

**Б. В. ВОЗНИЙ,
О. В. КАЛАЙДО,
М. В. КОВАЛЬОВ**

**ТЕОРІЯ
МЕХАНІЗМІВ
І МАШИН**

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Державний заклад
«Луганський національний університет
імені Тараса Шевченка»**

**Б. В. ВОЗНИЙ,
О. В. КАЛАЙДО,
М. В. КОВАЛЬОВ**

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

*Методичні рекомендації до виконання лабораторних
робіт для студентів напряму підготовки «Професійна
освіта» профілів підготовки «Транспорт» та «Технологія
виробництва і переробка продуктів сільського
господарства» усіх форм навчання*

**Луганськ
ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка»
2013**

УДК 531.8(076)
ББК 34.41р3
В64

Рецензенти :

- Зубков В. Є.** – доктор технічних наук, професор, завідувач відділу міжнародних зв'язків ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка».
- Чекановкін О. О.** – кандидат технічних наук, доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Луганського національного аграрного університету .
- Ревякіна О. О.** – кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерно-педагогічних дисциплін ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка».

Возний Б. В.

В64 Теорія механізмів і машин : метод. рек. до вик. лаб. робіт для студ. напряму підготовки «Професійна освіта» профілів підготовки «Транспорт» та «Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства» всіх форм навчання / Б. В. Возний, О. В. Калайдо, М. В. Ковальов ; Держ. закл. «Луган. нац. ун-т імені Тараса Шевченка». – Луганськ : Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013. – 90 с.

Методичні вказівки містять 8 лабораторних робіт з найбільш важливих розділів дисципліни. Кожна лабораторна робота містить загальні теоретичні відомості, порядок виконання експерименту, детальний алгоритм розрахунку величини, що знаходиться.

Рекомендовано для студентів 2 і 3 курсів спеціальності «Професійна освіта» напрямку підготовки «Транспорт» та «Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства» денної та заочної форм навчання.

УДК 531.8(076)
ББК 34.41р3

*Рекомендовано до друку Навчально-методичною радою
Луганського національного університету імені Тараса Шевченка
(протокол № 7 від 06 лютого 2013 року)*

© Возний Б. В., Калайдо О. В., Ковальов М. В., 2013
© ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Питання до курсу.....	5
<u>Модуль 1</u>	
Лабораторна робота № 1	
Структурний аналіз плоских механізмів.....	7
Лабораторна робота № 2	
Кінематичний аналіз механізмів методом планів.....	12
Лабораторна робота № 3	
Кінематичний аналіз механізмів методом діаграм.....	21
Лабораторна робота № 4	
Визначення механічних параметрів ланок механізму.....	29
<u>Модуль 2</u>	
Лабораторна робота № 5	
Експериментальне визначення коефіцієнтів тертя спокою і ковзання.....	33
Лабораторна робота № 6	
Графічний синтез кулачкових механізмів.....	39
Лабораторна робота № 7	
Кінематичний аналіз зубчастих механізмів з нерухомими осями.....	58
Лабораторна робота № 8	
Кінематичний аналіз зубчастих механізмів з рухомими осями.....	65
Додатки.....	69
Список використаної та рекомендованої літератури.....	86
Інформація про авторів.....	87

ВСТУП

Теорія механізмів і машин (ТММ) є однією з основних загально-інженерних дисциплін у системі вищої технічної освіти. ТММ розглядає будову і класифікацію машин і механізмів, методи їх кінематичного та динамічного дослідження. Крім того, ТММ використовує відомості з теоретичної механіки, фізики і математики, тобто вимагає серйозної базової підготовки.

Мета курсу *«Теорія механізмів і машин»* - надання майбутнім інженерам знань, без яких неможливе створення сучасних механізмів та вміле їх використання. Всі знання, отримані при вивченні даної дисципліни, мають допомогти студентам при виконанні подальшої студентської науково-дослідної роботи – курсових проектів з дисциплін ТММ і *«Деталі машин»*, а також при вивченні спеціальних дисциплін.

Ефективність застосування методів теорії механізмів і машин багато в чому залежить від рівня практичних навичок інженера, тому експериментальна складова курсу є невід'ємною частиною вивчення ТММ і представлена у вигляді лабораторних робіт.

У методичних вказівках приведений опис 8 лабораторних робіт передбачених учбовою програмою і наявних в матеріально-технічній базі кафедри. Опис лабораторних робіт подано в послідовності, в якій вони зазвичай виконуються в лабораторії в процесі навчання. У описі робіт вказані: мета дослідження, постановка завдання, відповідні теоретичні дані (короткі теоретичні відомості), послідовність проведення дослідження, необхідні пояснення по користуванню апаратурою і методи обробки результатів. В кінці кожної лабораторної роботи наведено детальний бланк оформлення звіту і контрольні запитання, що мають зорієнтувати студентів при підготовці до захисту лабораторних робіт.

Перед початком виконання лабораторних робіт викладач здійснює інструктаж з правил охорони праці в лабораторії, студенти розписуються у спеціальному журналі. Виконання робіт здійснюється бригадами. Склад бригади – два, в окремих випадках три студенти, в залежності від кількості студентів у підгрупі. Під час виконання робіт викладач контролює хід, точність розрахунків, одержані результати. При виявленні неточностей у постановці експерименту, розходжень в одержаних результатах вимірів, викладач вказує на помилки і шляхи їх ліквідації. Попередні розрахунки виконуються студентами на чернетках. Графічна частина звіту виконується акуратно з урахуванням правил технічного креслення.

Питання до курсу

Модуль 1

1. Структура дисципліни ТММ і її значення для спеціальності.
2. Основні види механізмів. Функціональна класифікація.
3. Кінематичні ланцюги. Групи Ассура та їх класифікація.
4. Структурні формули кінематичних ланцюгів.
5. Зайві ступені вільності і умови зв'язку.
6. Основний принцип утворення механізмів.
7. Структурний аналіз плоских механізмів. Класифікація механізмів.
8. Задачі і методи кінематичного аналізу механізмів.
9. Дослідження руху механізмів методами планів швидкостей і прискорень.
10. Аналітичний метод аналізу механізмів.
11. Побудова положень ланок механізму і траєкторій окремих точок.
12. Дослідження руху механізмів методом кінематичних діаграм.
13. Графічне диференціювання і інтегрування.
14. Задачі динамічного дослідження механізмів.
15. Визначення сил інерції.
16. Важіль М.Є. Жуковського.
17. Зведення сил і моментів сил.
18. Зведення мас і моментів інерції.
19. Рівняння руху механізму.
20. Режими руху механізму.
21. Механізм і машина. Сили, що діють в машинах.
22. Силове дослідження двох повідкових груп і ведучої ланки механізмів другого класу.
23. Коефіцієнт корисної дії в машинах і механізмах при різноманітних конструктивних виконаннях.
24. Дослідження руху механізмів методом Віттенбауера.
25. Дослідження руху механізмів методом Жуковського.
26. Регулювання руху машин. Коефіцієнт регулювання швидкості.
27. Середня швидкість і коефіцієнт нерівномірності руху машини.
28. Визначення моменту інерції маховика методом Віттенбауера.
29. Регулятори швидкості.

Модуль 2

30. Види тертя і його закони.
31. Тертя ковзання. Тертя в поступальних, гвинтових та обертових парах.
32. Кут і конус тертя. Тертя в поступальних і обертальних кінематичних парах.
33. Тертя при коченні. Тертя в роликівих та кулькових підшипниках.
34. Розрахунок зносу елементів у кінематичних парах.
35. Загальні відомості про кулачкові механізми.
36. Основні типи і параметри кулачкових механізмів.
37. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів.
38. Динамічний синтез кулачкових механізмів.
39. Загальні відомості про фрикційні передачі.
40. Основні параметри фрикційних передач.
41. Класифікація зубчастих передач.
42. Основна теорема зубчастого зачеплення.
43. Розрахунок геометричних параметрів циліндричних передач.
44. Кінематичні і геометричні умови існування передачі.
45. Зачеплення Новикова, основні характеристики.
46. Загальні відомості про багатоланкові зубчасті механізми.
47. Зубчасті механізми з нерухомими осями.
48. Планетарні механізми, їх синтез.
49. Хвильові зубчасті передачі.
50. Основні задачі синтезу важільних механізмів.
51. Синтез механізмів за заданими законами руху ланок.
52. Синтез механізмів за заданими положеннями ланок.
53. Загальні відомості про механізми переривчастого руху.
54. Задача про зрівноваження механізмів.
55. Визначення положення центру мас плоского механізму.
56. Зрівноваження і балансування мас, що обертаються. Статичне і динамічне балансування.
57. Основні поняття та визначення теорії машин.
58. Структура машин.
59. Системи керування машинами за часом та за шляхом.
60. Маніпулятори і промислові роботи.

