаборанта. Інше обладнання і моделі механізмів чіпати забороняється. Питання, що виникають, вирішувати з викладачем або лаборантом кафедри. Студенти, що не виконують цієї умови, удаляються з лабораторії.

3.5. Не можна доторкатися руками до місць з'єднання проводів; під час монтажних робіт підключати обладнання до електромережі.

3.6. Не можна гальмувати вали і шківів руками. Необхідно слідкувати, щоб вільні кінці одягу (шарфи, косинки, крилатки тощо) або волосся не були захвалені ланками, що обертаються.

3.7. У разі нещасного випадку прийняти усі заходи до надання першої допомоги.

4. Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту

4.1. Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою механізму і накреслити його схему.

2. Поставити ведучу ланку моделі механізму у верхнє положення, яке обирається за початкове. Повертаючи ведучу ланку механізму від її початкового положення, робити заміри по шкалі лінійки шляху веденої ланки через кожні 30° оберту кривошипу (у 12-ох положеннях). Заміряні відстані занести в таблицю 3.1 (див. форму звіту).

3. Побудувати графік шляху повзуна $s=s(t)$, використовуючи дані таблиці 1.

4. Побудувати методом хорд графічного диференціювання криві $v=v(t)$ і $a=a(t)$ (дивись послідовність виконання графічного диференціювання методом хорд на сторінці 12). При цьому кутову швидкість ведучої ланки вважати сталою $\omega_1=45\text{ c}^{-1}$.

5. Обчислити масштаби графіків (див. формули на сторінці 9).

Правильність побудови графіків легко контролюється по характеру кривих.

Характерні залежності між інтегральною і диференціальною кривими:

- початкова і кінцева точки ординат графіку за період циклу механізму повинно бути однакові;
- проти точок перегину на діаграмі шляху $[S, t]$ швидкість досягає максимум або мінімум, а прискорення дорівнює нулю;
- екстремальні значення (*max*) на діаграмі $[a, t]$ прискорення відповідають нульові значення на діаграмі $[V, t]$ швидкості;
- зростаючим ординатам діаграми $[V, t]$ швидкості відповідають позитивні значення ординат діаграми $[a, t]$ прискорення, а що убыває - негативні;
- максимальні значення на діаграмі $[V, t]$ швидкості відповідають нульовим значенням на діаграмі $[a, t]$ прискорення.

4.2. Форма звіту

Практичне заняття

Тема: Графічний метод кінематичного дослідження механізму

Мета роботи:

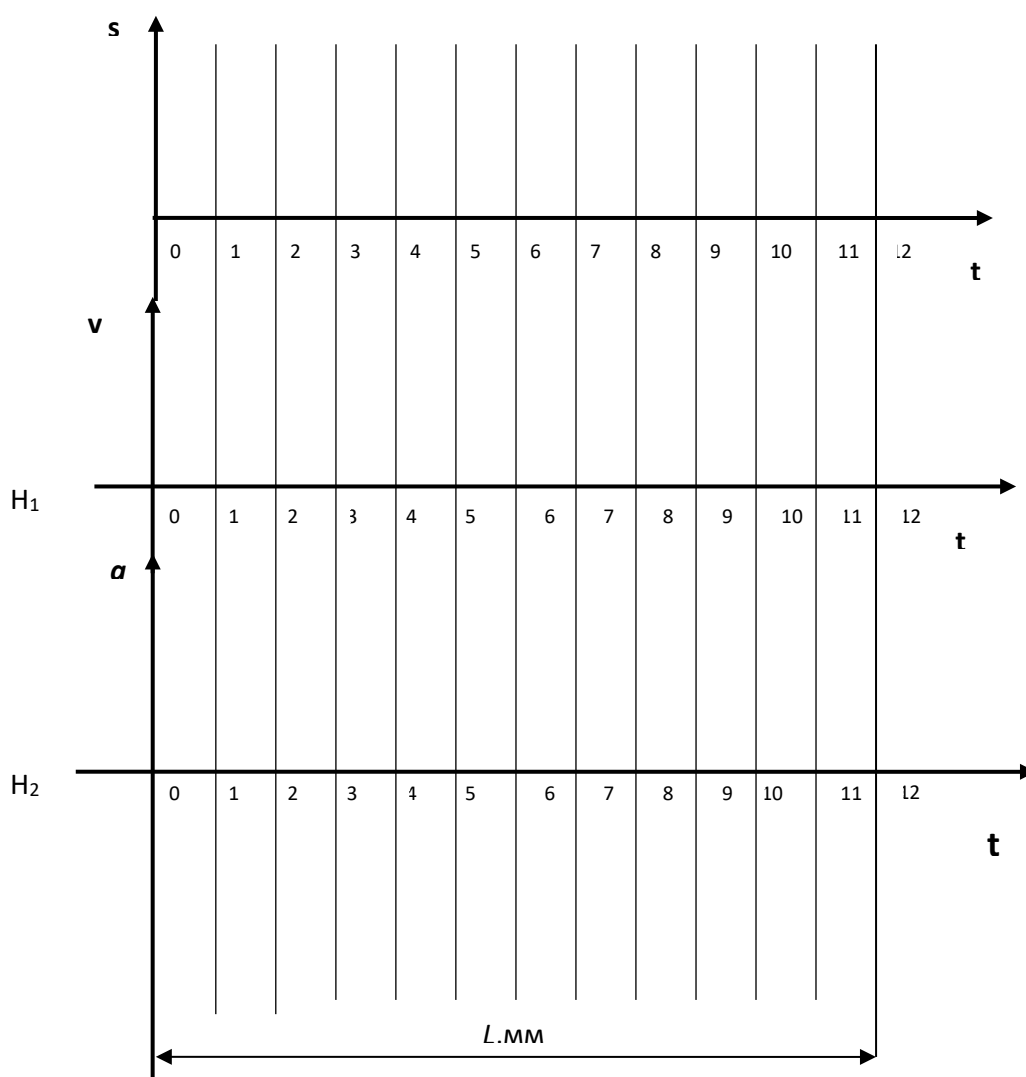
1. Схема механізму

2. Значення переміщення повзуна від початкового положення.

Таблиця 3.1

№ положення механізму	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Кут оберту кривошипу φ , град.	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
Переміщення повзуна S , мм												
Ордината графіка y , мм												

3. Побудова кінематичних діаграм $s=s(t)$, $v=v(t)$ і $a=a(t)$.



4. Визначення масштабів кінематичних діаграм μ_s , μ_v , μ_a :

- масштаб часу $\mu_t = \frac{2\pi}{\omega_1 \cdot L}, \frac{\text{с}}{\text{мм}}$;
- масштаб переміщення $\mu_s = \frac{s_{\max}}{y_{\max}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}$;
- масштаб швидкості $\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t}, \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$;
- масштаб прискорення $\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \cdot \mu_t}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$.

Роботу виконав _____

Роботу прийняв _____ Дата виконання _____

5. Питання для самоконтролю

- 1) У чому полягає графічний метод кінематичного аналізу механізмів?
- 2) Які переваги і недоліки має графічний метод перед іншими методами кінематичного аналізу механізмів?
- 3) Що таке кінематичні діаграми?
- 4) Які вихідні дані необхідні для кінематичного дослідження механізмів?
- 5) На яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу?
- 6) Які методи графічного диференціювання Вам відомі?
- 7) На якій теоремі ґрунтується метод хорд графічного диференціювання?
- 8) Чи одне й теж графік шляху і траєкторія руху точки ланки?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №4

Тема: ГРАФОАНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД КІНЕМАТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: виконати кінематичний аналіз важільного механізму графоаналітичним методом.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати: що таке кінематична схема плоского механізму і як зображуються ланки механізму; в чому полягає суть графоаналітичного методу; як обрати машинобудівний масштаб для побудови кінематичної схеми механізму; як визначається нульове положення кривошипного механізму.

1.2 Питання для самопідготовки

1. Сформулюйте задачі кінематичного аналізу механізмів.
2. Назвіть методи кінематичного аналізу механізмів, їх переваги і недоліки.
3. Які допущення роблять при кінематичному дослідженні механізмів?
4. Які вихідні дані необхідні для кінематичного дослідження механізмів?
5. Назвіть механічний і геометричний сенси похідної.
6. Що є планом положень механізму?
7. Як визначаються масштабні коефіцієнти фізичної величини?

1.3 Рекомендована література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / Артоболевский И.И. – 4-е изд.- М.: Наука, 1988.- 640 с.- ISBN 5-02-013810-X.

2. Фролов К.В. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В.Фролова.- М.: Высшая школа, 1987.- 496 с.

3. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009.- 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.

4. Конспект лекцій.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

Для заданої моделі плоского важільного механізму скласти структурну схему, визначити і побудувати план швидкості та план прискорення для даного положення механізму; застосував теорему про плоскопаралельний рух визначити швидкості і прискорення точок та ланок механізму.

2.2 Теоретичні відомості

Основним призначенням механізму є виконання ним необхідних рухів. Ці рухи можуть бути описані за допомогою його кінематичних характеристик. До них відносять координати точок і ланок, їх траєкторії, швидкості і прискорення. До кінематичних характеристик відносяться і такі характеристики, які не залежать від закону руху початкових ланок, визначаються тільки будовою механізму і розмірами його ланок і в загальному випадку залежать від узагальнених координат. Це функції положення, кінематичні передавальні функції швидкості і прискорення.

Функцією положення механізму називається залежність кутового або лінійного переміщення точки або ланки механізму від узагальненої координати.

Кінематичними характеристиками механізму називають похідні від функції положення за часом. Перша похідна називається швидкістю (позначається V , ω), друга - прискоренням (позначається a , ε).

Для створення механізмів, що якнайкраще відповідають поставленим вимогам, потрібно знати методи визначення кінематичних характеристик механізмів.

Розрізняють наступні методи визначення кінематичних характеристик механізмів.

1. *Аналітичний (геометричний) метод* - заснований на аналізі векторних контурів кінематичних ланцюгів механізмів, представлених в аналітичному або графічному виді.

2. *Метод перетворення координат точок механізму*, вирішуваний в матричній або тензорній формі (зазвичай застосовується для дослідження кінематичних ланцюгів маніпуляторів промислових роботів з використанням ЕОМ).

3. *Метод кінематичних діаграм* - метод чисельної інтеграції і диференціювання (вирішуваний за допомогою ЕОМ або графічно).

4. *Метод планів положень, швидкостей і прискорень*, заснований на рішенні векторних рівнянь, що зв'язують кінематичні параметри, в графічному виді або аналітичній формі.

5. *Експериментальний метод*. При експериментальному методі дослідження механізмів кінематичні характеристики точок і ланок механізму реєструються за допомогою датчиків. Датчики реєструють, а потім і перетворюють кінематичні параметри в пропорційні електричні сигнали, які після посилення реєструються різними приладами. Останніми роками для реєстрації і обробки результатів експериментальних досліджень широко використовуються ПЕВМ.

Кінематичний аналіз механізмів включає питання вивчення рух ланок без урахування сил, діючих на них, тобто розглядається рух ланок з чисто геометричної точки зору, з обліком тільки чинника часу.

Кінематичний аналіз - вивчення руху ланок механізму незалежно від сил, діючих на ці ланки.

Кінематичний аналіз проводять в порядку побудови механізму. Тому кінематичне дослідження проводять після завершення структурного аналізу, коли позитивно вирішено питання про працездатність механізму.

Завданнями кінематичного аналізу є визначення кінематичних параметрів механізму :

- положень ланок і траєкторій їх точок;
- лінійних і кутових швидкостей;
- лінійних і кутових прискорень.

Мета кінематичного аналізу - визначення швидкостей точок і кутових швидкостей ланок, визначення прискорень точок і кутових прискорень ланок механізму.

Знайти кінематичні параметри необхідно для оцінки роботи існуючої машини або для синтезу нових.

Визначення траєкторій точок ланок допомагає з'ясувати: картину взаємного положення ланок в проміжку одного періоду руху і намітити контур корпусу механізму, що особливо важливо при переміщенні ланок усередині нього, коли існує загроза зіткнення ланок; для раціонального підбору розмірів ланок, встановлення відповідності рухів робочих ланок машини правильної послідовності технологічного процесу і тому подібне

Знання швидкостей різних точок ланок дозволяє визначити потужність, дію сил і кінетичну енергію, приведену масу для розрахунку крутня. Адже від швидкості різцетримача строгального верстата залежить стійкість різального інструменту, продуктивність верстата.

Прискорення точок ланок використовуються при визначенні сил інерції. У швидкохідних машинах сили інерції в десятки, навіть сотні разів перевищують силу тяжіння ланок. Це потрібно враховувати при проектуванні і експлуатації машин.

Один з основних якісних показників вимірювальних приладів являється їх кінематична точність.

Припущення при проведенні кінематичного аналізу механізму:

- ланки механізму – абсолютно жорсткі, тобто розміри ланок під час руху залишаються незмінними;
- зв'язки між ланками ідеальні, тобто у кінематичних парах відсутні зазори;
- кутова швидкість ведучої ланки – стала, тобто $\omega_1 = \text{const}$ і дорівнює проектованій середній кутовій швидкості.

Оскільки ми використовуватимемо переважно графічні методи, визначимо поняття масштабного коефіцієнта, який є відношенням зображуваної величини до відповідного відрізка на

кресленні. Його означають буквою μ з індексом того параметра, який зображений графічно. **Масштабний коефіцієнт фізичної величини** - відношення чисельного значення фізичної величини у властивих їй одиницях до довжини відрізка в міліметрах, що зображує цю величину.

План положень механізму - графічне зображення взаємного розташування ланок механізму в певний момент часу.

Планом швидкостей механізму називається креслення, на якому зображені у вигляді відрізків вектори, рівні по модулю і напрямку швидкостям різних точок механізму в даний момент.

Креслення, на якому зображені у вигляді відрізків вектори, рівні по модулю і напрямку прискоренням різних точок ланок механізму в даний момент, називають **планом прискорень механізму**.

Метод планів є одним з найнаочніших. Визначенню підлягають лінійні швидкості і прискорення окремих точок і кутові швидкості і кутові прискорення ланок. При цьому заздалегідь складаються векторні рівняння для швидкостей і прискорень точок ланок, що здійснюють складний рух.

3. ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

3.1 Визначення швидкостей точок та кутових швидкостей ланок механізму

Дано: задано схему шостиланкового механізму, що складається з групи Асура 1 класу (ланки 0, 1); групи Асура 2 класу, 2 порядку, 1 виду (ланки 2, 3); групи Асура 2 класу, 2 порядку, 2 виду (ланки 4, 5).

$$l_{OA, м}, l_{AB, м}, l_{BO_1, м}, l_{CD, м}, \omega_1, c^{-1}.$$

Визначити: швидкості і прискорення точок механізму, кутові швидкості і кутові прискорення ланок заданого механізму графоаналітичним методом.

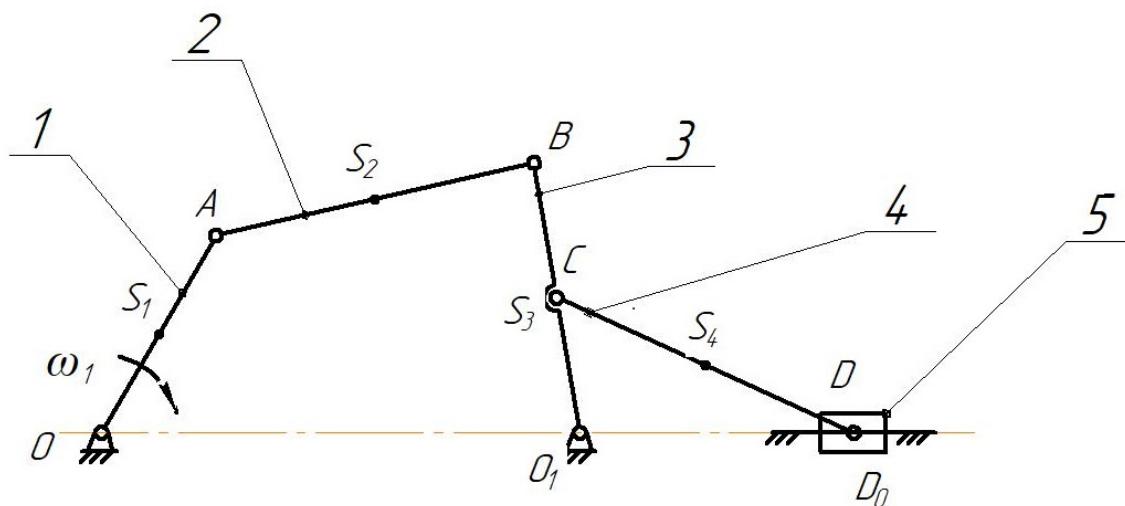


Рисунок 4.1 – Кінематична схема механізму
Формула побудови механізму:

Кінематичний аналіз

$$I(01) \leftarrow II(23) \leftarrow II(45)$$

Силовий аналіз

Кінематичний аналіз проводим в порядку побудови механізму.

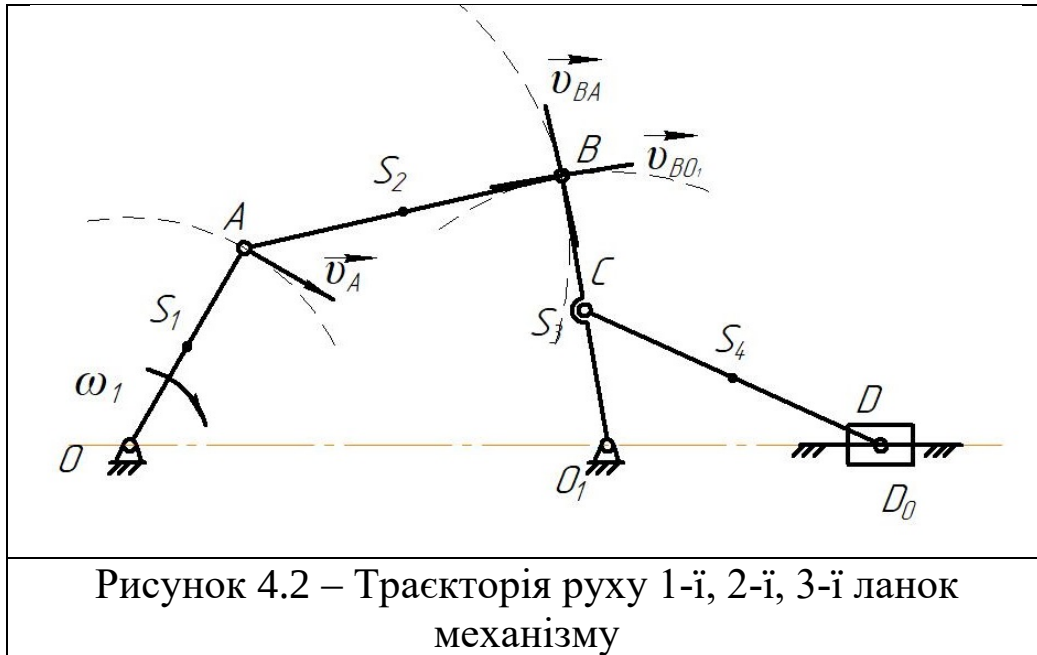
Швидкість точки **O** дорівнює нулю, тому що це стійка. Визначимо швидкість точки **A**:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \quad (1)$$

Визначимо швидкість точки **B**, використовуючи метод відомий нам з теорії плоско паралельного руху:

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{O_1} + \bar{V}_{BO_1} \end{cases} \quad (2)$$

Графічне зображення системи (2) називається планом швидкостей.



Враховуючи напрямлення векторів:

$$\bar{V}_A \perp OA; \bar{V}_{BA} \perp AB; \bar{V}_{O_1} = 0; \bar{V}_{BO_1} \perp BO_1.$$

Визначаємо масштаб плану швидкостей.

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa}, \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \quad (3)$$

де pa – це довжина вектору швидкості точці A , приймається довільно.

Будуємо план швидкостей у відповідності з векторним рівнянням (2):



Вектор швидкості точки **A** креслимо перпендикулярно ланки **OA** враховуючи напрям обертання кривошипу

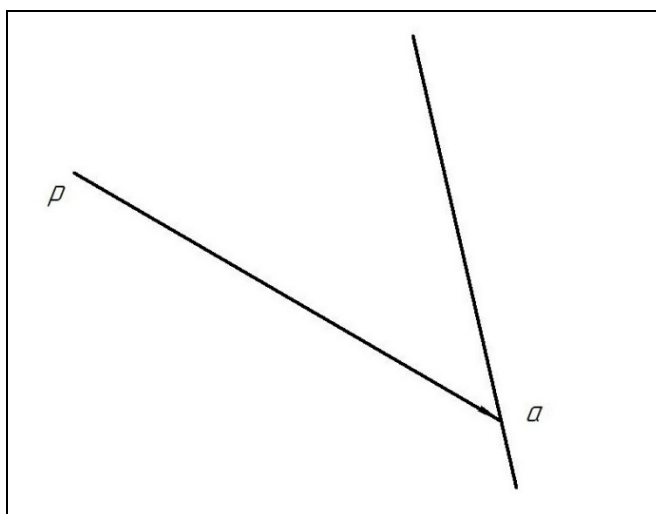


Рисунок 4.4 – Побудова 1 – го рівняння системи (2)

Згідно першому рівнянню системи (2) до вектору швидкості точки **A** додаємо вектор швидкості точки **B** відносно точки **A**, який направлено перпендикулярно ланки **AB**.

Перше рівняння системи (2) накреслено.

Визначаємо швидкість точки **B** відносно нерухомої точки **O₁**. Точка **O₁** знаходиться в полюсі **p**, тому що її швидкість дорівнює нулю. Вектор швидкості $\vec{V}_{BO_1}$ креслимо перпендикулярно ланки **O₁B**.

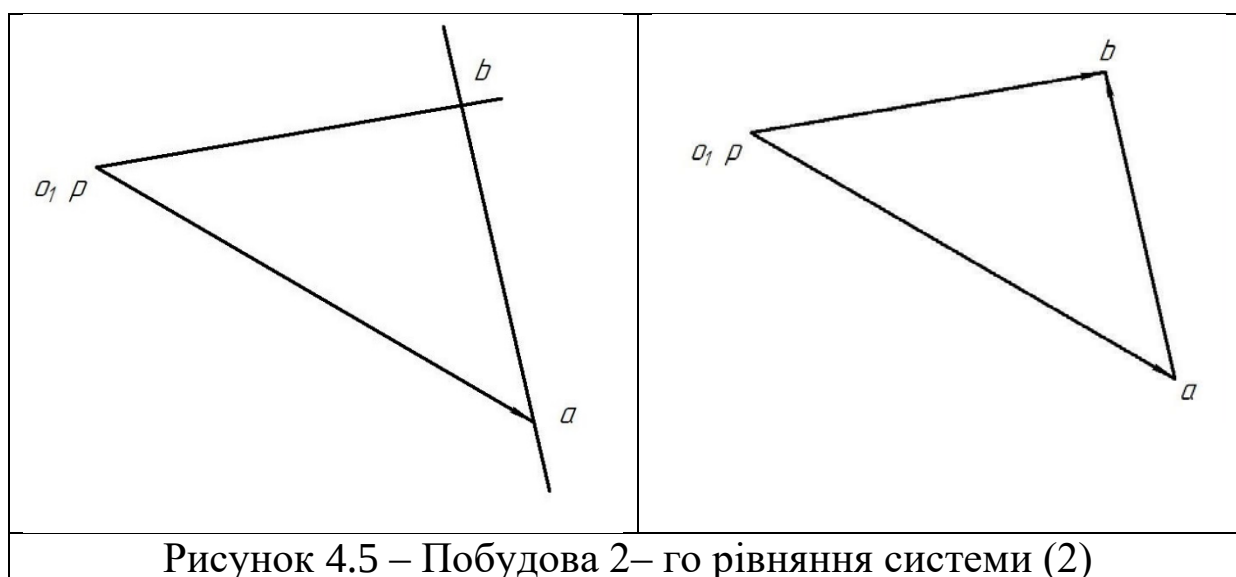


Рисунок 4.5 – Побудова 2–го рівняння системи (2)

На перетині двох векторів визначаємо точку **B**.

Визначаємо швидкість шатуна: для цього вимірюємо вектор $\overline{ab}$ на плані швидкості і множимо його на масштаб плану швидкості μ_V .

$$V_{BA} = \mu_V \cdot \overline{ab}, \text{ м/с} \quad (4)$$

Визначаємо кутову швидкість шатуна:

$$\omega_2 = \omega_{AB} = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}, \frac{1}{\text{с}} \quad (5)$$

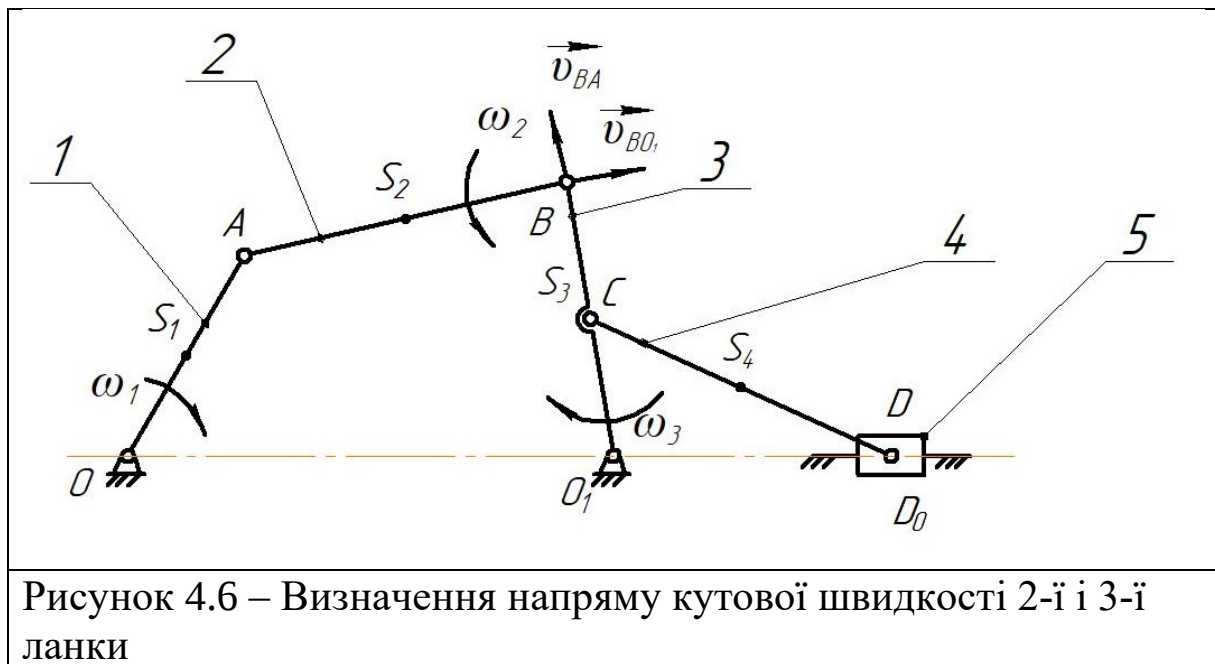
Визначаємо швидкість коромисла: для цього вимірюємо вектор $\overline{pb}$ на плані швидкості і множимо його на масштаб плану швидкості μ_V .

$$\bar{V}_{BO_1} = \mu_V \cdot \overline{pb}, \text{ м/с} \quad (6)$$

Визначаємо кутову швидкість коромисла:

$$\omega_3 = \omega_{BO_1} = \frac{V_{BO_1}}{l_{BO_1}}, \frac{1}{\text{с}} \quad (7)$$

Визначаємо напрям кутової швидкості шатуна: для цього перенесемо вектор $\overline{ab}$ з плану швидкості на план положення та прикладемо його к точці, швидкість якої визначали, тобто до точки B .



Визначаємо напрям кутової швидкості коромисла: для цього перенесемо вектор $\overline{pb}$ з плану швидкості на план положення та прикладемо його к точці, швидкість якої визначали, тобто до точки B .

Визначаємо швидкості точок центрів мас кривошипа S_1 , шатуна S_2 , та коромисла S_3 . За умовою завдання центри мас знаходяться в середині ланок.

Визначаємо швидкість центра мас кривошипа V_{S_1} . Для цього знаходимо центр вектору $\overline{pa}$ та ставимо стрілочку.

$$V_{S_1} = \mu_V \cdot \overline{ps_1}, M/c \quad (8)$$

Визначаємо швидкість центра мас шатуна V_{S_2} . Для цього знаходимо центр вектору $\overline{ab}$ та з'єднаємо його с полюсом p .

$$V_{S_2} = \mu_V \cdot \overline{ps_2}, M/c \quad (9)$$

Визначаємо швидкість центра мас коромисла V_{S_3} , який збігається з точкою кріплення четвертої ланки. Для цього знаходимо центр вектору $\overline{pb}$ та ставимо стрілочку.

$$V_C = V_{S_3} = \mu_V \cdot \overline{ps_3}, M/c \quad (10)$$

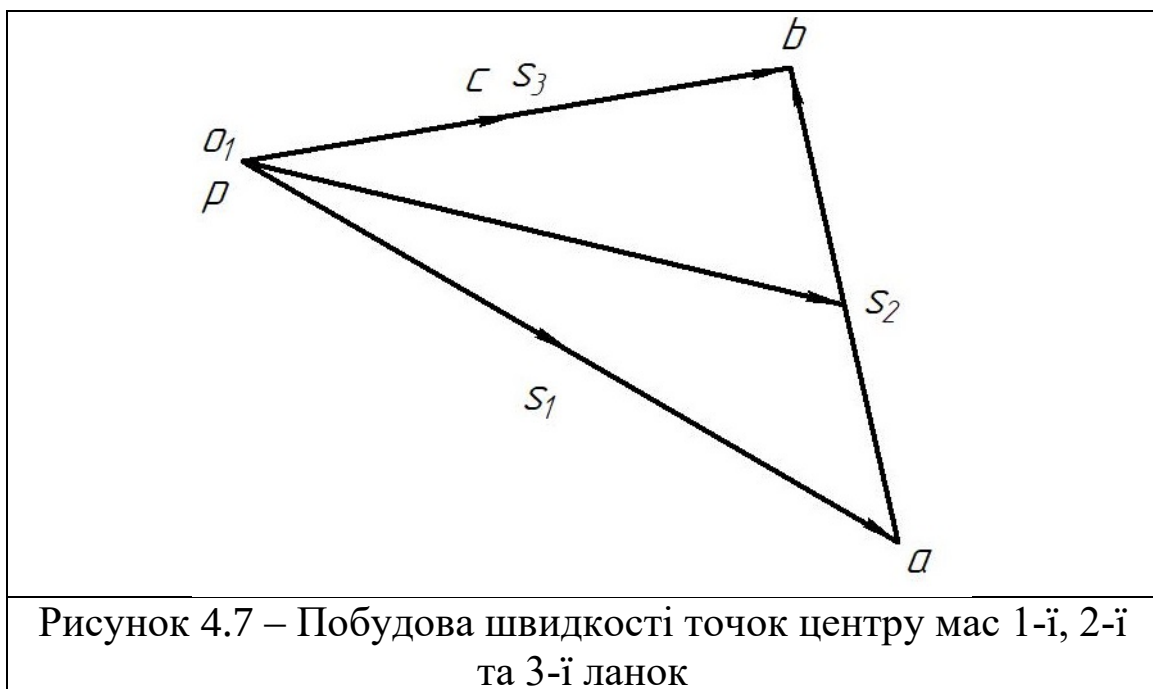


Рисунок 4.7 – Побудова швидкості точок центру мас 1-ї, 2-ї та 3-ї ланок

Виходячи з будови формули механізму переходимо до визначення кінематичних характеристик групи Ассур II класу, другого виду та другого порядку.

Швидкість точки **C** визначили. Визначимо швидкість точки **D**, використовуючи метод відомий нам з теорії плоско паралельного руху:

$$\begin{cases} \bar{V}_D = \bar{V}_C + \bar{V}_{DC} \\ \bar{V}_D = \bar{V}_{D_0} + \bar{V}_{DD_0} \end{cases} \quad (10)$$

Враховуючи напрямлення векторів:

$$\bar{V}_{DC} \perp CD; \bar{V}_{D_0} = 0; \bar{V}_{DD_0} \parallel x - x.$$

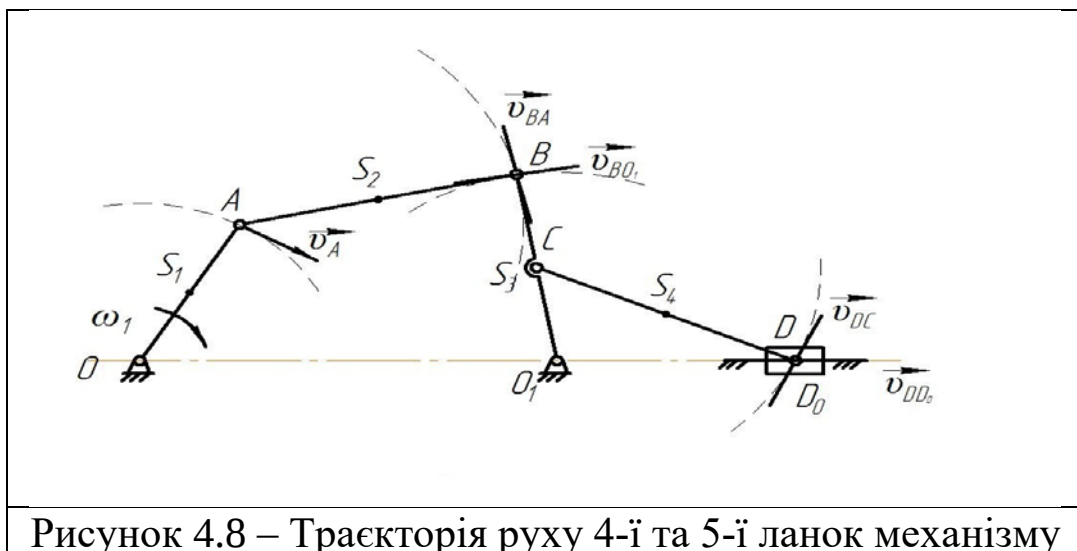
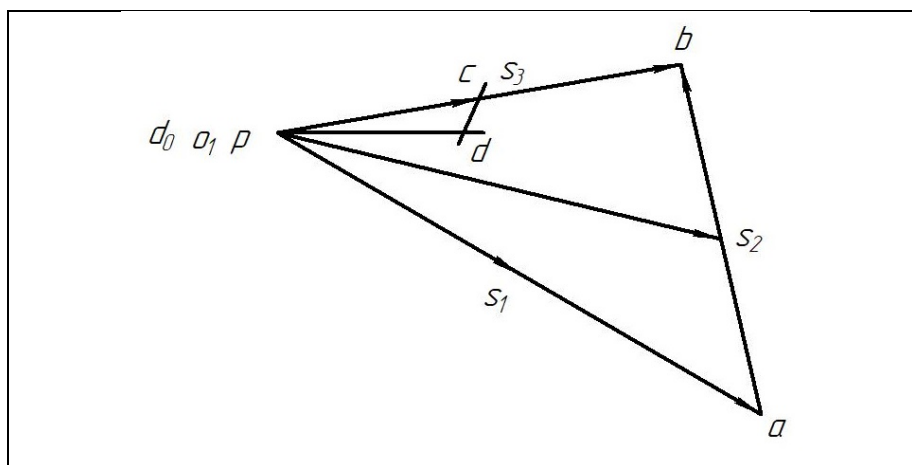


Рисунок 4.8 – Траєкторія руху 4-ї та 5-ї ланок механізму

Визначаємо швидкість шатуна **CD**. Згідно рівнянню (10) додаємо до вектору точки **C** перпендикуляр до ланки **CD**.