МОДУЛЬ 1

Лабораторна робота № 1

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: засвоїти методику проведення структурного аналізу, визначити ступінь рухливості плоского механізму.

Теоретичні відомості

Механізмом називають штучно створену систему тіл (ланок), призначену для перетворення руху одного або декількох тіл у потрібний рух інших тіл. Механізми складаються з ланок, які можуть мати різну природу. У теорії машин і механізмів (ТММ) вивчаються механізми, складені з твердих ланок. Кожна ланка може складатися з одного або декількох жорстко з'єднаних твердих тіл. Тверді тіла, складові ланок, називають *деталлями*.

Будь який механізм складається з однієї нерухомої і кількох рухомих ланок. Нерухому ланку називають стійкою або рамою. В залежності від характеру руху ланок механізму відносно стійки вони мають наступні назви:

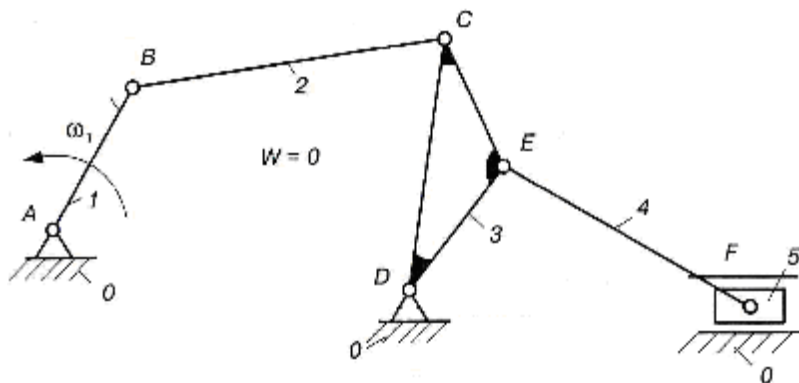


Рис. 1.1. Структурна схема плоского механізму

- кривошип – ланка, що здійснює повний оберт навколо осі, зв'язаної зі стійкою. Позначається на схемі стрілкою, що може бути направлена за годинниковою стрілкою, проти неї або одночасно в обидва боки. На рис. 1.1 ланка 1;
- шатун – ланка, що здійснює плоскопаралельний рух при роботі механізму. На рис. 1.1 ланки 2 і 4;
- повзун – ланка, що здійснює поступальні переміщення відносно стійки, або іншої ланки. На рис. 1.1 ланка 5;

- куліса – ланка, що здійснює обертальний рух, але не робить повного оберту навколо стійки. На мал. 1.1 ланка 3;
- кулачок – ланка, профіль якої має змінну кривизну;
- зубчасте колесо – ланка з замкнутою системою зубів, що забезпечує за повний оберт безперервний рух парної ланки.

Рухомі ланки у механізмах з'єднуються між собою або з нерухомою ланкою, так що завжди має місце рух однієї ланки відносно іншої. З'єднання двох ланок, що забезпечує їх відносний рух, називається *кінематичною парою*.

Ланки у кінематичних парах можуть контактувати поверхнями, по лінії, або в точці. Поверхні, лінії або точки, де стикаються ланки, утворюючи кінематичну пару, називають елементами ланки. В залежності від форми елементів дотичних ланок кінематичні пари поділяються на вищі і нижчі. Якщо елементами контакту пари є точки або лінії, то такі кінематичні пари називають *вищими*, якщо поверхні - то *нижчими*.

Всі кінематичні пари поділяються на класи у залежності від числа зв'язків, накладених на відносний рух їх ланок. Число умов зв'язків може бути від 1 до 5, тому число класів кінематичних пар – п'ять. Відповідно мають місце кінематичні пари 1,2,3,4,5 класів. Пара першого класу одночасно може виконувати п'ять незалежних рухів, пара другого класу – чотири і таке інше. В сучасних машинах і механізмах кінематичні пари першого і другого класів не використовуються. В *Додатку 2* наведено приклади найбільш поширених кінематичних пар та їх класифікація.

Механізм, у якого всі точки рухомих ланок можуть рухатися в одній або в паралельних площинах, називається *плоским*. Плоскі механізми складаються із ланок, які об'єднуються між собою тільки парами четвертого і п'ятого класів. Якщо ланки в механізмах об'єднуються тільки нижчими кінематичними парами, то такі механізми називають *важільними*.

Структурний аналіз існуючого механізму розв'язує наступні задачі: побудова схеми механізму; визначення ступеня рухомості; розкладення механізму на структурні групи і встановлення їх класу і порядку; визначення класу і порядку механізму і формули його будови.

Схема механізму - це графічне зображення ланок і кінематичних пар умовними позначеннями. Розрізняють структурні і кінематичні схеми механізмів.

У *структурній схемі* розміри ланок не вказуються, а її побудова необхідна для наочного відтворення будови і роботи механізму. У

кінематичній схемі вказуються розміри, необхідні для кінематичного аналізу механізму.

Ланки, як правило, зображають відрізками прямих ліній і нумерують арабськими цифрами; кінематичні пари позначають великими буквами латинського алфавіту. Після зображення кінематичної схеми механізму вказують її масштабний коефіцієнт; заносять в таблицю всі необхідні розміри в міліметрах.

Ступінь вільності плоского механізму відносно стійки визначають за формулою Чебишова:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

де n - число рухомих ланок; p_5 - число пар п'ятого класу; p_4 - число пар четвертого класу.

В окремих механізмах можуть зустрічатися складні шарніри, які з'єднують більше двох ланок. Число кінематичних пар, утворених складним шарніром, називають його кратністю. Якщо шарнір об'єднує k ланок, то він має кратність $(k - 1)$.

Пасивні зв'язки і зайві ступені свободи, які зустрічаються в механізмах, заздалегідь виділяються і в формулу для підрахунку ступеню вільності не включаються. Якщо до складу механізму входять вищі кінематичні пари, то кожна така пара замінюється кінематичним ланцюгом, ланки якого об'єднані тільки нижчими кінематичними парами

Згідно з класифікацією Асура і Артоболевського будь-який плоский механізм складається з механізму (механізмів) першого класу і приєднаних до нього структурних груп (груп Асура), нульової вільності відносно стійки. Під механізмом першого класу розуміють ведучу ланку, з'єднану кінематичною парою (обертальною або поступальною) з рамою. На рис. 1.2 наведено приклад розкладання наведеного вище плоского механізму на групи Асура.

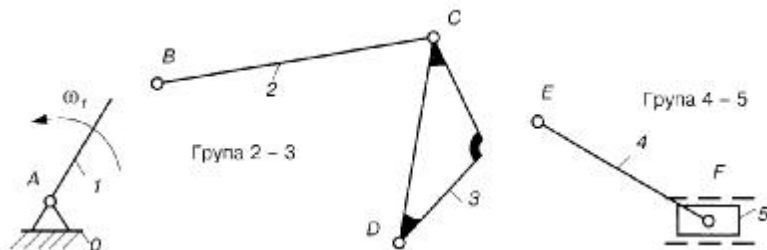


Рис. 1.2. Розкладання на групи Асура

Формула будови даного механізму: $I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5)$.

Структурною групою називають відкритий кінематичний ланцюг, який після приєднання елементами ланок до стійки має нульову ступінь вільності. Після приєднання такої групи до ланок механізму ступінь його вільності не змінюється.