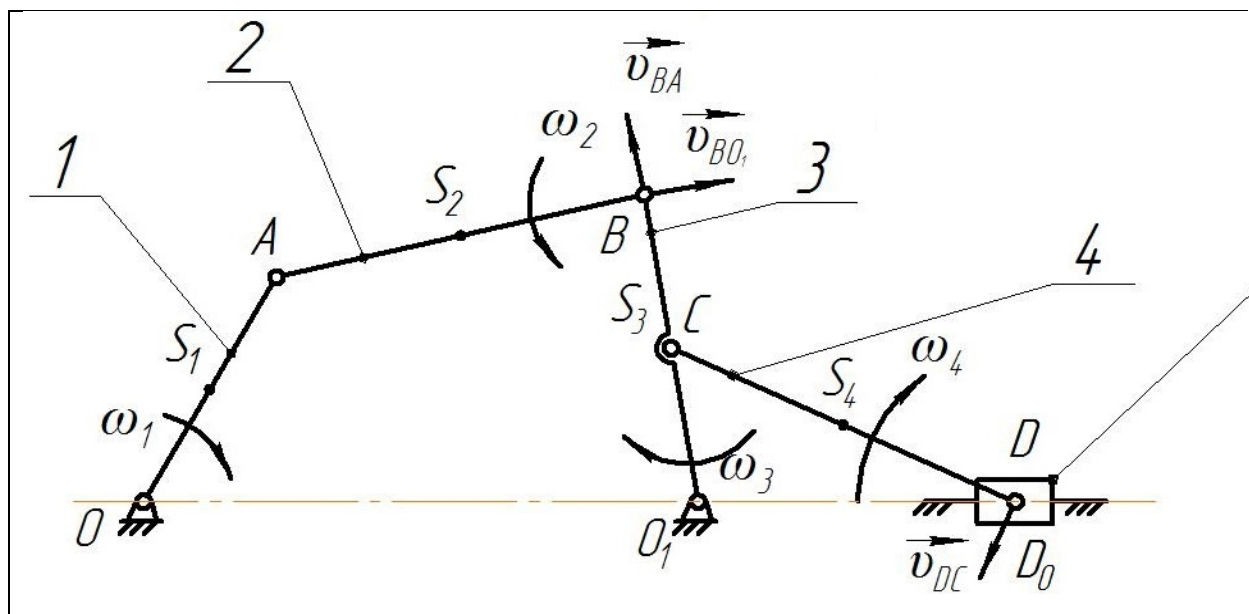


Рисунок 4.10 – Визначаємо швидкості центра мас 4-ї ланки

Визначаємо швидкість центра мас шатуна V_{S_4} . Для цього знаходимо центр вектору $\overline{cd}$ та з'єднуємо його з полюсом p .

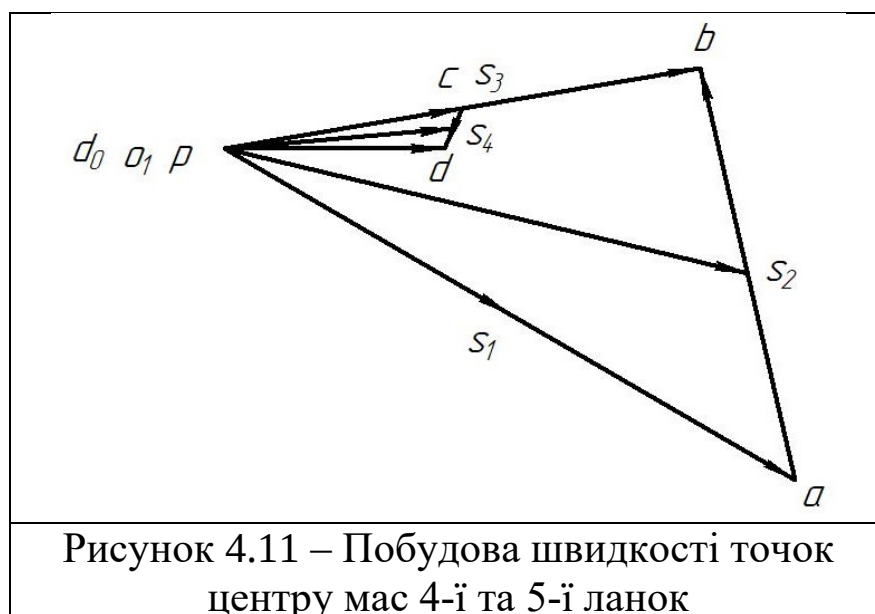


Рисунок 4.11 – Побудова швидкості точок центру мас 4-ї та 5-ї ланок

Довжину вектору $\overline{pS_4}$ помножимо на μ_V :

$$V_{S_4} = \mu_V \cdot \overline{pS_4}, \text{ м/с} \quad (13)$$

Визначаємо швидкість центра мас повзуна, який співпадає з точкою D : для цього вимірюємо вектор $\overline{pb}$ на плані швидкості і множимо його на масштаб плану швидкості μ_V .

$$V_D = \mu_V \cdot \overline{pd}, \text{ м/с} \quad (14)$$

3.2 Визначення прискорень точок та кутових прискорень ланок механізму

Прискорення стійки дорівнює нулю

$$a_O = a_{O_1} = a_{D_0} = 0 \text{ м/с}^2$$

Визначаємо прискорення точки **A**:

$$\bar{a}_A = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^\tau$$

$$a_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{OA}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0$$

Тоді прискорення точки **A** буде визначатися як нормальне:

$$\bar{a}_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \text{ м/с}^2 \quad (15)$$

Визначаємо прискорення точок і ланок механізму використовуючи метод плану прискорень.

План прискорень побудуємо у відповідності до векторного рівняння.

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A^n + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{O_1} + \bar{a}_{BO_1}^n + \bar{a}_{BO_1}^\tau \end{cases} \quad (16)$$

Визначаємо масштаб плану прискорень:

$$\mu_A = \frac{a_A^n}{\pi a}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \quad (17)$$

де πa – довжина вектору нормального прискорення точки **A**, приймається довільно.

Визначаємо нормальне прискорення точки **B** відносно точки **A**

$$\bar{a}_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}, \text{ м/с}^2 \quad (18)$$

Довжину вектору нормального прискорення n_{BA} знайдемо за формулою:

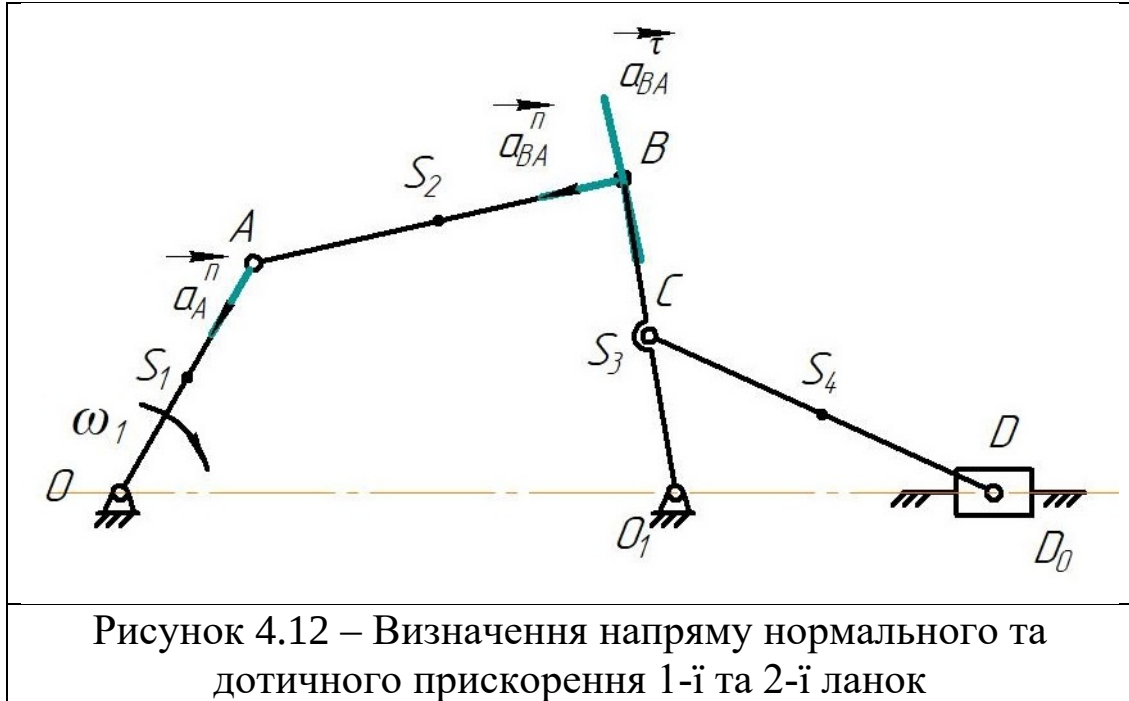
$$n_2 = n_{BA} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_A}, \text{ мм} \quad (19)$$

Визначаємо нормальне прискорення точки **B** відносно точки **O₁**

$$a_{BO_1}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BO_1}, \text{ м/с}^2 \quad (20)$$

Довжину вектору нормального прискорення n_{BA} знайдемо за формулою:

$$n_3 = n_{BO_1} = \frac{a_{BO_1}^n}{\mu_A}, \text{ мм} \quad (21)$$



План прискорення будуюмо враховуючи напрям векторів:

$$\bar{a}_A^n \parallel \text{т. } A \rightarrow \text{т. } O; \bar{a}_{BA}^n \parallel \text{т. } B \rightarrow \text{т. } A; \bar{a}_{BA}^\tau \perp AB$$

$$\bar{a}_{O_1} = 0; \bar{a}_{BO_1}^n \parallel B \rightarrow O_1; \bar{a}_{BO_1}^\tau \perp BO_1$$

Згідно першому рівнянню системи (16) креслимо вектор нормального прискорення точки A , який має напрямок до центру, тобто від точки A до точки O , довжиною μ_a . Далі додаємо вектору нормального прискорення точки A вектор нормального прискорення точки B відносно точки A , який направлено від точки B до точки A , довжиною n_2 . До нього додаємо вектор тангенсного прискорення точки B відносно точки A , який направлено перпендикулярно ланки AB . Перше рівняння системи (16) накреслено.

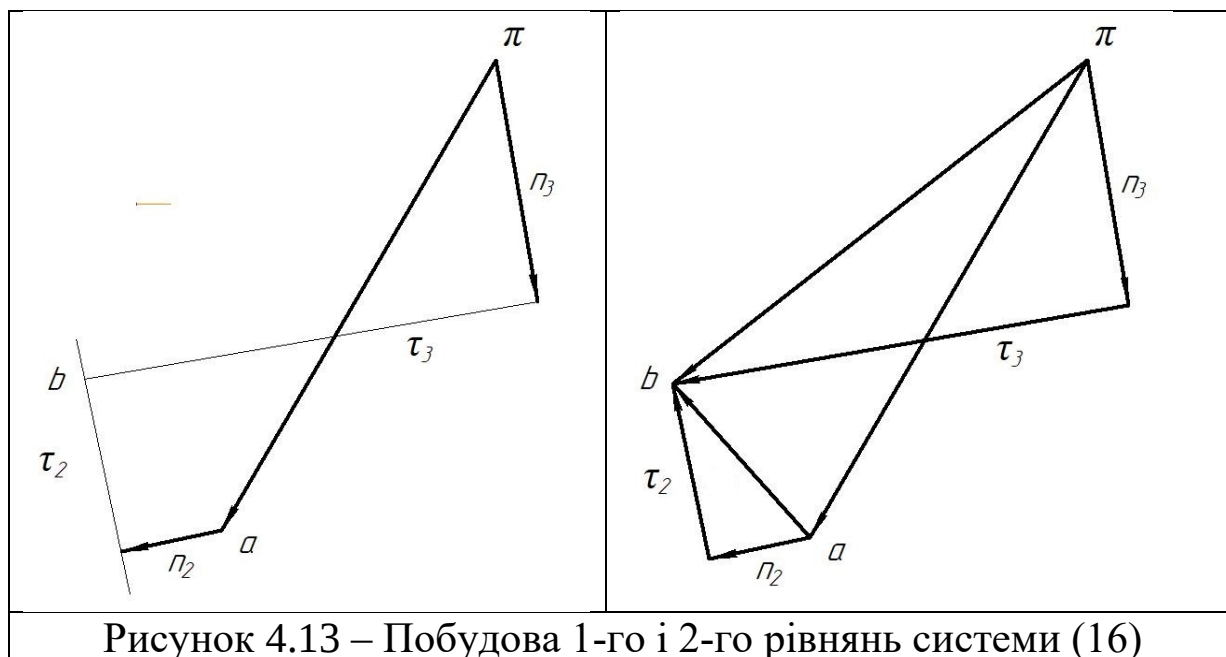


Рисунок 4.13 – Побудова 1-го і 2-го рівнянь системи (16)

Визначаємо прискорення точки **B** відносно нерухомої точки **O₁**. Точка **O₁** знаходиться в полюсі **π**, тому що її прискорення дорівнює нулю. Додаємо до полюсу вектору нормального прискорення точки **B** відносно точки **O₁**, який направлено від точки **B** до точки **O₁**, довжиною **n₃**. До нього додаємо вектор тангенсного прискорення точки **B** відносно точки **O₁**, який направлено перпендикулярно ланки **BO₁**. На перетині двох тангенсних векторів визначаємо точку **B**. Друге рівняння системи (16) накреслено.

З'єднуємо точки **a** і **b**, **π** і **b**.

Визначаємо прискорення точок центрів мас кривошипа **S₁**, шатуна **S₂**, та коромисла **S₃**. За умовою завдання центри мас знаходяться в середині ланок.

Визначаємо прискорення центра мас кривошипа **V_{S₁}**. Для цього знаходимо центр вектору **πa** та ставимо стрілочку.

$$a_{S_1} = \mu_A \cdot \overline{\pi S_1} \quad (22)$$

Визначаємо прискорення центра мас шатуна **V_{S₂}**. Для цього знаходимо центр вектору **ab** та з'єднуємо його з полюсом **π**.

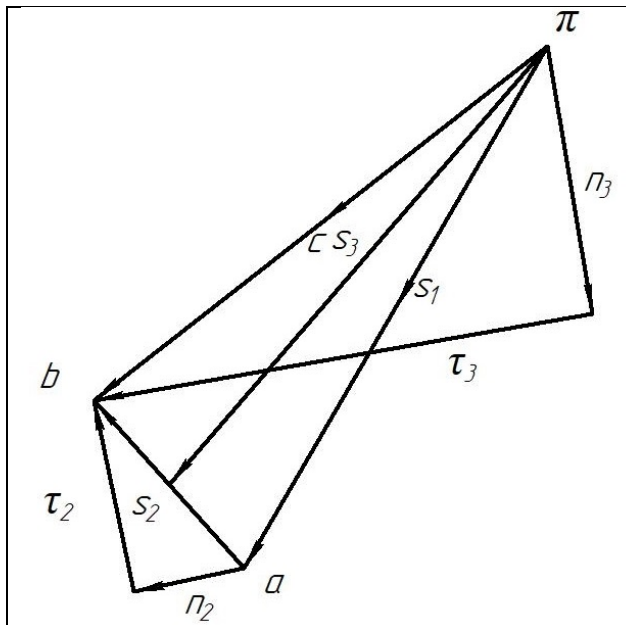


Рисунок 4.14 – Побудова прискорень центрів мас 1-ї, 2-ї та 3-ї ланок

$$a_{S_2} = \mu_A \cdot \overline{\pi S_2} \quad (23)$$

Визначаємо прискорення центра мас коромисла V_{S_3} , який збігається з точкою C – кріплення четвертої ланки. Для цього знаходимо центр вектору $\overline{\pi b}$ та ставимо стрілочку.

$$a_C = a_{S_3} = \mu_A \cdot \overline{\pi S_3} \quad (24)$$

Визначаємо дотичне прискорення шатуна та коромисла:

$$a_{BA}^{\tau} = \mu_A \cdot \bar{\tau}_2 \quad (25)$$

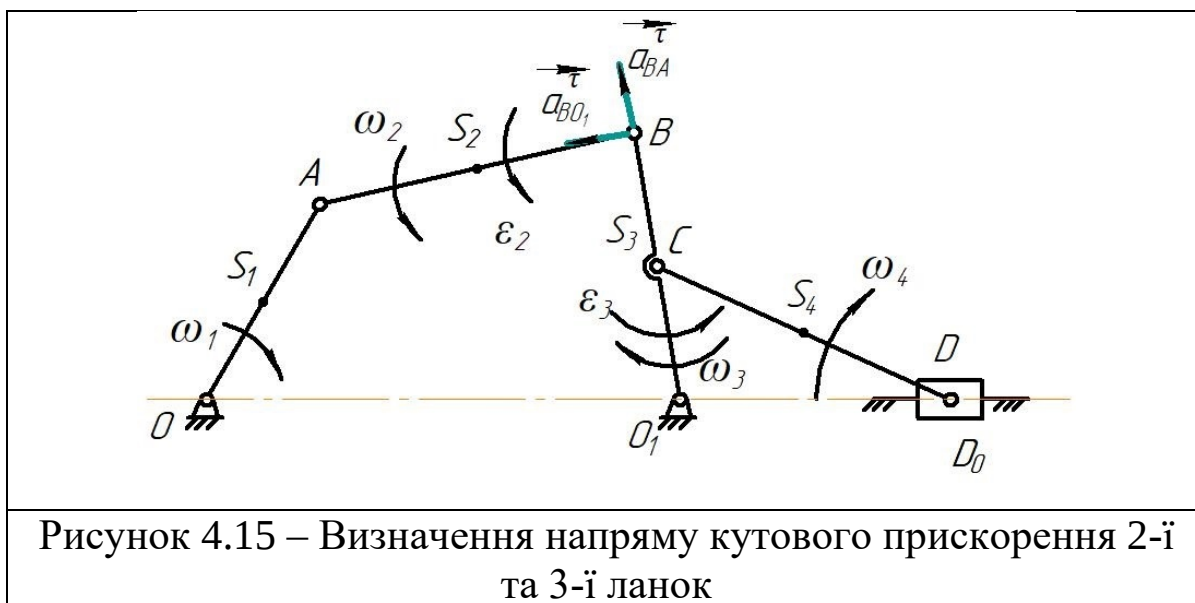
$$a_{BO_1}^{\tau} = \mu_A \cdot \bar{\tau}_3 \quad (26)$$

Визначаємо кутове прискорення другої та третьої ланок по формулам:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{BA}} \quad (27)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_1}^{\tau}}{l_{BO_1}} \quad (28)$$

Визначаємо напрям кутового прискорення шатуна: для цього перенесемо вектор $\bar{\tau}_2$ з плану прискорення на план положення та прикладемо його к точці, прискорення якої визначали, тобто до точки B .



Визначаємо напрям кутового прискорення коромисла: для цього перенесемо вектор $\bar{a}_3$ з плану прискорення на план положення та прикладемо його к точці, прискорення якої визначали, тобто до точки **B**.

Виходячи з будови формули механізму переходимо до визначення кінематичних характеристик групи Ассура II класу, другого виду та другого порядку.

Прискорення точки **C** визначили. Визначимо прискорення точки **D**, використовуючи метод плану прискорень:

$$\begin{cases} \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^\tau \\ \bar{a}_D = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{DD_0}^\tau \end{cases} \quad (29)$$

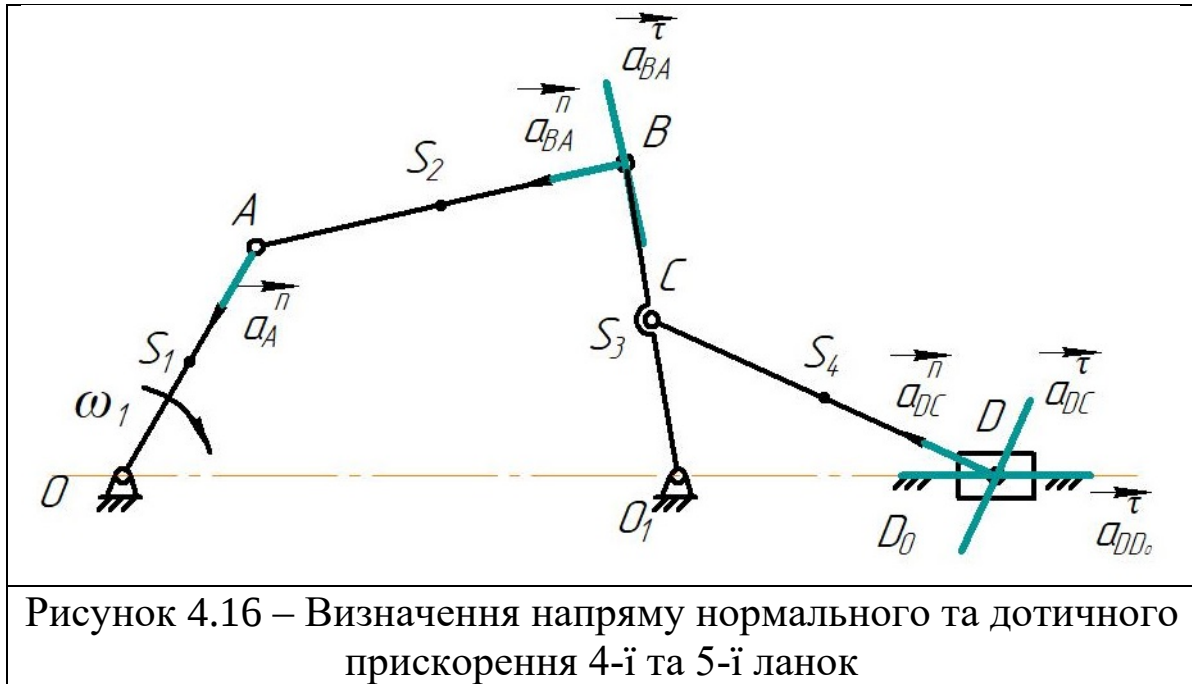


Рисунок 4.16 – Визначення напрямку нормального та дотичного прискорення 4-ї та 5-ї ланок

Визначаємо нормальне прискорення точки **D** відносно точки **C**

$$\bar{a}_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot l_{DC} \quad (30)$$

Враховуючи напрямлення векторів:

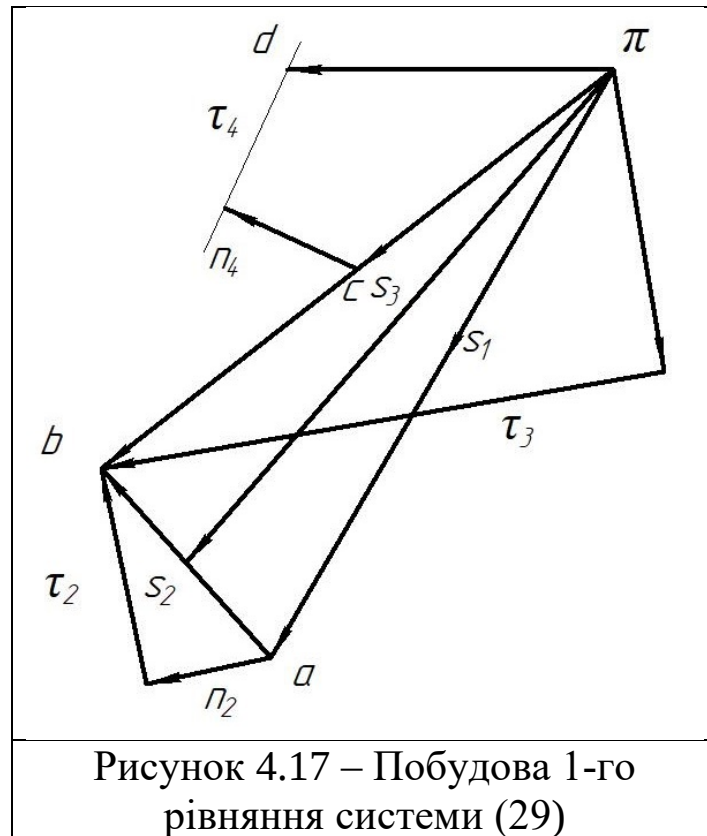
$$\bar{a}_A^n \parallel A \rightarrow O; \quad \bar{a}_{DC}^n \parallel \text{т. } D \rightarrow \text{т. } C; \quad \bar{a}_{DC}^\tau \perp DC.$$

$$\bar{a}_{D_0} = 0; \quad \bar{a}_{DD_0}^\tau \parallel x - x.$$

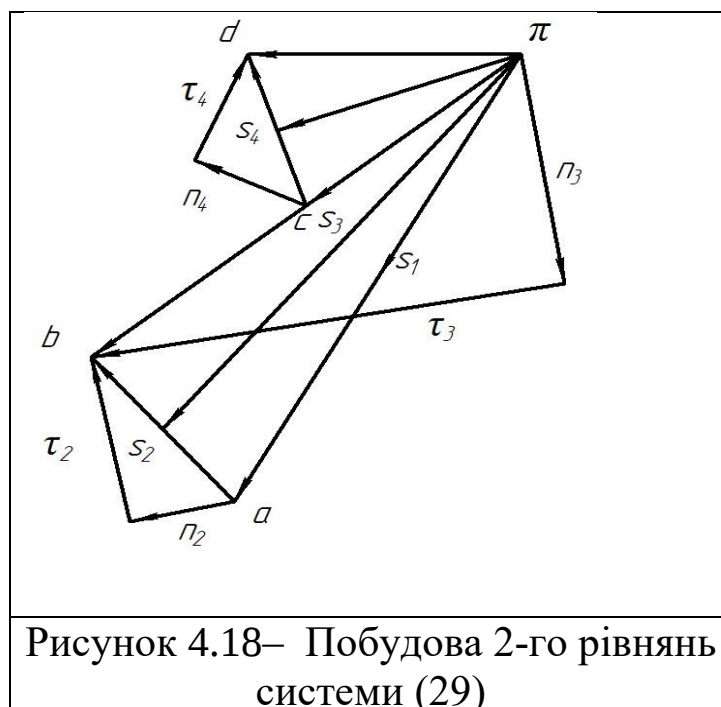
Довжину вектору нормального прискорення $\mathbf{n}_{DC}$ знайдемо за формулою:

$$\bar{n}_4 = \bar{n}_{DC} = \frac{\bar{a}_{DC}^n}{\mu_A} \quad (31)$$

Визначаємо прискорення шатуна **CD**. Згідно рівнянню (29) додаємо до вектору точки **C** вектор нормального прискорення точки **D** відносно точки **C**, який направлено від точці **D** до точці **C**, довжиною $\mathbf{n}_4$. До нього додаєм вектор тангенсного прискорення точки **D** відносно точки **C**, який направлено перпендикулярно ланки **CD**. Перше рівняння системи (29) накреслено.



Визначаємо прискорення точки D відносно нерухомої точки D_0 . Точка D_0 знаходиться в полюсі π , тому що її швидкість дорівнює нулю. Вектор відносного прискорення $\bar{a}_{DD_0}^r$ креслимо паралельно вісі $x - x$.



На перетині двох векторів визначаємо точку **D**. З'єднуємо точки **c** і **d**.

Визначаємо прискорення центра мас шатуна. Для цього знаходимо центр вектору $\overline{cd}$ та з'єднаємо його з полюсом **п**.

Довжину вектору $\overline{ps_4}$ помножимо на μ_A :

$$a_{s_4} = \mu_A \cdot \overline{ps_4} \quad (32)$$

Визначаємо швидкість центра мас повзуна, який співпадає з точкою **D**: для цього вимірюємо вектор $\overline{pd}$ на плані прискорення і множимо його на масштаб плану μ_A .

$$a_D = \mu_A \cdot \overline{pd} \quad (33)$$

Визначаємо дотичне прискорення шатуна: для цього вимірюємо вектор $\overline{\tau_4}$ на плані швидкості і множимо його на масштаб плану прискорення μ_V .

$$a_{DC}^{\tau} = \mu_A \cdot \overline{\tau_4} \quad (34)$$

Визначаємо кутове прискорення шатуна:

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^{\tau}}{l_{DC}} \quad (35)$$

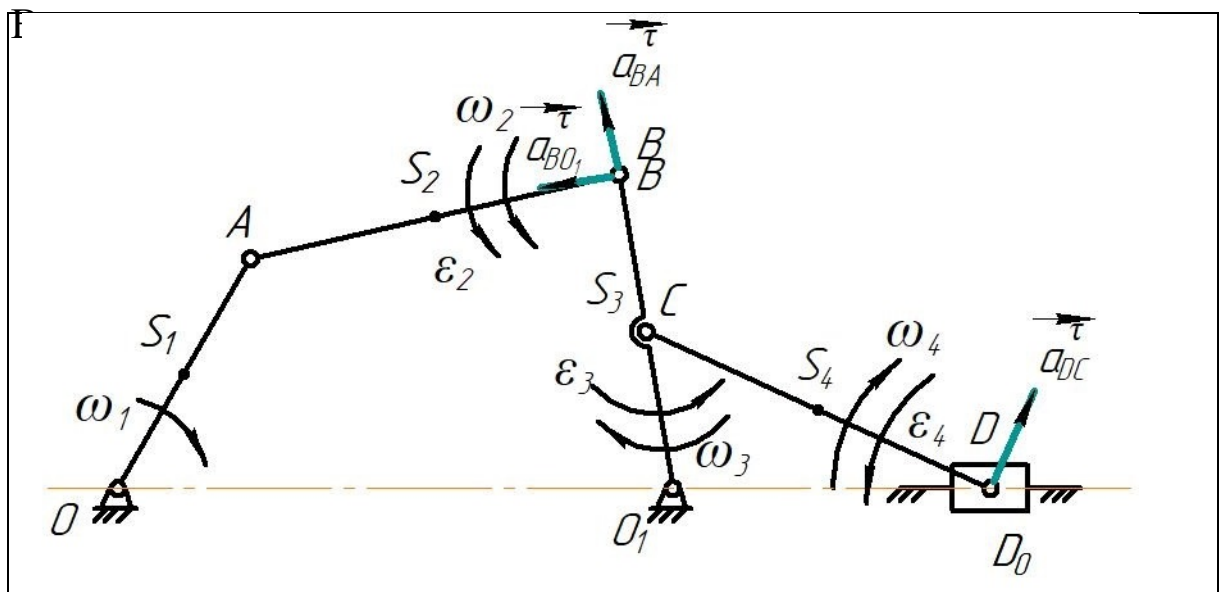


Рисунок 4.19 – Визначення напрямку кутового прискорення 4-ї ланки

Визначаємо напрям кутового прискорення шатуна: для цього перенесемо вектор $\bar{t}_4$ з плану прискорення на план положення та прикладемо його к точці, прискорення якої визначали, тобто до точки D .

3.3 Хід проведення

1. Ознайомитися з будовою механізму і накреслити його схему.
2. Визначити швидкості точок механізму першого класу.
3. Скласти векторне рівняння згідно теореми про плоскопаралельний рух для визначення швидкості точок механізму другого класу першого виду.
4. Обрати масштаб та накреслити план швидкості для механізмів першого та другого класу.
5. Скласти векторне рівняння згідно теореми про плоскопаралельний рух для визначення швидкості точок механізму другого класу другого виду.
6. В масштабі, що обрали, до плану швидкості додати швидкості точок механізму другого класу другого виду.
7. Визначити швидкості центрів мас, визначити величину та напрям кутових швидкостей ланок.
8. Визначити прискорення точок механізму першого класу.
9. Скласти векторне рівняння згідно теореми про плоскопаралельний рух для визначення прискорення точок механізму другого класу першого виду.
10. Обрати масштаб та накреслити план прискорення для механізмів першого та другого класу.
11. Скласти векторне рівняння згідно теореми про плоскопаралельний рух для визначення прискорення точок механізму другого класу другого виду.
12. В масштабі, що обрали, до плану прискорення додати прискорення точок механізму другого класу другого виду.
13. Визначити прискорення центрів мас, визначити величину та напрям кутових прискорень ланок.

3.4 Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

1. Найменування, номер та мету роботи;
2. Креслення структурної схеми та свій варіант даних;
3. Розрахунок довжини ланок в обраному машинобудівельному масштабі;
4. Побудову дванадцятьох положень важільного механізму.

3.5 Питання для самоконтролю

1. У чому полягає графоаналітичний метод кінематичного аналізу механізмів?
2. Які переваги і недоліки має графоаналітичний метод перед іншими методами кінематичного аналізу механізмів?
3. Що таке план швидкості?
4. Які вихідні дані необхідні для кінематичного дослідження механізмів?
5. На яких положеннях математичного аналізу базується графоаналітичний метод кінематичного аналізу?
6. Що таке план прискорення?
7. На якій теоремі ґрунтується метод графоаналітичного аналізу?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №5

Тема: СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: Опанувати практичні навички в визначення зусиль в кінематичних парах кривошипного механізму.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1. Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати: що таке силовий аналіз важільного механізму, його методи та задачі; умови статичної визначеності плоского кінематичного ланцюга; в чому полягає суть графоаналітичного методу; як обрати масштаб для побудови плану сил; які сили діють на ланки механізму, та їх характеристики.

1.2. Питання для самопідготовки

1. Задачі динамічного аналізу.
2. Сили, що діють на ланки механізмів, та їх характеристики.
3. Сили інерції ланок плоских механізмів.
4. Умови статичної визначеності плоского кінематичного ланцюга.
5. Що таке зрівноважувальна сила (момент).
6. Задачі та методи силового аналізу механізмів
7. Використання принципу Д'Аламбера для силового аналізу механізму.
8. Мета і послідовність проведення силового аналізу механізму.

1.3. Рекомендована література

1. И.И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. М., «Наука», 1985 , с.195...199.

2. Теория механизмов и машин. Под ред. К.В. Фролова, М., «Высшая школа», 1987, с.109...118.

3. Курсовое проектирование по ТММ: Учеб. пособие для вузов / Под ред. Кореняко А.С. – Киев: Высшая школа, 1970.-324 с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

-накреслити робочу схему механізму в машинобудівельному масштабі;

- окремо накреслити групу Ассура, найбільше віддалену від ведучої ланки;

- прикласти всі сили та моменти, що діють на ланки механізму;

- замінити зв'язки на реакції в кінематичних парах;

- скласти рівняння рівноваги;

- обрати масштаб для побудови плану сил;

- розрахувати довжину векторів моментів сил;

- скласти рівняння рівноваги усіх векторів сил, що діють на ланки групи Ассура;

- побудувати план сил;

- визначити результуючі реакції в кінематичних парах;

- накреслити механізм I класу;

- скласти рівняння рівноваги та визначити зрівноваживальну силу;

- обрати масштаб для побудови плану сил;

- розрахувати довжину векторів моментів сил;

- скласти рівняння рівноваги усіх векторів сил, що діють на механізм I класу;

- побудувати план сил;

- визначити результуючу реакцію механізму I класу.

2.2 Короткі теоретичні відомості

Динаміка - розділ механіки машин і механізмів, що вивчає закономірності руху ланок механізму, під дією прикладених до

них сил. У основі динаміки лежать три закони, сформульовані Ньютоном, з яких виходить:

❖ *З першого закону:* якщо рівнодійна усіх зовнішніх сил діючих на механічну систему дорівнює нулю, то система знаходиться в стані спокою;

❖ *З другого закону:* зміна стану руху механічної системи може бути викликана або зміною діючих на неї зовнішніх сил, або зміною її маси.

❖ *З цих же законів виходить,* що динамічними параметрами механічної системи є:

- інерціальні (маси m і моменти інерції I);
- силові (сили F_{ij} і моменти сил M_{ij});
- кінематичні (лінійні a і кутові ε прискорення).

Перше (пряма) завдання динаміки - силовий аналіз - при відомій масі і законі руху, визначаємо сили, діючі на систему.

Друге (зворотна або основна) завдання динаміки - динамічний аналіз - при відомих масі і сили, діючих на систему, визначуваний закон руху.

Сили, діючі на ланки механізму, в загальному випадку ділять на:

зовнішні - сили ваги і сили корисного опору, рушійні сили і сили (моменти) інерції для подолання яких призначений механізм.

внутрішні - реакції в кінематичних парах.