Відповідно до класифікації Артоболевського клас структурної групи визначається числом кінематичних пар, що утворюють найбільш складний замкнений контур, а порядок групи - числом зовнішніх елементів пар, якими група приєднується до механізму. Клас механізму визначають вищим класом групи Ассура, яка входить до його складу. Виділення в механізмі структурних груп треба починати з найбільш віддаленої від ведучої ланки групи. Спочатку необхідно спробувати виділити найпростішу групу і, якщо це не вдається, то необхідно спробувати виділити групи більш високого класу. Після виділення першої групи необхідно виділяти інші групи, доки не залишиться механізм першого класу.

Структурний аналіз закінчується складанням формули будови механізму і визначенням його класу.

Порядок виконання роботи

1. Отримати у викладача механізм для дослідження. Знайти ланку, що веде, обертаючи її вивчити характер відносного руху ланок всього механізму, після чого обрати положення, за якого добре видно розташування всіх ланок.
2. Накреслити структурну схему механізму, користуючись умовними позначеннями з рис. 1.1. Креслення виконується олівцем під лінійку.
3. Пронумерувати ланки цифрами, позначити кінематичні пари, визначити їх клас, заповнити табл. 1 у звіті.
4. Визначити ступінь вільності механізму за формулою (1).
5. Виділити ведучу ланку (ланки) і стійку, розкласти кінематичний ланцюг, що залишився на групи Ассура. Накреслити кожен групу окремо і визначити її клас, порядок. Для груп другого класу визначити їх види.
6. Скласти формулу будови механізму і визначити його клас.
7. Оформити звіт з виконаної роботи згідно зразка, зробити висновки.

Контрольні запитання

1. Що таке ланка механізму, які види ланок бувають?
2. Що називається кінематичною парою, як вони класифікуються?
3. Для чого виконують структурний аналіз механізмів?
4. Як визначається ступінь вільності механізму, що він означає?

Лабораторна робота № 1

Структурний аналіз плоских механізмів

Мета роботи: _____

Структурна схема механізму № ____

Таблиця 1. Кінематичні пари механізму

Позначення								
Номери складових ланок								
Клас пари								

$k = \dots$ – загальна кількість ланок механізму;

$n = \dots$ – кількість рухомих ланок механізму;

$p_5 = \dots$ – кількість пар п'ятого класу;

$p_4 = \dots$ – кількість пар четвертого класу.

Ступінь вільності плоского механізму:

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

Розкладання механізму на групи Ассура

Формула будови механізму ...

Клас механізму ...

Виконав _____
«__» _____ 201_ р.

Прийняв _____
«__» _____ 201_ р.

Лабораторна робота № 2

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ПЛАНІВ

Мета роботи: засвоїти методику проведення кінематичного аналізу методом планів, засвоїти методику побудови планів швидкостей і прискорень плоских механізмів.

Теоретичні відомості

При кінематичному аналізі механізму розглядається рух його ланок без урахування сил, які діють на них. Основні задачі кінематичного дослідження полягають в визначенні переміщень, швидкостей і прискорень окремих точок і ланок механізму.

Існують чотири методи кінематичного дослідження механізмів: графічний, графоаналітичний, аналітичний і експериментальний. Величини та напрямки швидкостей і прискорень різних точок механізму можна визначити методом планів, який є графоаналітичним методом.

План швидкостей – графічне зображення (в певному масштабі) векторів швидкостей точок механізму, відкладених з довільної точки (полюсу) відповідно до положення його ланок. Побудова планів швидкостей здійснюється за векторними рівняннями, які складаються для кожної групи Ассура в порядку їх приєднання до ведучої ланки і інших ланок механізму. В основі векторних рівнянь лежить теорема про розклад складного руху на два прості: переносний і відносний.

Теорема подібності для планів швидкостей: план швидкостей твердого тіла (ланки) подібний до тіла і повернутий відносно нього на 90° у бік миттєвого обертання тіла.

План прискорень – графічне зображення векторів прискорень ланок механізму, відкладених з довільної точки (полюса), яку на плані позначають буквою π . Тому плани прискорень можна побудувати тільки методом векторних рівнянь.

Теорема подібності для планів прискорень: план прискорень твердого тіла (ланки) подібний до тіла і повернутий відносно нього на деякий невизначений кут.

При кінематичному дослідженні механізмів рух початкової ланки приймають рівномірним ($\omega = \text{const}$ або $s = \text{const}$), оскільки такі умови найчастіше реалізуються на практиці. Якщо замість кутової швидкості задана кількість обертів ланки, що веде, то її знаходять по формулі

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \left[\frac{\text{rad}}{\text{c}} \right]. \quad (1)$$

Крім того, всі ланки умовно вважають абсолютно твердими тілами, а зв'язки між ними ідеальними, виготовленими абсолютно точно. Такі припущення дозволяють спростити методи дослідження механізмів не вносячи при цьому значних похибок в результати дослідження.

Побудову планів швидкостей і прискорень розглянемо на прикладі кулісного механізму в положенні, що показано на рис. 2.1, а.

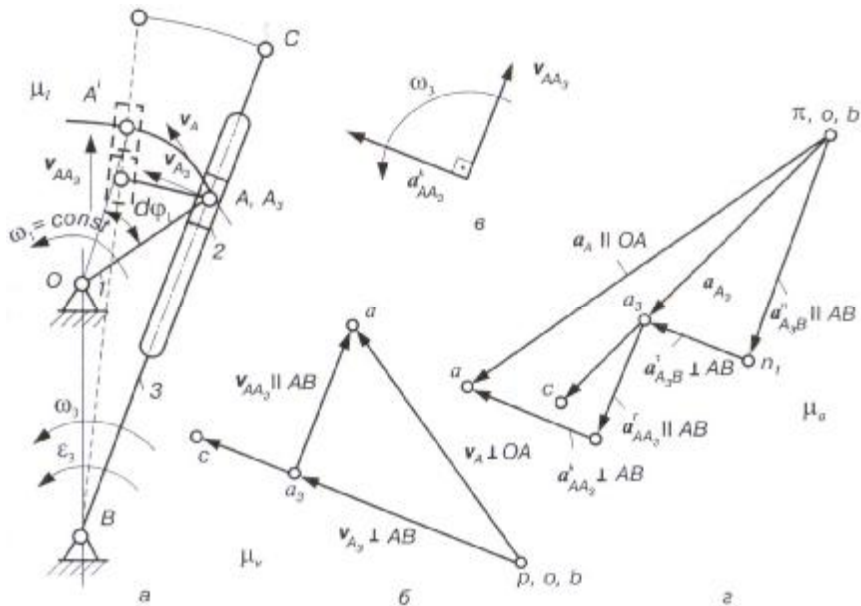


Рис. 2.1. а – схема кулісного механізму, б – план швидкостей, в – план прискорень

Формула будови механізму: I(1) → II(2, 3).

Знаходимо величину швидкості точки А, яка належить кривошипу 1 і повзуну 2

$$v_A = \omega \cdot l_{OA}.$$

Вибираємо на плані полюс p , від якого відкладаємо відрізок pa , довільної довжини. Даний відрізок перпендикулярний до кривошипа і направлений за його кутовою швидкістю. Тепер можна визначити масштаб плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa}, \left[\frac{m/c}{mm} \right].$$

Для полегшення подальших розрахунків рекомендується довжину відрізка на плані брати такою, що пропорційна швидкості (наприклад при $v_A = 2,5$ м/с зручно вибрати $pa = 25$ мм).

Для визначення швидкості точки A_3 , яка належить кулісі 3 і в даний момент збігається з точкою A , використаємо теорему про додавання швидкостей: швидкість складного руху точки A складається із швидкості поступального руху v_{AA_3} повзуна уздовж осі куліси і швидкості обертального руху точки A_3 на кулісі

$$v_A = v_{A_3} + v_{AA_3}, \quad v_{AA_3} \parallel AB.$$

З іншого боку швидкість точки A_3 можна знайти, вибравши за полюс нерухому точку B

$$v_{A_3} = v_B + v_{A_3B} = v_{A_3B}, \quad v_{A_3B} \perp AB.$$

Проведемо через полюс p лінію, перпендикулярну AB , а через точку A – лінію, паралельну осі куліси. На перетині цих двох ліній знаходимо точку a_3 , будемо вектори швидкостей v_{A_3} і v_{AA_3} (рис. 2.1, б). Величини цих швидкостей знаходимо через масштаб швидкостей

$$v_{A_3} = pa_3 \cdot \mu_v; \quad v_{AA_3} = aa_3 \cdot \mu_v.$$

Швидкість точки C , яка лежить на кулісі, має той же напрям, що і швидкість точки A_3 , тому знайти її можна із пропорції

$$\frac{pc}{pa_3} = \frac{BC}{BA_3} \Rightarrow pc = pa_3 \cdot \frac{BC}{BA_3}.$$

Величина швидкості точки C

$$v_C = pc \cdot \mu_v.$$

Наостанок знаходимо кутові швидкості ланок

$$\omega_3 = \frac{v_{A_3}}{l_{BA_3}}; \quad \omega_2 = \omega_3.$$

Побудову плану швидкостей завершено.