Під час руху машини на її ланки діють не лише прикладені до них зовнішні сили, а і сили, які виникають під час руху ланок. Характер руху цих сил, може бути різноманітним: деякі з них залежать від положення ланок механізму, інші - від швидкості, треті - постійні. Сили можна розділити на дві основні групи:

рушійні сили - приводять в рух ланки машини, що розвивають позитивну потужність (наприклад, сила тиску газів на поршень в двигунах внутрішнього згорання, сила тиску повітря або рідини в пневматичних і гідравлічних двигунах, момент на валу електродвигуна і так далі);

сили опору - розвивають негативну потужність. Силами опору називаються такі сили, які намагаються уповільнити рух провідної ланки, або що здійснюють негативну роботу.

Сили опору діляться на сили корисного опору і шкідливого

опору.

Сили корисного опору – це сили, для подолання яких створені машини. Вони прикладені до вихідних ланок механізму, які пов'язані з робочими органами машин. Це опір металу різанню, опір породи ковша екскаватора, тиск повітря на поршень компресора, рідини на поршень насоса і так далі.

Сили шкідливого опору – це опір руху ланок при переміщенні їх в певному середовищі (повітрі, воді, рідині). Особливе місце займає шкідливий опір в кінематичних парах (тертя), що виникає при відносному русі ланок під дією їх сил тяжіння, сил корисного опору і інерції. Але є випадки, коли сили тертя неможливо віднести до шкідливого опору, наприклад, в гальмах або передачах тертям (фрикційні, стрічкові).

Рушійні сили і сили опору – це основні сили, що визначають характер руху.

Необхідно відмітити деяку умовність розподілу сил на рушійні і опору. Так, сили тяжіння ланок при підйомі їх центрів тяжіння будуть силами опору, а при опущенні – рушійними.

✓ **Сили тяжіння** є результатом взаємодії кожної частки ланки із землею. Прикладені в центрах мас ланок і спрямовані вертикально вниз. Внаслідок постійності напрямку сил тяжіння і замкнутості траєкторій, що описують точками ланки, робота цих сил за період руху завжди дорівнює нулю. Усередині періоду руху вони відрізняються від нуля.

✓ **Сили інерції**, обумовлені масою і рухом ланок з прискоренням, оскільки сучасні машини – швидкохідні. При періодичному русі робота сил інерції за період завжди дорівнює нулю.

При русі механізму сила інерції окремих ланок значно перевищує силу тяжіння. Тому зрозуміло, що уміти визначити і враховувати сили інерції потрібно обов'язково.

Окрім перерахованих силових чинників при силовому аналізі механізмів вводять в розгляд так звані **зрівноважуючі сили і моменти** – такі умовні зовнішні сили і моменти, які, будучи прикладеними до початкових ланок, забезпечують їх рух за заданим законом.

Механізм – це нерівноважна механічна система, оскільки в ній, як правило, немає жодної рухливої ланки, що знаходиться в

стані спокою або рівномірного прямолінійного руху. Але оскільки при силовому аналізі механізмів прийнятніше використовувати прийоми і рівняння статички, то до реальних, фактично діючих сил, штучно додають інерційні сили і моменти, які, згідно з принципом Даламбера, будь-яку систему сил доповнюють до рівноважної; ці сили і моменти також вважають зовнішніми.

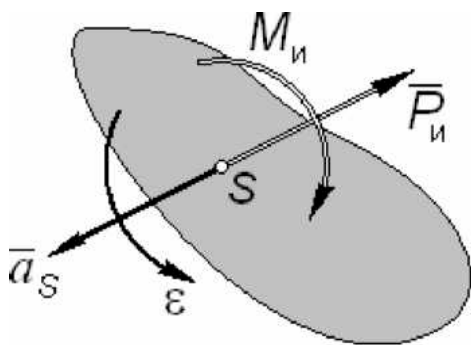


Рисунок 5.1

Для кожної ланки інерційну силу F_i і вважають прикладеною в центрі мас s і спрямованою протилежно його прискоренню a_s ; інерційний момент M_i прикладають до ланки і направляють протилежно його кутовому прискоренню ϵ

(рисунок 5.1).

Величини інерційних навантажень

$$F_i = m \cdot a_s \quad M_i = J_s \cdot \epsilon ; \quad (2.1)$$

де m - маса ланки, кг;

J_s – момент інерції ланки відносно його центру мас s (що проходить через точку S), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Силами тертя нехтуємо.

Силовий аналіз механізмів з урахуванням інерційних навантажень називають кінетостатичним.

2.2.1. Методика силового аналізу механізму

Метою силового аналізу механізму є:

1. Визначення сил взаємодії ланок (реакцій в кінематичних парах).
2. Визначення зрівноважуючих сил і моментів.

Оскільки силовий аналіз механізму виконується методами кінетостатики, то він здійснимо тільки при дотриманні умов статичної визначності вирішуваної задачі.

- механізм статично визначимо тільки у тому випадку, якщо число невідомих параметрів, пов'язаних із зовнішніми шуканими силами і моментами (в більшості випадків - це число

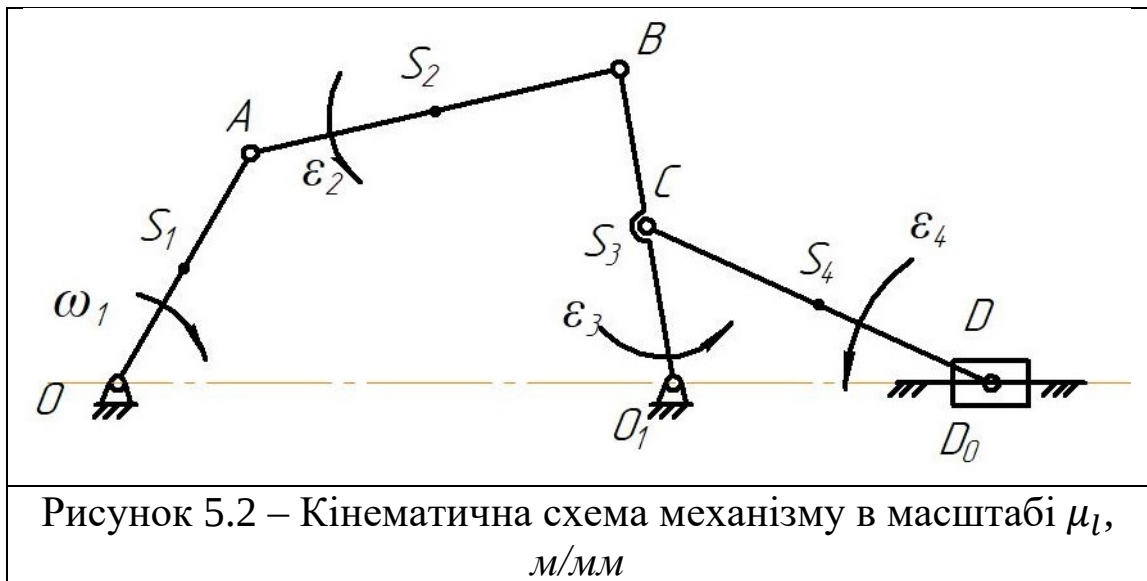
невідомих зрівноважуючих сил і моментів), дорівнює мірі рухливості механізму; при розрахунку W мають бути виключені місцеві рухливості і пасивні зв'язки;

• при розрахунку реакцій в кінематичних парах механізм розбивають на окремі кінематичні ланцюги; такий ланцюг статично визначимо тоді і тільки тоді, коли вона є структурною групою.

Класичне завдання силового аналізу механізму зазвичай вирішується при таких початкових даних:

1. Кінематична схема механізму.
2. Розміри і інші геометричні параметри ланок.
3. Закони руху вхідних ланок.
4. Маса і моменти інерції ланок.
5. Сили і моменти корисних опорів.

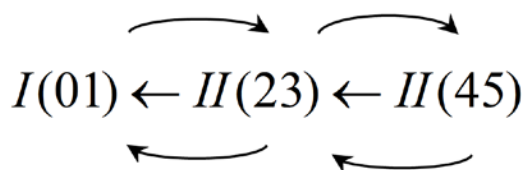
3 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ



Дано: m_1 , кг; m_2 , кг; m_3 , кг; m_4 , кг; m_5 , кг; I_{S_2} , кг·м², I_{S_3} , кг·м², I_{S_4} , кг·м².

Формула побудови механізму:

Кінематичний аналіз



Силовий аналіз

Кінетостатичний аналіз проводим в зворотному порядку побудови механізму.

Аналітично визначаємо:

$$\begin{aligned}
 G_1 &= m_1 \cdot g, \text{ Н} & F_1^i &= m_1 \cdot a_{S_1}, \text{ Н} & M_1^i &= 0, \text{ т.к. } a^\tau=0, \\
 & & & \text{т.к. } \omega_1=\text{const} & & \\
 G_2 &= m_2 \cdot g, \text{ Н} & F_2^i &= m_2 \cdot a_{S_2}, \text{ Н} & M_2^i &= I_{S_2} \cdot \varepsilon_2, \text{ Н} \cdot \text{м} \\
 G_3 &= m_3 \cdot g, \text{ Н} & F_3^i &= m_3 \cdot a_{S_3}, \text{ Н} & M_3^i &= I_{S_3} \cdot \varepsilon_3, \text{ Н} \cdot \text{м} \\
 G_4 &= m_4 \cdot g, \text{ Н} & F_4^i &= m_4 \cdot a_{S_4}, \text{ Н} & M_4^i &= I_{S_4} \cdot \varepsilon_4, \text{ Н} \cdot \text{м} \\
 G_5 &= m_5 \cdot g, \text{ Н} & F_5^i &= m_5 \cdot a_{S_5}, \text{ Н} & &
 \end{aligned}$$

П'ята ланка рухається поступово, тому моменту сил інерції немає, є тільки сила інерції.

3.1. Силовий аналіз групи Асура 2 класу, 2 порядку, 2 виду

Відповідно до формули будови механізму і методу проведення силового аналізу, відокремлюємо структурну групу яка складається з ланок 4, 5.

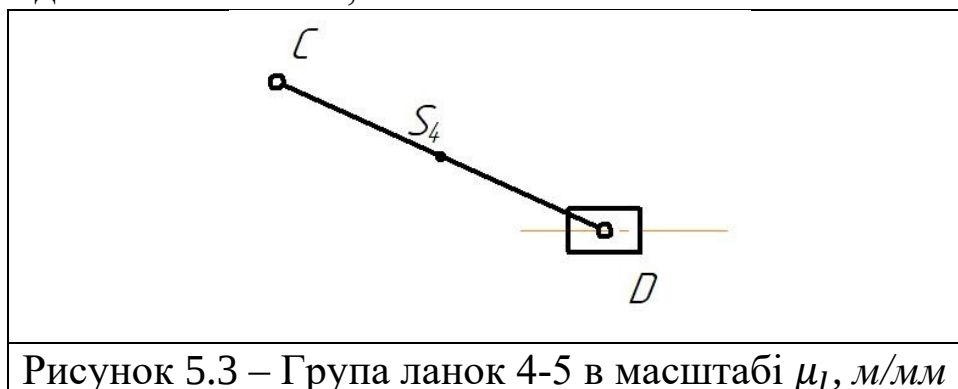


Рисунок 5.3 – Група ланок 4-5 в масштабі $\mu_l, \text{ м/мм}$

Докладаємо всіх зусиль: зовнішні і внутрішні.

Сили тяжіння прикладені в точках центру мас і спрямовані вертикально вниз. Сили інерції $\bar{F}_4^i$ і $\bar{F}_5^i$, згідно з планом

прискорень, спрямовані в зворотну сторону прискорення центру мас a_{S_4} і a_D та прикладені в точках S_4 і D .

Ми не знаємо куди будуть спрямовані реакції в шарнірах. Розташуємо уздовж ланки **вісь x** , а перпендикулярно – **вісь y** , і назвемо реакцію в точці C на **вісь y** – $\bar{R}_{43}^y$, а на **вісь x** – $\bar{R}_{43}^x$, тому що 3-ю ланку відкинули. У точці D – одна реакція гладкої опори, яка направлена перпендикулярно поступального руху $\bar{R}_{05}$.

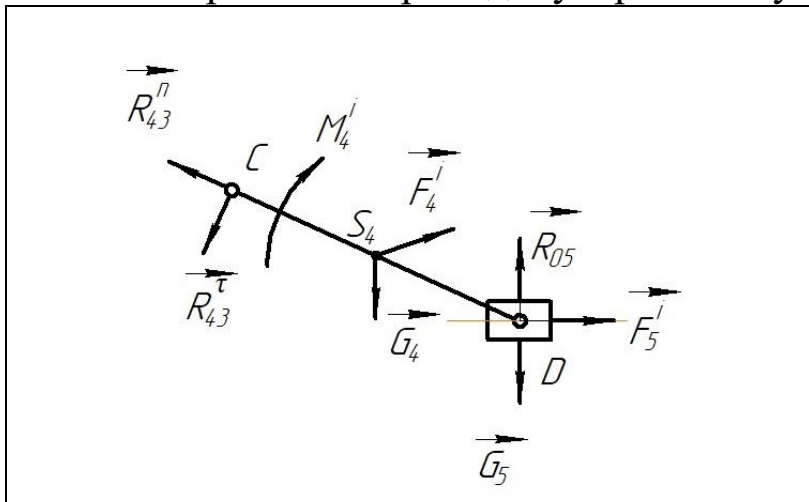


Рисунок 5.4 – Група ланок 4-5 в масштабі $\mu_l, \text{м/мм}$

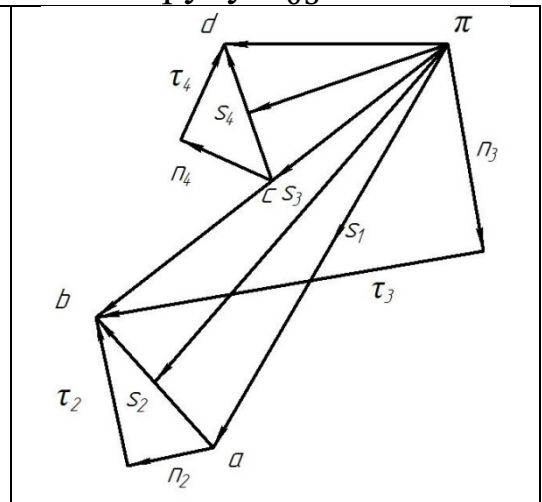


Рисунок 5.5 – План прискорення

Напрямки сил інерції визначаємо, використовуючи план прискорення. Момент сил інерції спрямований у протилежний бік кутового прискорення ε_4 4-ї ланки (див. рис. 1)

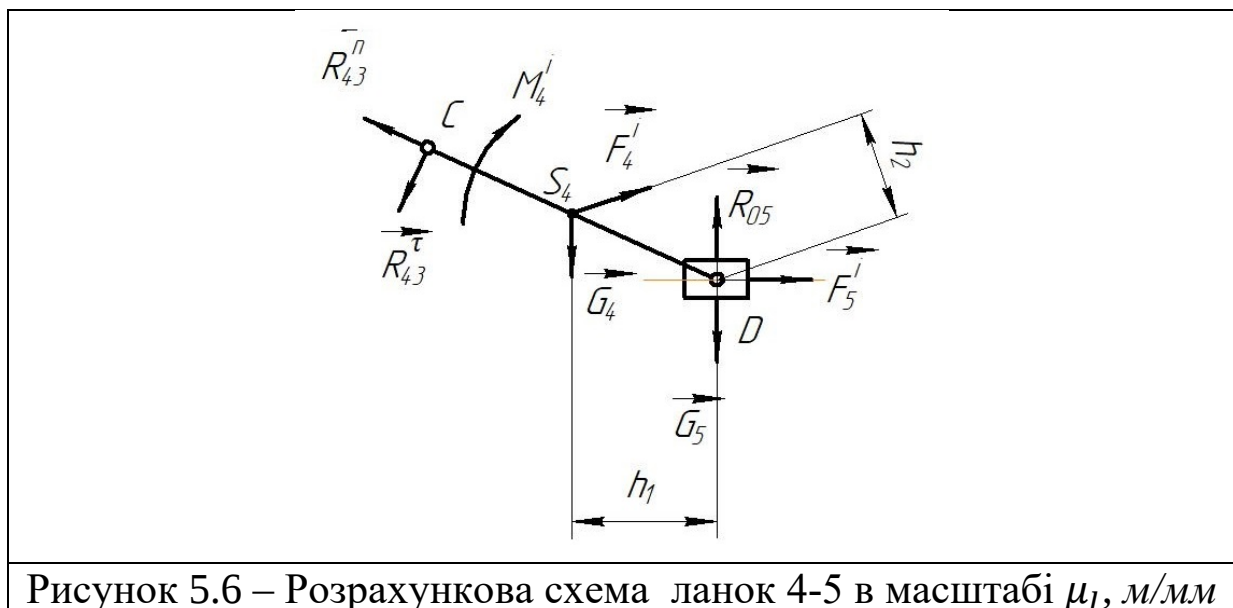


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема ланок 4-5 в масштабі $\mu_l, \text{м/мм}$

Складаємо рівняння: сума моментів щодо точки D :

$\sum M_D(F_i) = 0$ – в загальному вигляді.

$$R_{43}^\tau \cdot CD + G_4 \cdot h_1 - F_4^i \cdot h_2 - \frac{M_4^i}{\mu_l} = 0;$$

У цьому рівнянні один недолік – розмірні одиниці повинні бути дотримані, тобто M_4^i/μ_l – момент інерції ділимо на масштаб плану положень. У цьому рівнянні одна невідома, визначаємо:

$$R_{43}^\tau = \frac{F_4^i \cdot h_2 - G_4 \cdot h_1 + M_4^i/\mu_l}{CD}, H$$

Залишилося дві невідомих. При використанні аналітичного методу, для даної групи, необхідно скласти три рівняння, тому що всього три невідомих. У графоаналітичному способі досить одного рівняння.