Плани прискорень будуються в тій же послідовності. Спочатку знаходимо прискорення точки A кривошип

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}.$$

Довільно вибираємо точку π , яка надалі буде полюсом плану прискорень, відкладаємо відрізок pa і визначаємо масштаб плану

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a}, \quad \left[\frac{m/c^2}{mm} \right].$$

Для знаходження прискорення точки A_3 використаємо **теорему про додавання прискорень**: за обертового переносного руху абсолютне прискорення дорівнює векторній сумі переносного, відносного і коріолісова прискорень

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_{A_3} + \mathbf{a}_{AA_3}^{om} + \mathbf{a}_{AA_3}^{kop}$$

Прискорення обертового руху точки A_3 можна розкласти на нормальну та тангенціальну складові

$$\mathbf{a}_{A_3} = \mathbf{a}_{A_3B} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{A_3B}^n + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau = \frac{\omega_3^2}{l_{A_3B}} + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau$$

Прискорення Коріоліса за плоского руху знаходимо по формулі

$$\mathbf{a}_{AA_3}^{kop} = 2\omega_3 \mathbf{v}_{AA_3},$$

а для визначення його напрямку повернемо вектор відносної швидкості \mathbf{v}_{AA_3} на 90° в бік кутової швидкості ω_3 . Остаточно для прискорення точки A маємо

$$\mathbf{a}_A = \frac{\omega_3^2}{l_{A_3B}} + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau + \mathbf{a}_{AA_3}^{om} + \mathbf{a}_{AA_3}^{kop}$$

Знаходимо перший доданок і у масштабі відкладаємо на плані прискорень у напрямку точки B відрізок πn_1 , оскільки нормальне прискорення є доцентровим. Дотичне прискорення завжди перпендикулярне до нормального, тому через точку n_1 проведемо лінію-напрямок дотичного прискорення.

Оскільки нам відома величина і напрям прискорення Коріоліса, то прикладемо відрізок ka кінцем до точки a

$$ka = \frac{\mathbf{a}_{AA_3}^{kop}}{\mu_a},$$

а через початок цього вектору проведемо лінію-напрямок відносного прискорення до перетину з напрямом тангенціальної складової прискорення. Таким чином ми отримали точку a_3 , яка дозволяє визначити величини відносного, тангенціального переносного прискорень і прискорення точки A_3

$$a_{A_3} = \pi a_3 \cdot \mu_a; \quad a_{A_3B}^\tau = n_1 a_3 \cdot \mu_a; \quad a_{AA_3}^{om} = ka_3 \cdot \mu_a.$$

Положення точки C на плані прискорень отримаємо методом подібності

$$\frac{\pi c}{\pi a_3} = \frac{BC}{BA_3} \Rightarrow \pi c = \pi a_3 \cdot \frac{BC}{BA_3}.$$

Прискорення точки С і модуль кутового прискорення ланок 2 і 3

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a, \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{A_3B}^r}{l_{A_3B}},$$

а щоб визначити його напрям, вектор тангенціальної складової прискорення перенесемо у точку A_3 і будемо спостерігати обертання ланки 3 навколо точки В. У даному випадку кутове прискорення буде направлене проти руху годинникової стрілки. Це означає, що ланка 3 буде рухатись з прискоренням. На цьому побудову плану швидкостей завершено.

Порядок виконання роботи

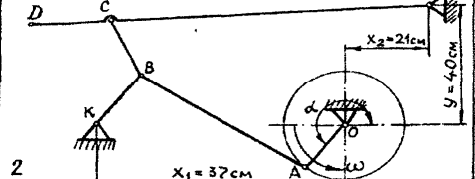
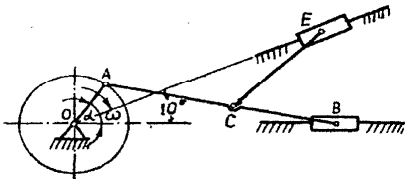
1. Отримати у викладача механізм для дослідження і вихідні дані до розрахунку. Обрати масштабний коефіцієнт і накреслити кінематичну схему механізму.
2. Провести повний структурний аналіз механізму згідно рекомендацій з лабораторної роботи № 1.
3. Вибрати масштабний коефіцієнт швидкості і побудувати вектор швидкості ланки, що веде.
4. В порядку приєднання груп Ассура скласти для кожної векторні рівняння швидкостей. Відповідно до цих рівнянь побудувати плани швидкостей для кожної групи.
5. Визначити кутові швидкості ланок механізму і їх напрямки. Нанести напрями кутових швидкостей на ланки схеми механізму.
6. Вибрати масштабний коефіцієнт і побудувати план прискорення ланки, що веде.
7. У порядку приєднання груп Ассура скласти для кожної векторні рівняння прискорень. Відповідно до них накреслити вектори прискорень всіх точок ланок груп Ассура і визначити їх напрямки.
8. Визначити кутові прискорення ланок і їх напрямки. Нанести напрями кутових прискорень ланок на схему механізму і оформити звіт.

Контрольні запитання

1. Які задачі вирішує кінематичний аналіз механізмів?
2. Назвіть методи проведення кінематичного аналізу.
3. Опишіть порядок побудови плану швидкостей плоского механізму.
4. Сформулюйте теорему про додавання прискорень, як вона використовується при побудові плану прискорень?
5. Які допущення роблять при проведенні кінематичного аналізу?

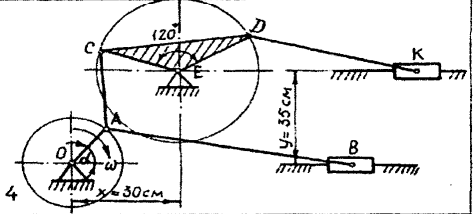
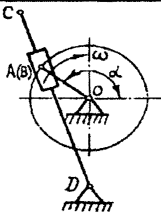
Завдання до лабораторної роботи № 2

OA CM	AB CM	AC CM	CE CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	OA CM	AB CM	BC CM	CH CM	CH CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
20	60	40	60	$\eta_{\text{од. мех}}$	100	100	150	200	200	250	300	350	400	400	10	35	25	28	90	60	$\eta_{\text{од. мех}}$	100	200	300	400	500	150	250	350	450	500
				α°	30	60	100	135	200	225	260	300	345	10						α°	0	30	45	90	135	110	225	260	300	345	



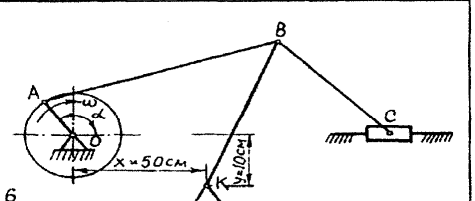
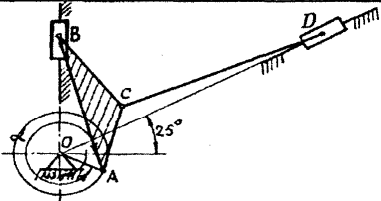
OA CM	OD CM	DC CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	40	80	$\eta_{\text{од. мех}}$	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200
			α°	0	30	60	110	135	180	225	290	315	345

OA CM	AB CM	AC CM	CE CM	DE CM	K CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	80	50	30	30	80	$\eta_{\text{од. мех}}$	60	80	100	120	140	160	180	200	250	300
						α°	10	45	80	135	160	200	225	250	290	345



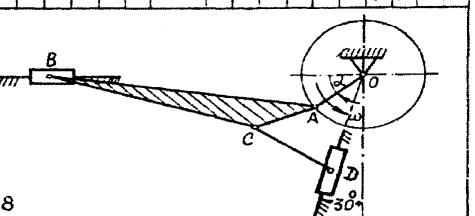
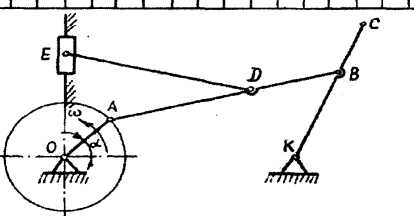
OA CM	AB CM	AC CM	BC CM	CD CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	60	20	50	80	$\eta_{\text{од. мех}}$	50	70	90	120	150	180	200	240	270	300
					α°	15	45	60	120	150	190	210	240	290	345

OA CM	AB CM	BC CM	AC CM	CD CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	60	30	70	30	$\eta_{\text{од. мех}}$	60	90	120	150	180	210	270	300	300	120
					α°	10	30	60	85	120	165	190	210	290	315

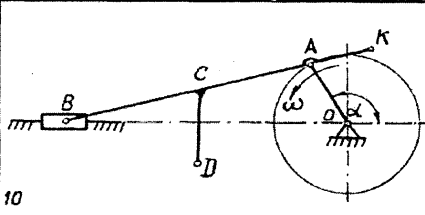
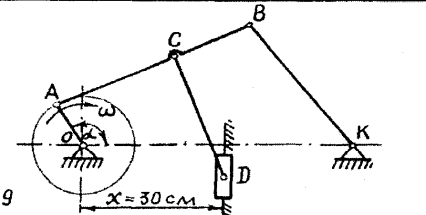


OA CM	AB CM	KB CM	KC CM	OK CM	AD CM	DE CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	60	30	50	70	40	70	$\eta_{\text{од. мех}}$	80	90	120	150	180	210	240	270	300	60
							α°	10	30	60	95	135	170	225	255	280	315

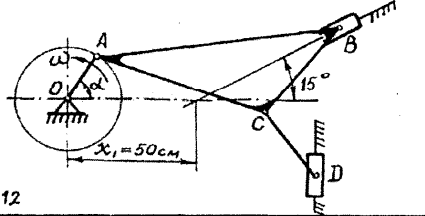
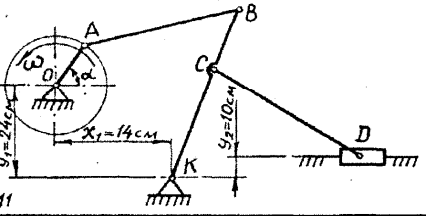
OA CM	AB CM	BC CM	AC CM	CD CM	\sim бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	70	65	15	30	$\eta_{\text{од. мех}}$	60	90	120	150	180	210	270	290	300	120
					α°	10	30	60	80	120	165	190	210	250	345



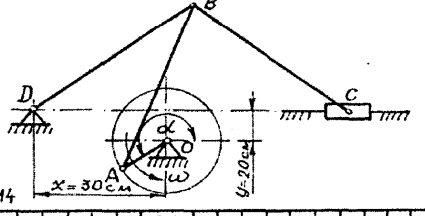
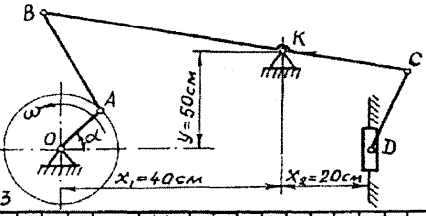
OA	AB	BC	CD	AK	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CM	CM	CM	CM	CM		1. бар.	100	100	150	150	180	180	210	210	270	300
15	50	50	30	50		α°	0	30	60	80	135	170	225	280	315	345



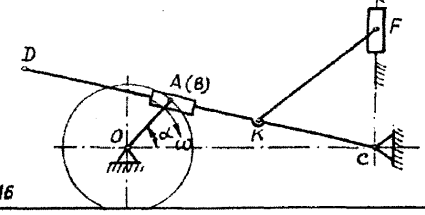
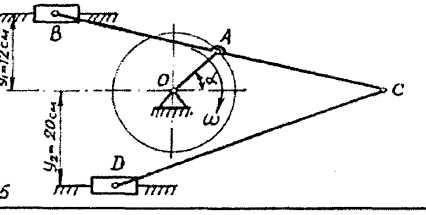
OA	AB	BC	CD	AK	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CM	CM	CM	CM	CM		1. бар.	90	90	120	120	150	150	180	180	210	240
10	25	56	24	50		α°	10	30	60	80	120	160	210	240	315	



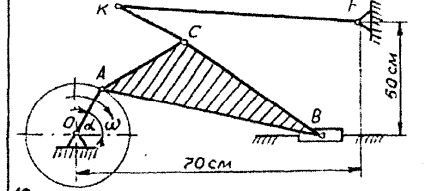
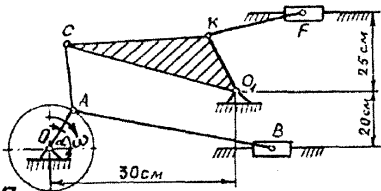
OA	AB	BC	CD	AK	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CM	CM	CM	CM	CM		1. бар.	60	90	120	150	180	210	240	270	300	360
15	40	50	25	40		α°	0	30	60	85	135	170	225	280	315	345



OA	AB	AC	CD	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CM	CM	CM	CM		1. бар.	60	90	120	150	180	210	240	270	300	360
10	25	25	40		α°	10	30	60	85	120	150	175	210	260	315

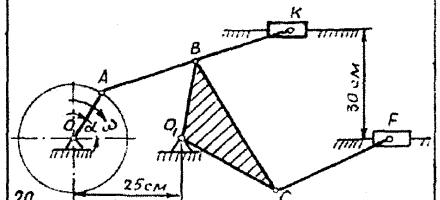
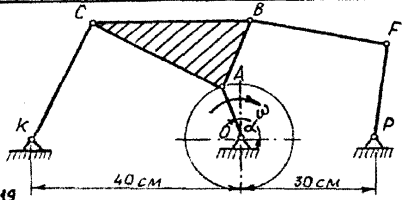


DA	AC	AB	CO	CK	KF	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AC	AB	CB	CK	KF	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
15	20	40	35	30	25	α°	10	30	60	110	135	170	225	260	315	345	15	30	80	65	20	60	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345



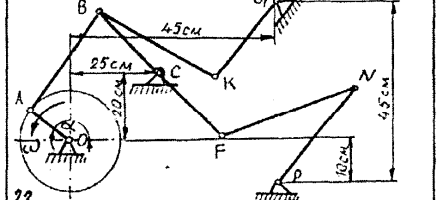
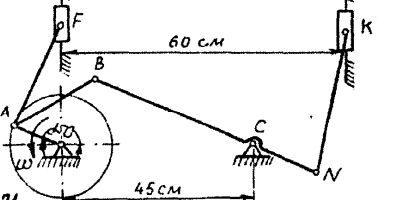
DA	AB	CB	KC	BF	PF	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
15	25	30	30	35	25	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345

DA	AB	CB	CK	BK	PV	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400
15	20	25	35	40	30	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345



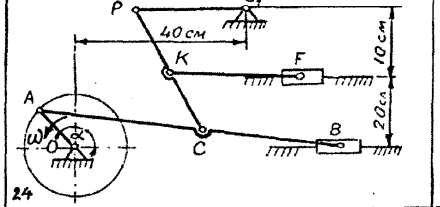
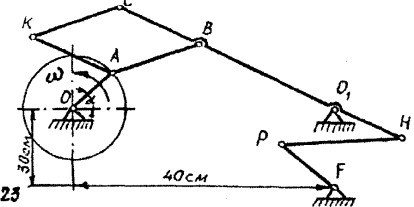
DA	AF	BC	CA	NK	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
15	25	30	20	30	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345

DA	AB	CB	FK	BK	PV	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
15	20	20	35	30	30	α°	10	40	70	110	135	170	225	260	315	345



DA	AB	CB	KA	BO	OH	PH	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	50	60	80	100	120	140	160	180	200	220
15	20	25	40	15	25	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345	

DA	AC	CB	CK	PK	KC	PO	KF	δ_{ap}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{\delta_{ap}}{l_{min}}$	100	140	80	220	260	300	340	380	420	460
15	30	20	15	25	20	α°	10	40	70	110	135	170	225	260	315	345		



Зразок оформлення бланку
Лабораторна робота № 2
Кінематичний аналіз механізмів методом планів

Мета роботи:

Схема № ____

Вихідні дані:

Кінематична схема механізму № ____

Ступінь вільності плоского механізму:

$$W = 3n - 2p_3 - p_4 = \dots$$

Розкладання механізму на групи Ассура

Формула будови механізму ...