Обираємо масштаб:

$$\mu_P = \frac{R_{43}^\tau}{\bar{R}_{43}^\tau}, \frac{H}{\text{мм}}$$

Далі визначаємо довжину усіх векторів сил:

$$\bar{G}_4 = \frac{G_4}{\mu_P}, \text{мм}$$

$$\bar{G}_5 = \frac{G_5}{\mu_P}, \text{мм}$$

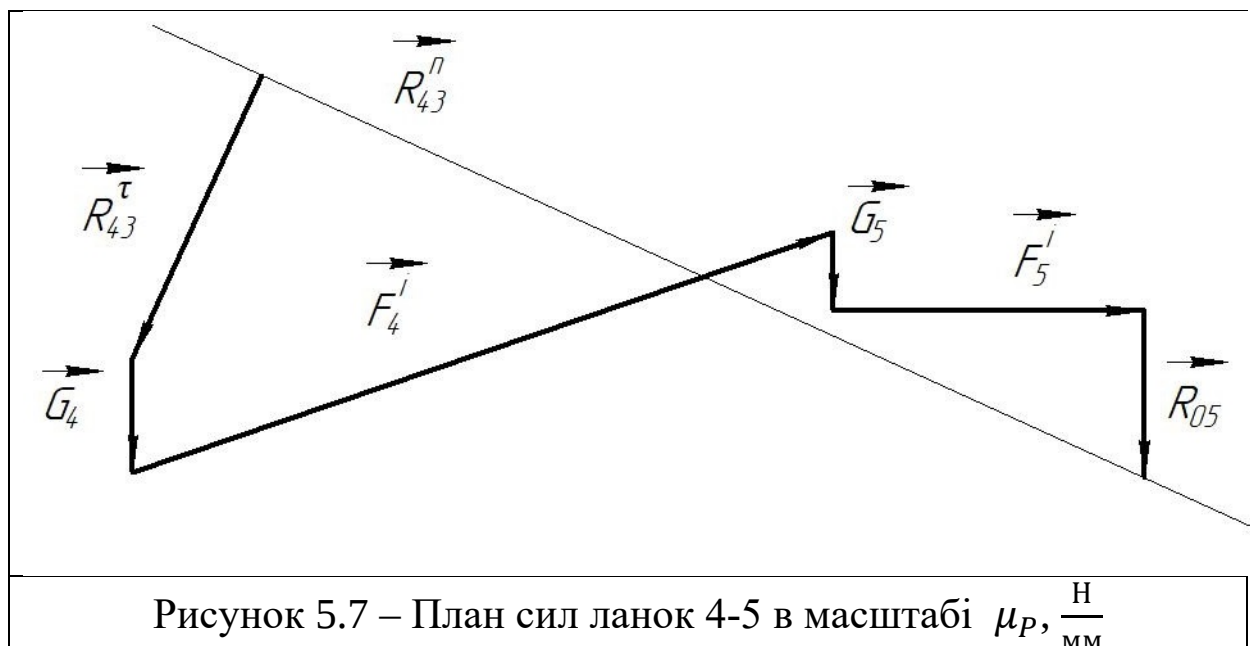
$$\bar{F}_4^i = \frac{F_4^i}{\mu_P}, \text{мм}$$

$$\bar{F}_5^i = \frac{F_5^i}{\mu_P}, \text{мм}$$

Записуємо векторне рівняння – сума всіх сил дорівнює нулю:

$$\sum \vec{F}_k = 0. \bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{43}^\tau + \bar{G}_4 + \bar{F}_4^i + \bar{G}_5 + \bar{F}_5^i + \bar{R}_{05} = 0$$

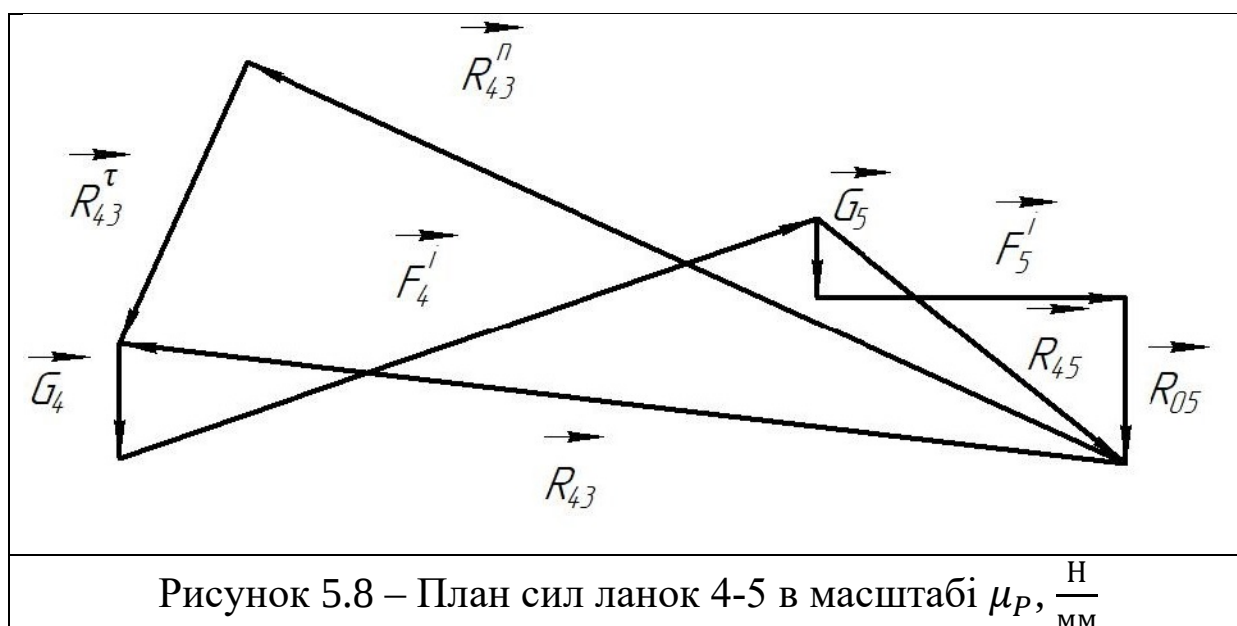
Згідно масштабу, будуємо план сил.



В такому багатокутнику сума всіх сил дорівнює нулю, тому що він замкнутий.

Складаємо вектори нормальної і тангенціальної реакції в точці С, використовуючи метод трикутника і отримуємо результуючу, вимірюємо довжину вектору, множимо його на масштаб плану сил:

$$R_{43} = \bar{R}_{43} \cdot \mu_P, \text{ H}$$



Вимірюємо довжину вектору $\bar{R}_{05}$:

$$R_{05} = \bar{R}_{05} \cdot \mu_P, \text{ H}$$

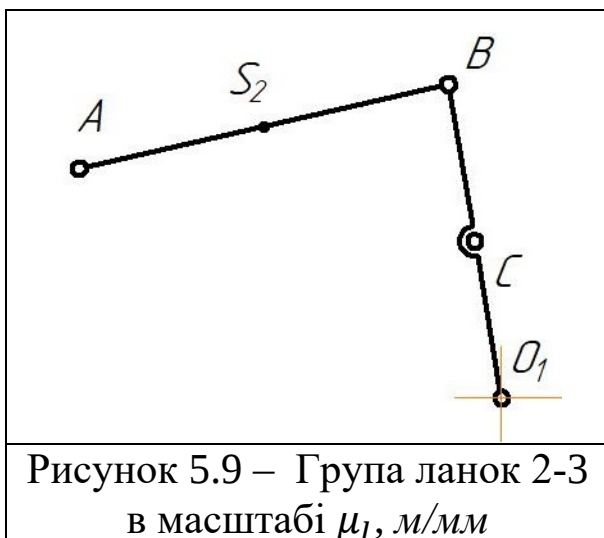
Далі на плані сил знаходимо точку, де закінчується дія сил на четверту ланку і починається дія сил на п'ята ланка і з'єднуємо її з точкою, де закінчується дія сил на п'ята ланка і починається дія сил на четверту ланку. В результаті отримуємо результуючу реакцію четвертого ланки на п'яте.

$$R_{45} = \bar{R}_{45} \cdot \mu_P, \quad H$$

Четверта ланка діє на п'яте з такою ж силою, як п'яте на четверте і так само:

$$\bar{R}_{45} = -\bar{R}_{54}$$

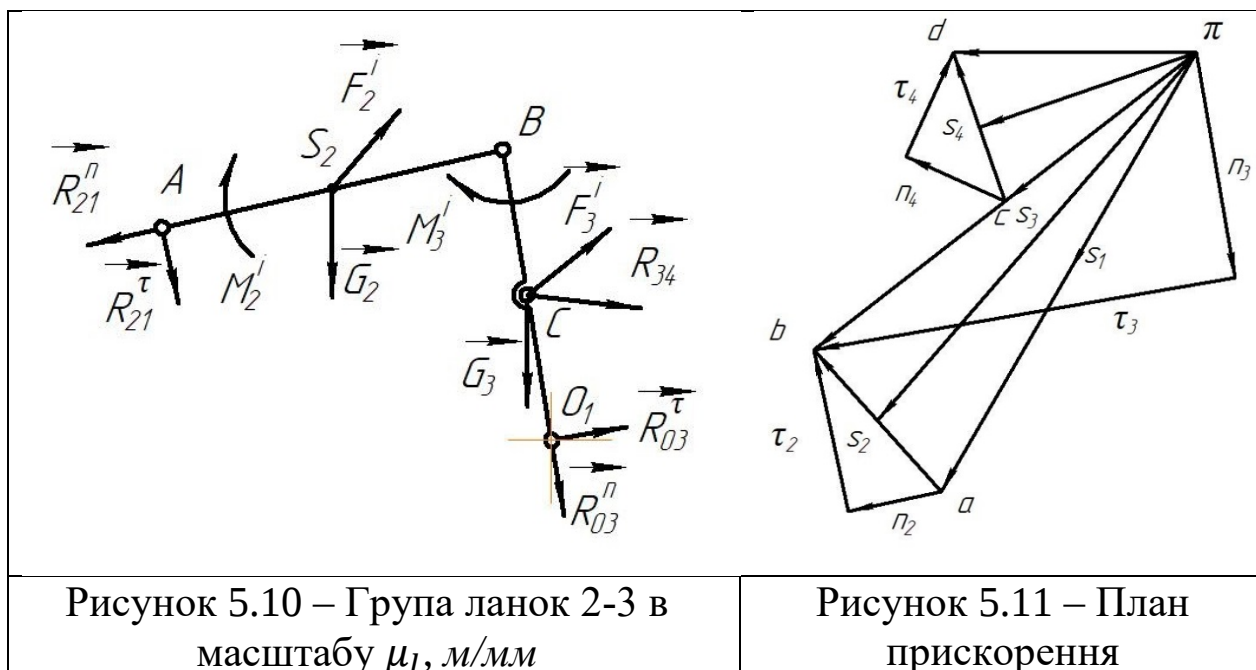
3.2. Силевий аналіз групи Асура 2 класу, 2 порядку, 1 виду



Відповідно до формули будови механізму і методу проведення силового аналізу, відокремлюємо структурну групу Асура 2-го класу, 2-го порядку, 1-го виду.

Моменти сил інерції спрямовані в зворотну сторону кутових прискорень ε_2 і ε_3 2-ї і 3-ї ланок (див. рис. 1)

Сили тяжіння прикладені в точках центру мас і спрямовані вертикально вниз. сили інерції $\bar{F}_2^i$ і $\bar{F}_3^i$, згідно з планом прискорень, спрямовані в зворотну сторону прискорення центру мас і прикладені в точках S_2 і C .



Реакцію в точці C , на четверту ланку $\bar{R}_{34}$ направляємо в протилежну сторону $\bar{R}_{43}$, беремо з плану сил ланок 4-5.

Нормальні і дотичні реакції в точках A і O_1 маємо уздовж ланок і поперек.



Складаємо рівняння: сума моментів щодо точки B . Для 2-ї ланки:

$\sum M_B(F_i) = 0$ – в загальному вигляді

$$R_{21}^{\tau} \cdot AB + G_2 \cdot h_5 - F_2^i \cdot h_6 - \frac{M_2^i}{\mu_l} = 0;$$

У цьому рівнянні один недолік – розмірні одиниці повинні бути дотримані, тобто M_2^i/μ_l – момент інерції ділимо на масштаб плану положень. У цьому рівнянні одна невідома, визначаємо:

$$R_{21}^{\tau} = \frac{F_2^i \cdot h_6 - G_2 \cdot h_5 + M_2^i/\mu_l}{AB}, H$$

Для 3-ї ланки:

$\sum M_B(F_i) = 0$ – в загальному вигляді.

$$R_{03}^{\tau} \cdot BO_1 - G_3 \cdot h_3 + F_3^i \cdot h_7 + R_{34} \cdot h_4 - \frac{M_3^i}{\mu_l} = 0;$$

У цьому рівнянні один недолік – розмірні одиниці повинні бути дотримані, тобто M_3^i/μ_l – момент інерції ділимо на масштаб плану положень. У цьому рівнянні одна невідома, визначаємо:

$$R_{03}^{\tau} = \frac{G_3 \cdot h_3 - F_3^i \cdot h_7 - R_{34} \cdot h_4 + M_3^i/\mu_l}{BO_1}, H$$

Обираємо масштаб:

$$\mu_P = \frac{R_{21}^{\tau}}{\bar{R}_{21}^{\tau}}, \frac{H}{\text{мм}}$$

Далі визначаємо довжину усіх векторів сил:

$$\bar{G}_2 = \frac{G_2}{\mu_P}, \text{мм}$$

$$\bar{G}_3 = \frac{G_3}{\mu_P}, \text{мм}$$

$$\bar{F}_2^i = \frac{F_2^i}{\mu_P}, \text{мм}$$

$$\bar{F}_3^i = \frac{F_3^i}{\mu_P}, \text{мм}$$

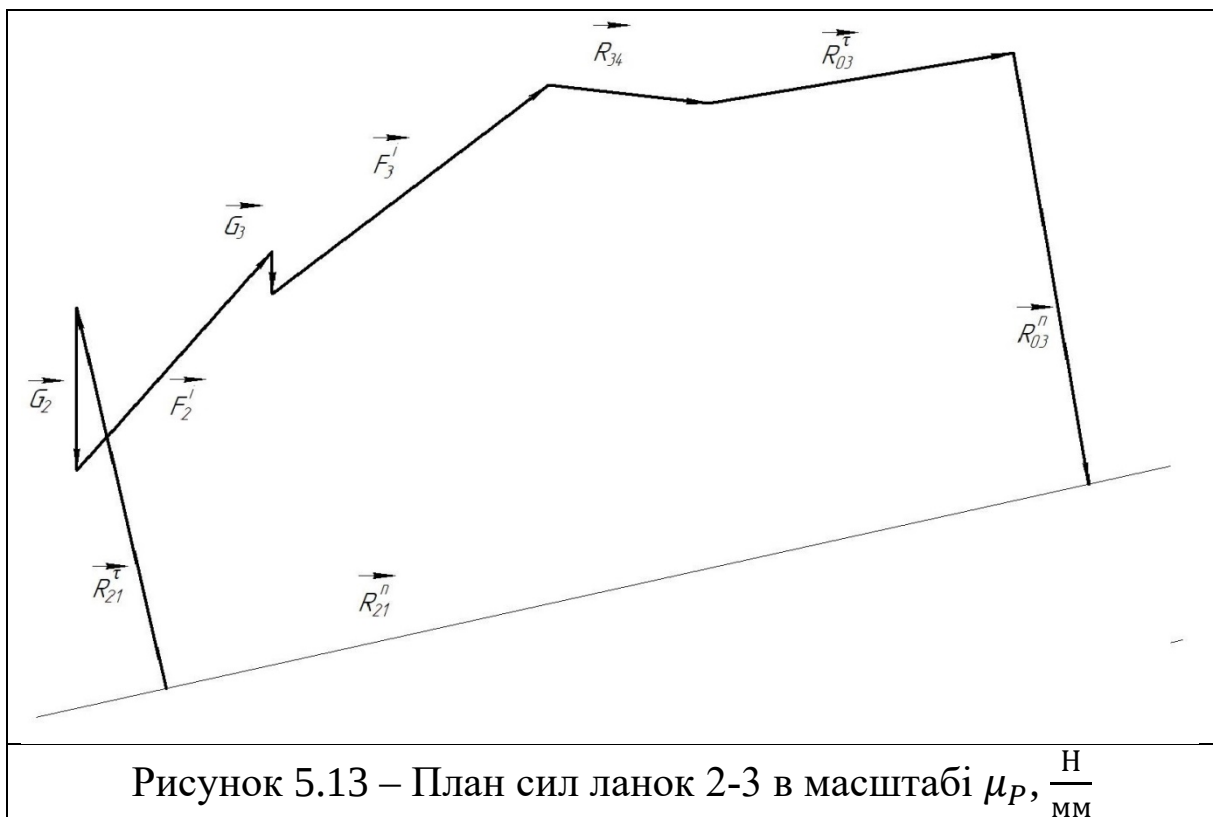
$$\bar{R}_{34} = \frac{R_{34}}{\mu_P}, \text{ мм}$$

$$\bar{R}_{03}^{\tau} = \frac{R_{03}^{\tau}}{\mu_P}, \text{ мм}$$

Записуємо векторне рівняння - сума всіх сил дорівнює нулю:

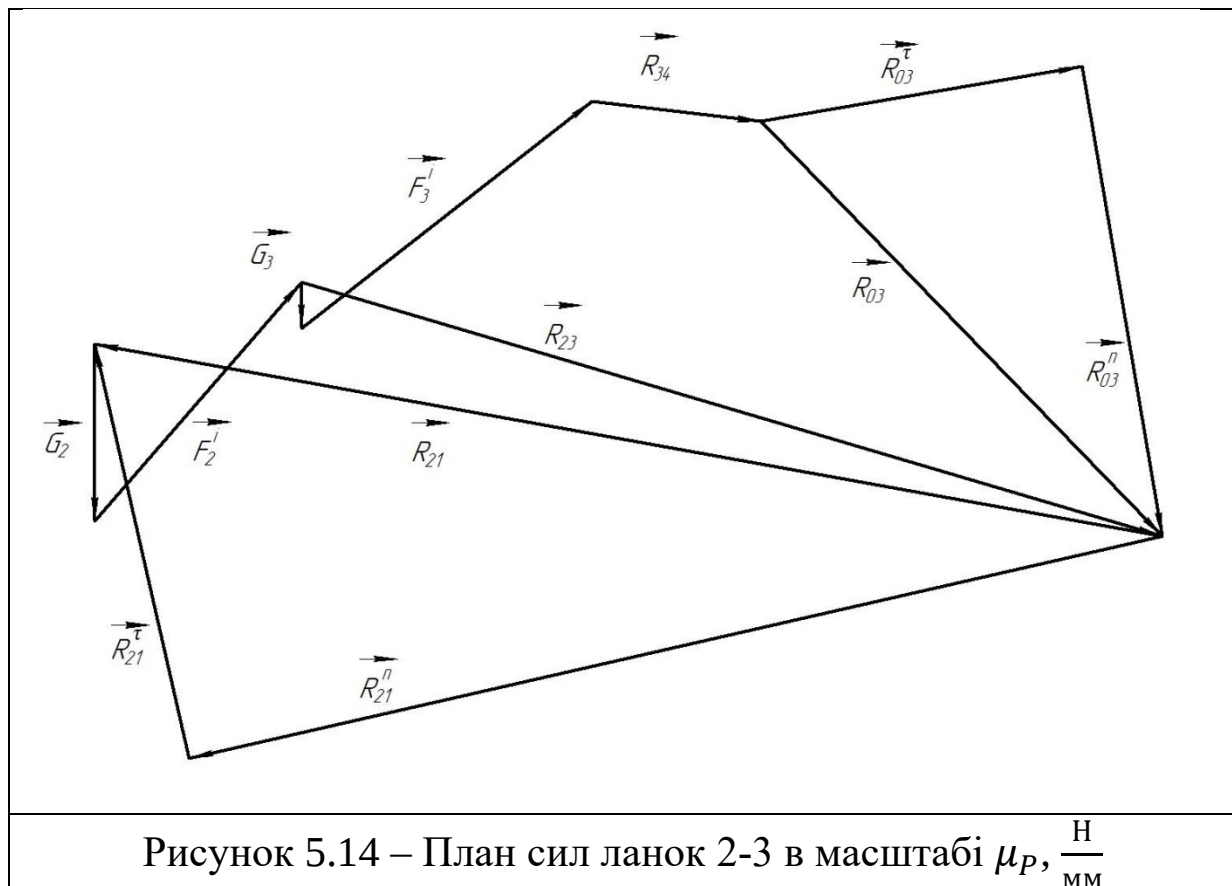
$$\sum \vec{F}_k = 0, \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^{\tau} + \bar{G}_2 + \bar{F}_2^i + \bar{G}_3 + \bar{F}_3^i + \bar{R}_{34} + \bar{R}_{03}^{\tau} + \bar{R}_{03}^n = 0$$

Згідно масштабу, будуємо план сил.



В такому багатокутнику сума всіх сил дорівнює нулю, тому що він замкнутий.

Складаємо вектори нормальної і тангенціальної реакції в точках A і O_1 , використовуючи метод трикутника і отримуємо результуючі.



Вимірюємо довжину векторів $\bar{R}_{21}$ і $\bar{R}_{03}$ та множимо їх на масштаб плану сил:

$$\begin{aligned} R_{21} &= \bar{R}_{21} \cdot \mu_P, \quad H \\ R_{03} &= \bar{R}_{03} \cdot \mu_P, \quad H \end{aligned}$$

Далі на плані сил знаходимо точку, де закінчується дія сил на другу ланку і починається дія сил на третю ланку і з'єднуємо її з точкою, де закінчується дія сил на третю ланку і починається дія сил на другу ланку. В результаті отримуємо результуючу реакцію другої ланки на третє.

$$R_{23} = \bar{R}_{23} \cdot \mu_P, \quad H$$

Третя ланка діє на друге з такою ж силою, як друге на третє і так само:

$$\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$$

3.3. Силевий аналіз групи Асура 1 класу

Сила тяжіння спрямована в точці центру мас і спрямована

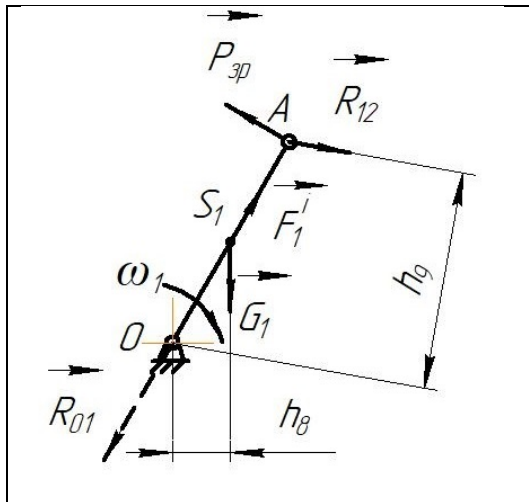


Рисунок 5.15 – Ведуча ланка в масштабі $\mu_P, \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

вертикально вниз. Сила інерції $\bar{F}_1^i$, згідно з планом прискорень, спрямована в протилежний бік прискорення центру мас і прикладена в точці S_1 .

Реакцію в точці A на другу ланку $\bar{R}_{12}$ прикладаємо, використовуючи план сил ланок 2-3 і направляємо в зворотну сторону $\bar{R}_{21}$.

До ведучого ланці в точці A прикладаємо зрівноважуючу силу перпендикулярно ланці OA , яку визначимо з рівняння рівноваги:

$$\sum M_O(F_i) = 0, P_{zp} \cdot OA - R_{12} \cdot h_9 - G_1 \cdot h_8 = 0;$$

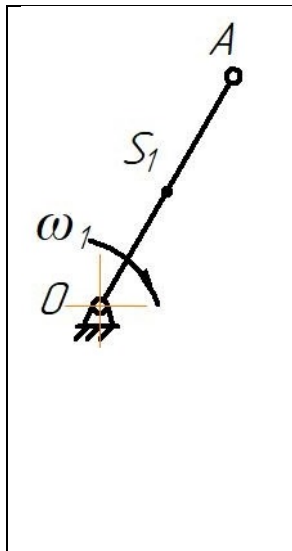


Рисунок 5.16 – Ведуча ланка в масштабі $\mu_P, \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

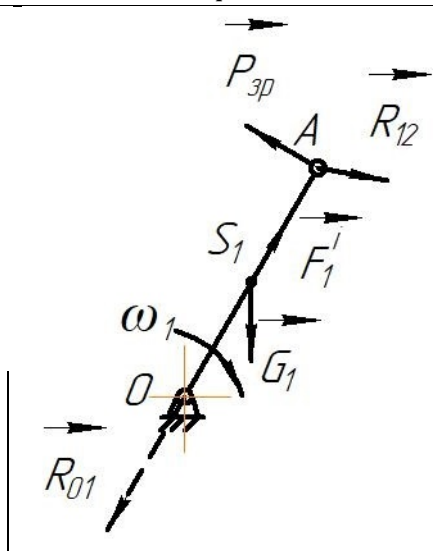


Рисунок 5.17 – Ведуча ланка в масштабі $\mu_P, \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

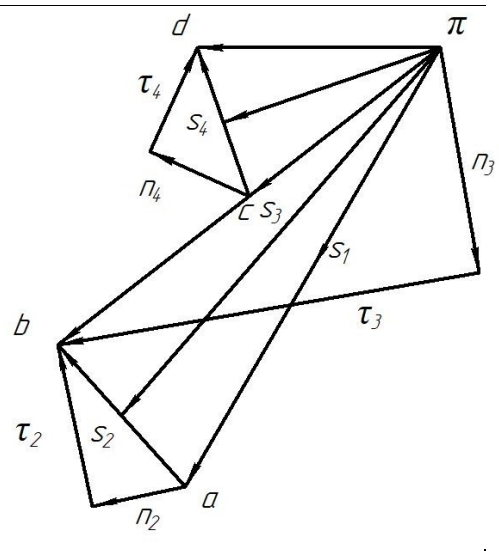


Рисунок 5.18 – План прискорення

$$P_{zp} = \frac{R_{12} \cdot h_9 + G_1 \cdot h_8}{OA}, \text{ Н}$$

Обираємо масштаб:

$$\mu_P = \frac{R_{12}}{\bar{R}_{12}}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо довжини векторів:

$$\bar{G}_1 = \frac{G_1}{\mu_P}, \text{мм}$$

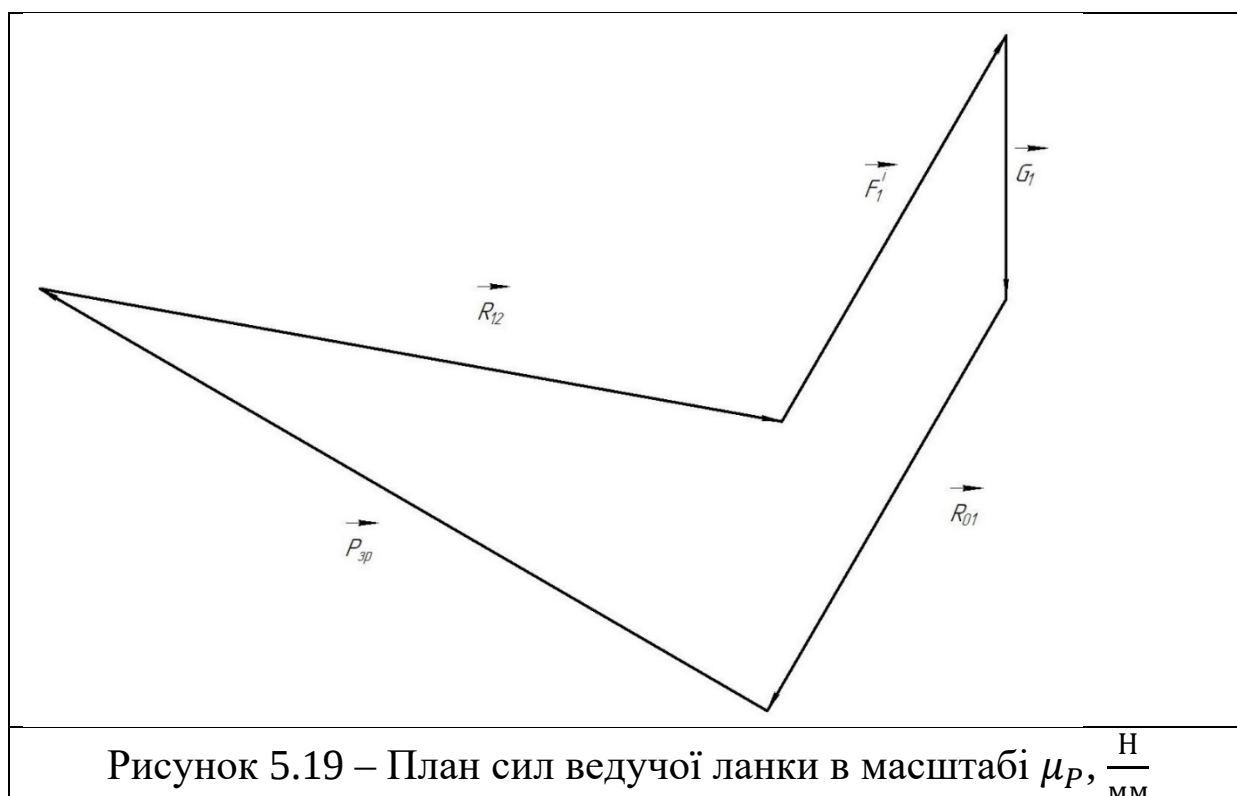
$$\bar{F}_1^i = \frac{F_1^i}{\mu_P}, \text{мм}$$

$$\bar{P}_{3p} = \frac{P_{3p}}{\mu_P}, \text{мм}$$

Записуємо векторне рівняння – сума всіх сил дорівнює нулю:

$$\sum \vec{F}_k = 0, \quad \bar{P}_{3p} + \bar{R}_{12} + \bar{F}_1^i + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} = 0$$

Згідно масштабу, будуємо план сил.



$$R_{01} = \bar{R}_{01} \cdot \mu_P, \text{ Н}$$

3.4 Хід проведення

3.5.1 Перевірка викладачем самостійної підготовки студентів до практичної роботи (наявність письмових відповідей на надані питання).

3.5.2 Викладач знайомить студентів з метою, змістом даної роботи та вимогами до захисту.

3.5.3 Визначити за якими умовами виконується силовий аналіз важільних механізмів; сили, які діють на ланки механізму; з'ясувати методику визначення реакцій в кінематичних парах графоаналітичним методом; як обрати масштаб для побудови плану сил.

3.5.4 Скласти рівняння рівноваги, рівняння суми всіх векторів сил, побудувати плани сил, визначити зрівноважуючу силу та реакції в кінематичних парах.

3.5.5 Самостійне опрацювання студентами теоретичних відомостей з даної теми та оформлення звіту.

3.5.6 Захист практичної роботи за допомогою тестів наприкінці заняття, при умові правильного оформлення звіту.

3.5. Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

1. Найменування, номер та мету роботи;
2. Креслення кінематичної схеми та свій варіант даних;
3. Креслення груп Ассура;
4. Складання та розрахунок рівняння рівноваги;
5. Обрання масштабу та розрахунок довжини векторів сил;
6. Побудову плану положень.

3.6 Контрольні запитання

1. Сформулюйте визначення прямої та зворотної задач динаміки.

2. Чим відрізняється статичний силовий розрахунок від кінетостатичного?

3. Як використовується принцип Д'Аламбера в силовому розрахунку механізмів?
4. Розкажіть про метод визначення кутових прискорень ланок при силовому розрахунку механізму.
5. Як визначити величину і напрямки векторів і моментів сил інерції кожної з ланок?
6. Скільки рівнянь кінетостатики необхідно записати для проведення силового розрахунку кривошипно-ползунного (чотирьохшарнірного) механізму?
7. В якій послідовності необхідно виконувати силовий розрахунок важільного механізму?
8. Як використовується умова статичної визначеності групи Ассура при силовому розрахунку механізму?
9. Кінетостатичне дослідження важільного механізму.
10. Визначення реакцій в кінематичних парах груп II класу.
11. Кінетостатичний розрахунок механізму I класу.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №6

Тема: СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ МЕТОДОМ ВАЖІЛЯ ЖУКОВСЬКОГО

Мета роботи: вивчити методику силового аналізу важільного механізму методом важеля М.Є. Жуковського.

1. ВКАЗІВКИ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1. Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати мету та методи динамічного аналізу механізмів. Вивчити закономірності руху ланок механізму, під дією прикладених до них сил. Треба знати, які закони, сформульовані Ньютоном, лежать у основі динаміки.

1.2. Питання до самоперевірки

1. Сформулюйте задачі динамічного аналізу механізмів.
2. Назвіть методи динамічного аналізу механізмів, їх переваги і недоліки.
3. Які допущення роблять при динамічному дослідженні механізмів?
4. Які вихідні дані необхідні для динамічного дослідження механізмів?
5. У чому полягає графоаналітичний метод динамічного аналізу механізмів?
6. На яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу?
7. Сформулюйте три закона Ньютона?
8. Сили, діючі на ланки механізмів?
9. Умова вирішуваної завдання силового аналізу плоского механізму?

1.3. Рекомендована література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / Артоболевский И.И. – 4-е изд.- М.: Наука, 1988.- 640 с.- ISBN 5-02-013810-X.

2. Фролов К.В. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В.Фролова.- М.: Высшая школа, 1987.- 496 с.

3. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009.- 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.

2. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1. Програма роботи

Для заданої моделі плоского важільного механізму скласти кінематичну схему, побудувати графоаналітичним методом плани швидкості та прискорення; визначити сили, що діють на ланки механізму; застосував принцип можливих переміщень, визначити зрівноважувальну силу, прикладену до вихідної ланки.

2.2. Теоретичні відомості

Одним із способів визначення сили, що зрівноважує $R_{зр}$ є спосіб, запропонований проф. М.Є. Жуковським.

Силовий розрахунок і динамічне дослідження механізмів можуть бути завжди зроблений, якщо користуватися **принципом можливих переміщень**. Згідно з цим принципом, якщо на яку-небудь механічну систему діють сили, то, додаючи до сил сили інерції, що задаються, і даючи усій системі можливі для цього її положення переміщення, отримуємо ряд елементарних робіт, сума яких повинна дорівнювати нулю. Можна сказати і так, що дійсно, згідно з принципом Даламбера усі реально діючі на ланки механізму сили, доповнені зрівноважуючими, а також інерційними силами і моментами, утворюють рівноважну систему, для якої сума миттєвих потужностей в будь-якому положенні механізму дорівнює нулю. І що особливо важливе,

при розрахунках без урахування тертя реакцій в кінематичних парах в цьому балансі потужностей не беруть участь.

Графоаналітично це може бути представлено так, за умови, що план швидкостей механізму вже побудований в деякому масштабі μ_v . Якщо план швидкостей повернути на 90° в будь-яку сторону і усі сили і моменти сил (ваги, інерції, корисного опору, зрівноваживальну) прикласти до відповідних точок (до кінців векторів), зберігши їх напрям, то моменти цих сил відносно полюса p буде рівний: $\sum M_p(F_i) = 0$ - в загальному вигляді.

Повернений на 90° план швидкостей з прикладеними до нього силами називається жорстким важелем Жуковського. Таким чином, зрівноважуючу силу можна знайти, повернувши на 90° план швидкостей і приклавши до нього усі зовнішні сили, включаючи сили інерції, у відповідних точках і зберігаючи їх напрями

3 ПРИКЛАД РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧИ

Нехай задано кінематичну схему кривошипно-повзункового механізму (рисунок 2), з центрами мас S_1 , S_2 та S_3 – у центрі повзуна. Швидкість обертання кривошипа OA дорівнює ω_1 . Механізм має ексцентриситет. До важеля BC прикладена сила $P_{ко}$.