Клас механізму ...

План швидкостей

Розрахунок швидкісних параметрів ланок

План прискорень

Розрахунок параметрів прискорень ланок

Виконав _____
«__» _____ 201_ р.

Прийняв _____
«__» _____ 201_ р.

Лабораторна робота № 3
КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ДІАГРАМ
Мета роботи: засвоїти методику побудови діаграм положень, швидкостей і прискорень плоских механізмів.

Теоретичні відомості

Найбільш простими методами кінематичного аналізу є графічні методи, які для більшості практичних забезпечують достатню точність. Крім того, вони значно спрощують розрахунки, економлять час, сприяють зменшенню помилок у результатах завдяки наочності досліджень. Метод діаграм якраз і належить до цієї групи методів кінематичного дослідження механізмів.

Більшість машин і механізмів в процесі роботи мають періодичний рух. **Період (цикл) руху** – проміжок часу, після закінчення якого механізм повертається у початкове положення, а його кінематичні параметри набувають початкового значення, після чого рух механізму повторюється за тим же законом. Тому для кінематичного дослідження достатньо одного періоду роботи механізму. Якщо початкова ланка здійснює обертовий рух, то закон руху задається у вигляді

$$\varphi = \varphi(t),$$

у випадку поступального руху цей закон виражають рівнянням

$$s = s(t).$$

При цьому також заданими мають бути кінематична схема механізму і розміри усіх його ланок.

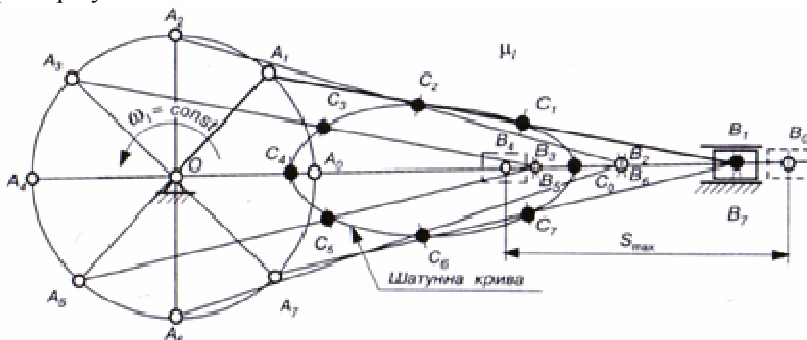


Рис. 3.1. План положень кривошипно-повзункового механізму

Порядок кінематичного дослідження плоских механізмів методом діаграм розглянемо на прикладі кривошипно-повзункового механізму (рис. 3.1).

Кінематичний аналіз механізму методом діаграм починається з побудови плану положень механізму. Оскільки план положень будується в певному масштабі, то визначимо масштабний коефіцієнт. Оскільки побудову плану положень починають з початкової ланки, то формула масштабу

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \left[\frac{м}{мм} \right],$$

де OA – довжина відрізка на плані, l_{OA} – дійсна довжина кривошипа.

Кривошип OA здійснює обертальний рух навколо нерухомої точки O , тому його траєкторією буде коло радіуса OA . План положень будемо будувати для восьми положень кривошипу. Для цього поділимо траєкторію точки A на 8 рівних частин. За початкове положення кривошипа зазвичай вибирають таке, що відповідає одному з крайніх положень вихідної ланки. В даному випадку за початкове приймемо OA_0 , за якого кривошип і шатун витягуються у одну лінію. За напрямом обертання кривошипа визначимо номери інших положень. Період повного обертання кривошипа

$$T = \frac{60}{n},$$

перехід з одного положення в наступне відбувається за $T/8$ с. Довжину шатуна AB на плані визначимо по формулі

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} \quad [мм].$$

Положення точки B знайдемо методом дугових засічок, враховуючи, що довжина шатуна протягом руху не змінюється. Для цього з одержаних точок $A_0 - A_7$ зробимо дугові засічки радіусом AB , в результаті чого отримаємо точки $B_0 - B_7$. З'єднавши відповідні точки A і B відрізками, одержимо всі положення шатуна і повзуна рис. 3.1). Побудову плану положень завершено.

Побудова діаграми переміщень. При дослідженні механізму треба знати зміни довжини пройденого ланкою шляху залежно від часу або кута повороту кривошипа. Для цього будується діаграма переміщень. Найчастіше таку діаграму будують для вихідної ланки, тому ми розглянемо побудову діаграми переміщень повзуна B . По осі абсцис відкладаємо період повного обертання кривошипа (можна і кут повороту), розділений на 8 інтервалів у відповідному масштабі

$$\mu_t = \frac{T}{l} \left[\frac{с}{мм} \right],$$

де l – довжина відрізка, що зображує повний цикл по осі ординат.

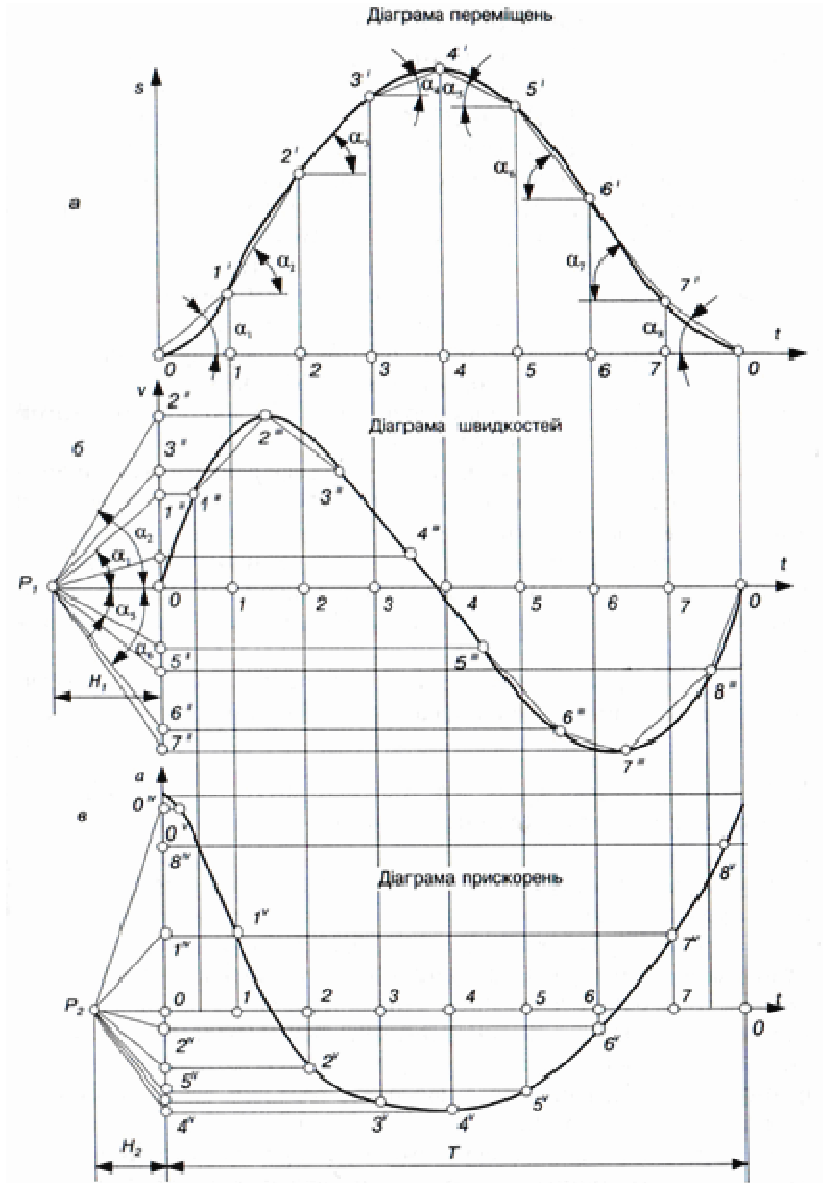


Рис. 3.2. Діаграми переміщень (а), швидкостей (б) і прискорень (в) механізму

Лінійні переміщення повзуна відкладаємо по осі ординат у певному масштабі

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{[S_{\max}]} \quad \left[\frac{M}{MM} \right],$$

де S_{\max} – максимальний хід повзуна В, м; $[S_{\max}]$ – відрізок на діаграмі, який зображує цей максимальний хід, мм.

Визначивши масштаб, переходять до побудови діаграми переміщень. Для кожного проміжку часу (положення кривошипу) вимірюють відстані від початкового положення B_0 до даного B_i і відкладають їх у вибраному масштабі по осі ординат. Отримані точки з'єднують плавною кривою, яка і є діаграмою переміщень (рис. 3.2, а).

Побудова діаграми швидкостей. Маючи діаграму переміщень будь-якої точки або ланки як функцію шляху від часу, методами графічного диференціювання можна визначити швидкості точки (ланки) упродовж циклу руху за формулою

$$v = \frac{ds}{dt}.$$

Найбільш зручним методом побудови діаграми швидкостей є метод хорд. Він ґрунтується на **теоремі про кінцевий приріст функції**: якщо функція і її перша похідна безперервні, то на будь-якому інтервалі хорда, яка стягує дугу, паралельна дотичній до кривої $s = s(t)$ хоча б в одній точці, що лежить у середині цього інтервалу. Тому на діаграмі переміщень на кожному інтервалі часу проводимо хорди (рис. 3.2, а). Під діаграмою переміщень будуюмо координатні вісі, де по осі абсцис відкладаємо час у тому ж масштабі, а по осі ординат швидкості ланок (точок) механізму у масштабі

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t} \quad \left[\frac{M/C}{MM} \right],$$

де H_1 – довільно обрана відстань від полюсу P_1 до початку координат.

На діаграмі швидкостей із полюсу P_1 послідовно проводимо промені $P_11'' - P_17''$, паралельні відповідним хордам до перетину з віссю ординат. З точок перетину промені ідуть паралельно осі абсцис до перетину з відповідним інтервалом часу. Отримані таким чином точки з'єднуються за допомогою плавної кривої, яка і є діаграмою швидкостей (рис. 3.2, б).

При графічному диференціюванні слід звернути увагу на точку екстремуму кривої, що диференціюється. В цьому місці похідна дорівнює нулю (крайнім точкам відповідає нульова швидкість).

Побудова діаграми прискорень. Маючи діаграму швидкостей будь-якої точки (ланки) як функцію від часу, методами того ж графічного диференціювання визначають прискорення точки за формулою

$$a = \frac{dv}{dt}.$$

Під діаграмою швидкостей будують координатні вісі: по осі абсцис відкладаємо час у тому ж масштабі, а по осі ординат прискорення ланок (точок) механізму у масштабі

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \cdot \mu_t} \left[\frac{m/c^2}{mm} \right],$$

де H_2 – довільно обрана відстань від полюсу P_2 до початку координат.

Діаграму прискорень (рис.3.2, в) будують у тій же послідовності, що і попередню діаграму швидкостей. Порівнюючи побудовані діаграми, можна відмітити наступні закономірності:

- а) зростанню ординат кривої, що диференціюється відповідають додатні значення ординат диференціальної кривої, і навпаки;
- б) при максимумі кривої, що диференціюється диференціальна крива проходить через нуль від додатних значень до від’ємних, а при мінімумі – від від’ємних до додатних;
- в) точці перегину кривої, що диференціюється відповідає максимум або мінімум на диференціальній кривій.

Порядок виконання роботи

1. Отримати у викладача механізм для дослідження, обрати масштабний коефіцієнт, побудувати план положень механізму.
2. За наданим в теоретичній частині зразком побудувати план положень вихідної ланки за цикл роботи.
3. Визначити масштабний коефіцієнт швидкості і методом графічного диференціювання побудувати план швидкостей механізму.
4. Визначити масштабний коефіцієнт прискорення і методом графічного диференціювання побудувати план прискорень механізму.
5. Оформити звіт з лабораторної роботи згідно наведеного зразка.

Контрольні запитання

1. Які переваги метода діаграм перед іншими методами кінематичного аналізу механізмів?
2. Яким методом будується план положень механізму?
3. В чому полягає сутність методів графічного диференціювання?
4. Які характерні точки дозволяють перевірити правильність побудови діаграм методом графічного диференціювання?

Зразок оформлення бланку

Лабораторна робота № 3
Кінематичний аналіз механізмів методом діаграм

Мета роботи:

Схема № ____

Вихідні дані:

План положень механізму № ____ за цикл роботи

Діаграми переміщень, швидкостей і прискорень точок механізму за
цикл роботи

Розрахунок масштабних коефіцієнтів:

Виконав _____
«__» _____ 201_ р.

Прийняв _____
«__» _____ 201_ р.

Завдання до лабораторної роботи № 3

Завдання № 1

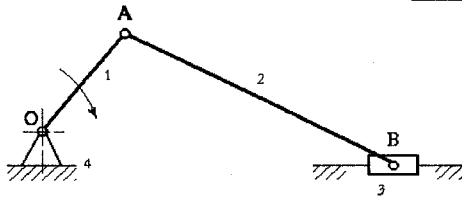


Схема кривошипно-повзунного механізму.

Завдання № 2

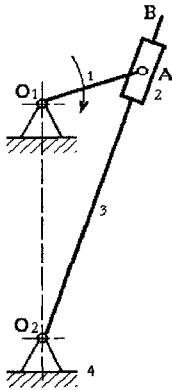


Схема кулісного механізму.

Завдання № 3

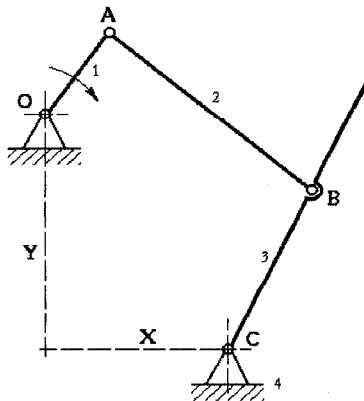


Схема механізму шарнірного чотирьохланковика.

Вихідні дані до лабораторної роботи № 3

Вихідні дані до завдання 1

№ вар.	Частота обертання кривошипа, об/хв	Довжина кривошипа, м	Довжина шатуна, м
1	30	0,20	1,0
2	40	0,18	0,8
3	50	0,16	1,0
4	60	0,15	0,8
5	80	0,14	0,6
6	100	0,13	0,8
7	120	0,12	0,6
8	150	0,11	0,4
9	300	0,10	0,6
10	450	0,09	0,5

Вихідні дані до завдання 2

№ вар.	Частота обертання кривошипа, об/хв	Довжина кривошипа, м	Довжина куліси, м	Відстань між центрами O_1O_2 , м
1	220	0,04	0,15	0,08
2	200	0,05	0,20	0,10
3	120	0,06	0,20	0,11
4	160	0,07	0,24	0,13
5	150	0,08	0,13	0,16
6	140	0,09	0,32	0,20
7	130	0,10	0,34	0,18
8	120	0,11	0,35	0,20
9	110	0,12	0,40	0,24
10	100	0,13	0,50	0,30

Вихідні дані до завдання 3

№ вар.	Частота обертання кривошипа, об/хв	Довжини ланок, м				
		OA	AB	BC	X	Y
1	100	0,2	0,55	0,45	0,4	0,2
2	130	0,25	0,55	0,45	0,4	0,3
3	120	0,30	0,55	0,45	0,4	0,4
4	140	0,20	0,55	0,45	0,4	0,2
5	150	0,25	0,55	0,45	0,4	0,3
6	160	0,75	0,50	0,45	0,4	0,4
7	170	0,20	0,45	0,50	0,4	0,2
8	180	0,30	0,45	0,50	0,4	0,3
9	190	0,15	0,30	0,50	0,4	0,4
10	200	0,15	0,40	0,50	0,4	0,5

Лабораторна робота № 4

ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛАНОК МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: експериментальним шляхом визначити момент інерції ланки складної геометричної форми відносно осі, яка проходить через центр мас (центральний момент інерції).