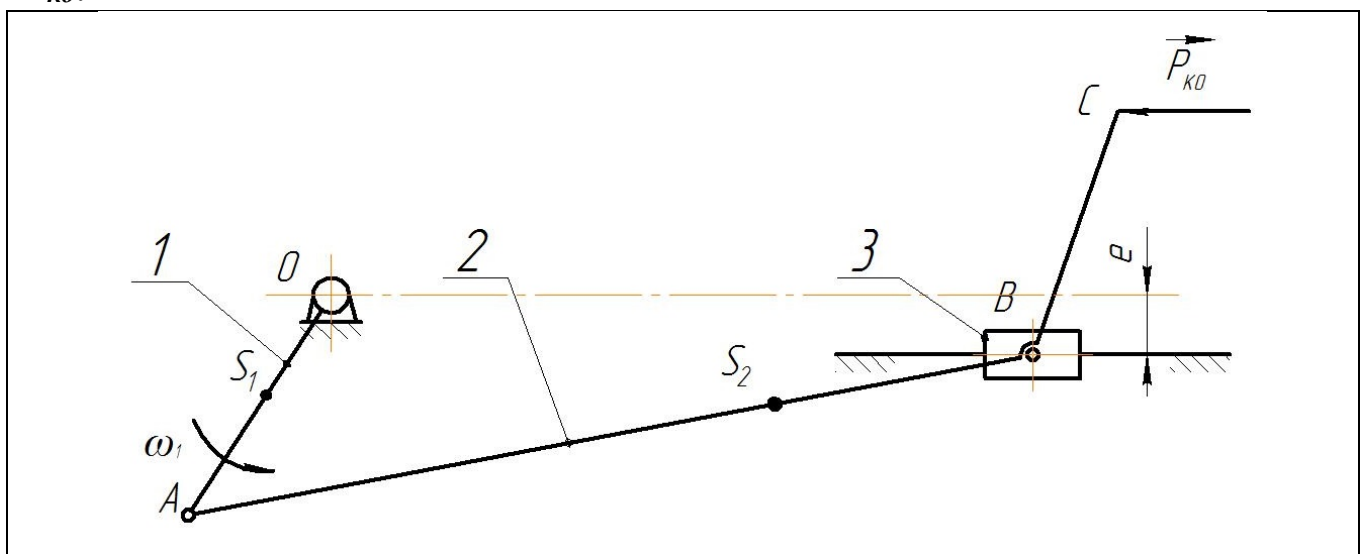


Рисунок 6.1 – Кінематична схема кривошипно-повзункового механізму:
1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – повзун.

Розв'язання. Для заданої схеми механізму будуюмо план швидкості (рисунок 3).

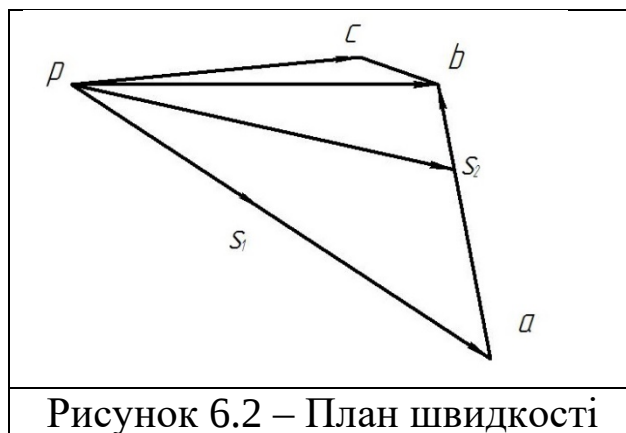


Рисунок 6.2 – План швидкості

Також будуюмо план прискорення (рисунок 3) для визначення напрямку прискорень центрів мас та кутового прискорення шатуна **AB**.



Рисунок 6.3 – План прискорення

Визначаємо напрямлення сил інерції F_1, F_2, F_3 , які діють на ланки механізму та момент сили інерції M_2 (рисунок 5).

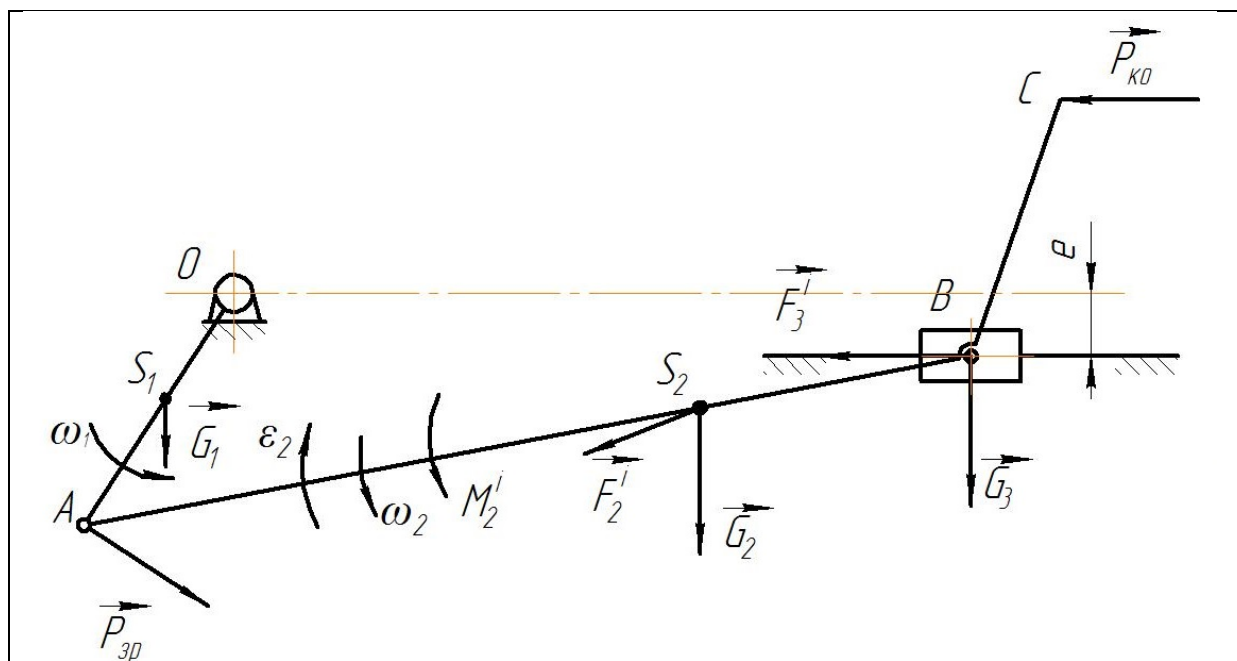


Рисунок 6.4 – Сили, які діють на ланки механізму

Силу, що зрівноважує, прикладаємо до кривошипа **OA** у точці **A** перпендикулярно до ланки **OA**.

Для заданого положення механізму повертаємо на 90° проти миттєвого обертання кривошипа ω_1 , план швидкостей (рисунок 6.5).

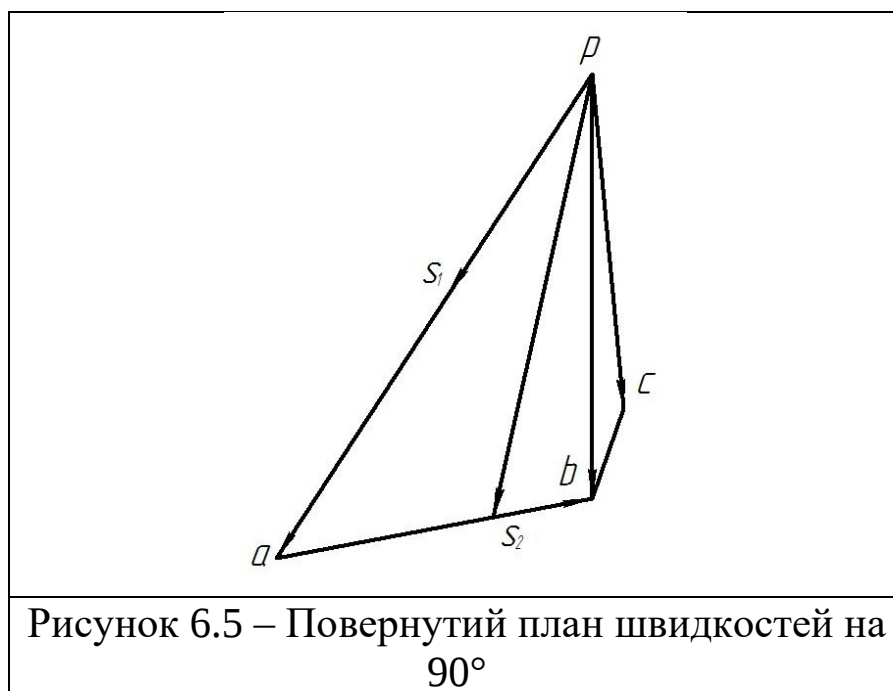
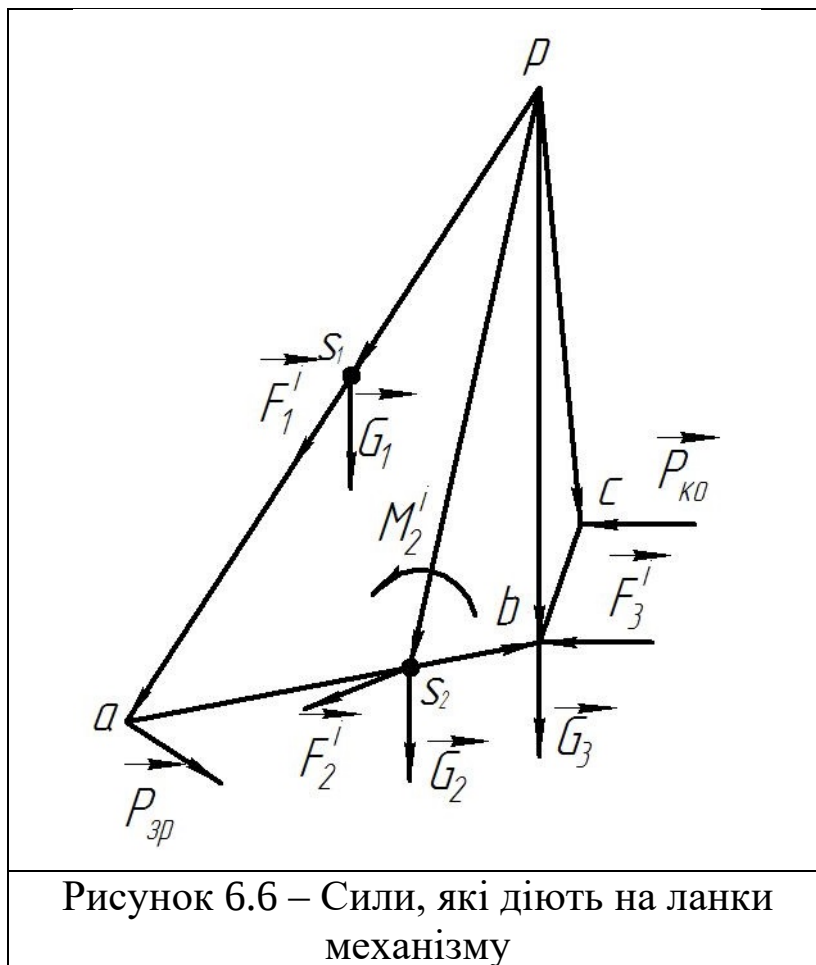


Рисунок 6.5 – Повернутий план швидкостей на 90°

У відповідних точках на плані швидкостей прикладаємо сили інерції F_1, F_2, F_3 , зберігаючи їх напрямки.



Таким чином, силу, що зрівноважує, можливо знайти, повернувши на 90° план швидкостей і приклавши до нього усі зовнішні сили, включаючи сили інерції та моменти сил інерції.

Необхідно звернути увагу на знак моменту, тут, **2-ої** ланки. Якщо читання ланки **ав** (ліворуч на право) на поверненому плані швидкостей співпадає з читанням ланки **AB** (ліворуч на право) на плані положень групи ланок, то знак моменту залишається без змін. У разі, коли читання ланки **ав** (справа на ліво) на поверненому плані швидкостей не співпадає з читанням ланки **AB** (ліворуч на право) на плані положень групи ланок, то знак моменту змінюється на протилежний.

Сила, що зрівноважує, характеризує реакцію механізму на рух його вхідної ланки за певним законом, що задається двигуном. Ця сила або момент розвивається двигуном і забезпечує заданий рух вхідної ланки.

Якщо до важеля Жуковського докласти всіх зовнішніх сил,

включаючи сили інерції, а також зрівноважуючу силу, то його можна розглядати в рівновазі, з умови якого можна визначити невідому $P_{зр}$.

Будуємо розрахункову схему.

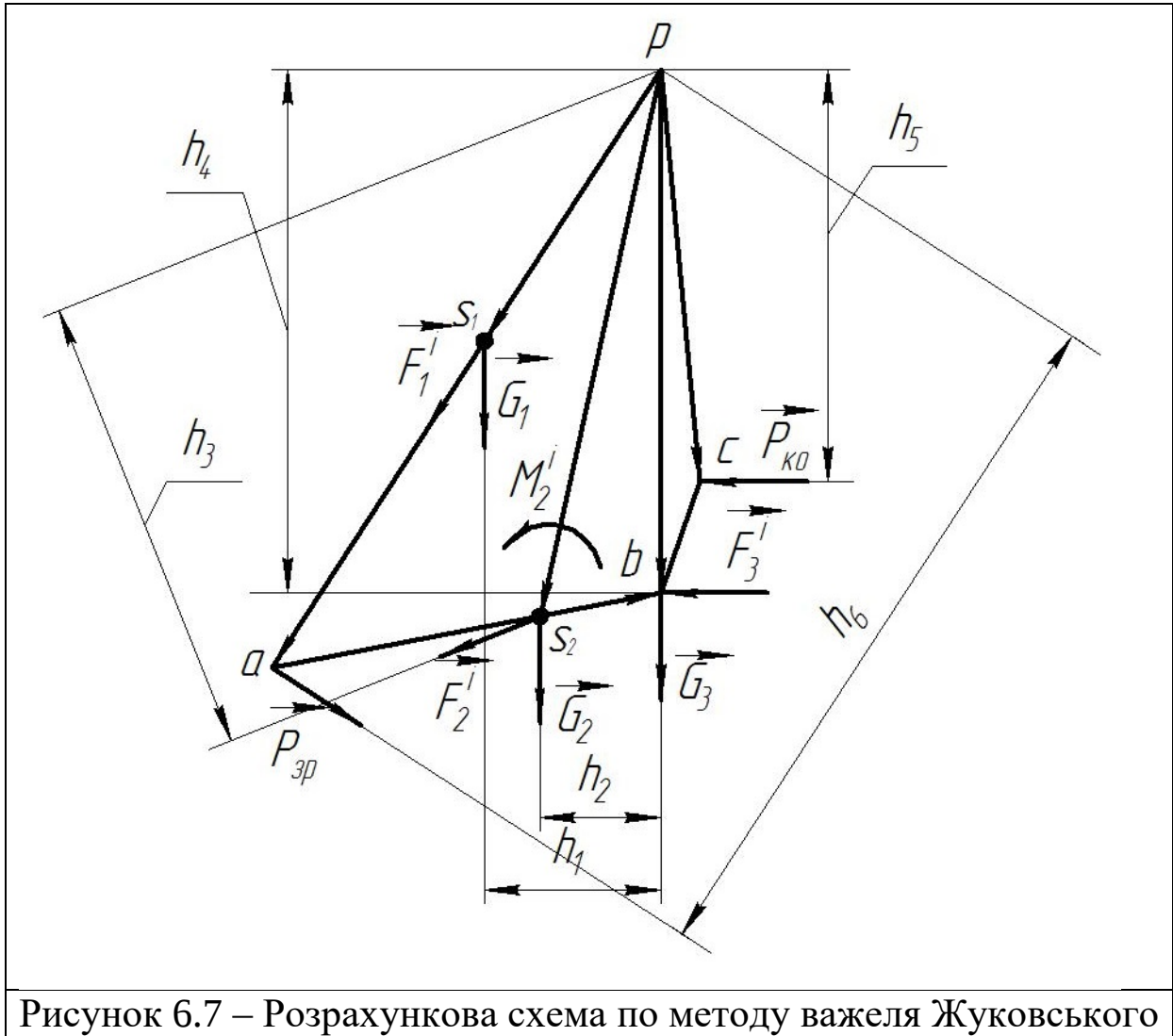


Рисунок 6.7 – Розрахункова схема по методу важеля Жуковського

Для визначення сили, що зрівноважує, напишемо рівняння рівноваги відповідно точці P .

$$\sum M_p(F_i) = 0; P_{зр}^* \cdot h_6 + G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 - F_2^i \cdot h_3 - F_3^i \cdot h_4 + P_{nc} \cdot h_5 + M_2^i / \mu_l = 0$$

$$P_{зр}^* = \frac{-G_1 \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 + F_2^i \cdot h_3 + F_3^i \cdot h_4 - P_{nc} \cdot h_5 - M_2^i / \mu_l}{h_6};$$

3.1. Хід проведення

1. Ознайомитися з будовою механізму і накреслити його схему.
2. Накреслити план швидкості та план прискорення.
3. Повернути план швидкості на 90° та прикласти усі діючі сили.
4. Скласти рівняння рівноваги відносно полюса.
5. Визначити зрівноважувальну силу за методом важеля Жуковського та порівняти її з результатом розрахунку по методу планов сил.

3.2. Форма звіту

Практичне заняття

Тема: Силовий аналіз механізму методом важеля Жуковського

Мета роботи: вивчити методiku силового аналізу кривошипно-повзунного механізму методом важеля М.Є. Жуковського.

3. Схема механізму

4. План швидкості та план прискорення

5. Розрахункова схема для визначення зрівноважувальної сили

Роботу виконав _____

Роботу прийняв _____ Дата виконання _____

3.3. Питання для самоконтролю

1. У чому полягає графічний метод аналізу механізмів за важелем Жуковського?

2. Які переваги і недоліки має метод Жуковського перед іншими методами силового аналізу механізмів?
3. У чому полягає принцип можливих переміщень?
4. Які вихідні дані необхідні для дослідження механізмів методом Жуковського?
5. На яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу?
6. Які методи з курсу теоретичної механіки Ви використовуєте в ТММ?
7. На якому принципі ґрунтується метод важеля Жуковського?
8. Відносно якої точки складається рівняння рівноваги?