Теоретичні відомості

Всі сили, які діють у машинах та механізмах в процесі роботи можна розділити на два види:

1. *Рушійні сили* – сили, які приводять машину або механізм до руху. Напрямки таких сил завжди збігаються або утворюють гострий кут з напрямком швидкості точки механізму.

2. *Сили опору* – сили, які діють проти руху тіла. В свою чергу поділяються на сили корисного і шкідливого опору. До корисних відносять сили опору, для подолання яких і створено механізм. Такі сили завжди протилежно спрямовані відносно напрямку руху тіла або утворюють з ним гострий кут. До сил шкідливого опору належать сили тертя та сили опору середовища. Та навіть такі сили можуть виконувати корисну роботу (гальма).

Окрім вище названих в механізмах також діють сили тяжіння (взаємодія ланок із Землею), сили реакції (взаємодія ланок в містах контакту) і сили інерції. Найбільш складним і важливим завданням є визначення сил інерції, які з'являються при зміні швидкості за величиною або напрямком і в процесі роботи механізму можуть набувати досить великих значень.

Ланки плоского механізму можуть здійснювати поступальний, обертальний або плоскопаралельний рух. У випадку поступального руху мірою інертності ланки є її маса. Сила інерції в такому випадку визначається за формулою

$$\Phi_{in} = -ma_c,$$

де a_c – прискорення центра мас ланки. Знак «мінус» вказує на те, що сила інерції протилежна за напрямом прискоренню центра мас.

При обертальному русі мірою інертності є момент інерції ланки відносно осі O – сума добутків мас усіх частинок ланки на квадрати їх відстані до осі обертання

$$I_0 = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2.$$

Момент сил інерції, який виникає при зміні кутової швидкості, визначається по формулі

$$M_{iH} = -I_c \varepsilon,$$

де I_c – момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через центр мас і перпендикулярна до площини руху; ε - кутове прискорення ланки.

Всі сили інерції будь-якої ланки, яка здійснює плоский рух і має площину симетрії, паралельну площині руху, можуть бути зведені до головного вектора сил інерції, прикладеного в центрі мас, і головного моменту сил інерції.

Опис лабораторної установки

В даній лабораторній роботі експериментальним шляхом визначається момент інерції шатуна – ланки, яка здійснює плоский рух. Спочатку визначається положення центра мас С шатуна шляхом балансування його на призмі (рис. 4.1). Для цього досліджувану ланку

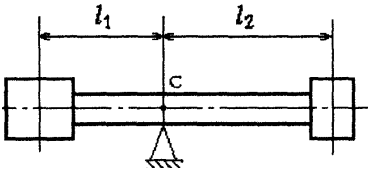
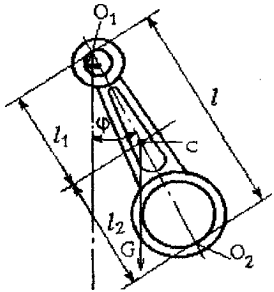


Рис. 4.1. Визначення центру мас.

розміщують на призмі таким чином, щоб вона знаходилась у стані рівноваги. Через точку дотику ланки з призмою проводять вертикальну лінію. Центр мас ланки знаходиться на перетині цієї лінії з віссю шатуна.

Одним із найпоширеніших методів визначення моменту інерції є метод



фізичного маятника. Він особливо зручний у випадку тіл, які можна по чергово підвішувати за одну з двох точок O_1 і O_2 , розміщених на поздовжній осі симетрії ланки по обидва боки від центру мас (рис. 4.2).

Рис. 4.2. Визначення моменту інерції шатуна

Якщо знехтувати тертям у точках підвісу маятника, то рівняння його руху матиме наступний вигляд

$$I_1 \ddot{\varphi} + mgl_1 \sin \varphi = 0,$$

де I_1 – момент інерції шатуна відносно осі, що проходить через точку O_1 паралельно до головної вісі; l_1 – відстань від центру мас до точки O_1 .

Оскільки момент інерції ланки визначається при її малих коливаннях ($\varphi \leq 10^\circ$), то з достатньою точністю приймаємо

$$\sin \varphi \approx \varphi \Rightarrow \ddot{\varphi} + \frac{mgl_1}{I_1} \varphi = 0.$$

Рівняння гармонічних коливань у загальному вигляді

$$m\ddot{\varphi} + k^2\varphi = 0 \Rightarrow k = \sqrt{\frac{mgl_1}{I_1}},$$

де k – кругова частота коливань. З теоретичної механіки відомо, що період коливань визначається за формулою

$$T_1 = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_1}{mgl_1}}. \quad (1)$$

З цієї формули знаходимо момент інерції шатуна відносно осі, яка проходить через точку O_1

$$I_1 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1. \quad (2)$$

Момент інерції шатуна відносно центра мас C визначаємо за допомогою **теорема Гюйгенса-Штейнера**: момент інерції тіла відносно довільної осі, паралельної до центральної, дорівнює сумі моменту інерції відносно головної осі і добутку маси ланки на квадрат відстані між осями

$$I_1 = I_C + ml_1^2 \Rightarrow I_C = I_1 - ml_1^2 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1 - ml_1^2 = ml_1 \left(\frac{T_1^2 g}{4\pi^2} - l_1 \right). \quad (3)$$

Величини маси ланки m , відстані l_1 і періоду коливань T_1 визначають експериментально.

Аналогічно знаходять момент інерції ланки відносно центральної осі після зміни точки підвішування маятника:

$$I_2 = \frac{T_2^2}{4\pi^2} mgl_2 \Rightarrow I_C = ml_2 \left(\frac{T_2^2 g}{4\pi^2} - l_2 \right). \quad (4)$$

Порядок виконання роботи

1. Отримати у викладача зразок для дослідження і визначити його масу. Намалювати ескіз шатуна.
2. Виміряти відстань l між точками підвішування шатуна.
3. Встановити шатун на призму таким чином, щоб він знаходився у стані рівноваги. Визначити відстані l_1 і l_2 від центра мас до кожної з точок підвішування. Дані вимірювань занести до табл. 2.

Таблиця 2

Ескіз	Параметри ланки	
	Відстань між центрами підвішування l , м	
	Маса ланки m , кг	
	Відстань від центра мас до точок підвішування: l_1 l_2	

4. Підвісити досліджувану ланку за точку O_1 , відхилити від вертикалі на невеликий кут (до 10°), після чого за секундоміром виміряти час t , за який відбудеться 20 повних коливань. Повторити дослід ще два рази, не змінюючи при цьому початковий кут нахилу шатуна φ .

5. Визначити середній час 20 коливань, після чого вирахувати період коливань

$$t_{\text{сеп}} = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3}; \quad T_1 = \frac{t_{\text{сеп}}}{20}.$$

6. Визначити момент інерції відносно осі, яка проходить через точку O_1 за формулою (2) і центральний момент інерції за формулою (3). Дані вимірювань і розрахунків занести до табл. 3.

Таблиця 3

Точка підвішування O_1				
Час 20 повних коливань t , с		Період коливань T_1 , с	Момент інерції I_1 , кг·м ²	Центральний момент інерції I_{C1} , кг·м ²
1				
2				
3				
$t_{\text{сеп}} =$				

7. Поміняти точку підвішування на O_2 , після чого повністю повторити пункти 4 – 6. Дані вимірювань і розрахунків занести до табл. 4.

Таблиця 4

Точка підвішування O_2				
Час 20 повних коливань t , с		Період коливань T_2 , с	Момент інерції I_2 , кг·м ²	Центральний момент інерції I_{C2} , кг·м ²
1				
2				
3				
$t_{\text{сеп}} =$				

8. Визначити середній центральний момент інерції

$$I_C = \frac{I_{C1} + I_{C2}}{2}$$

і зробити висновки по лабораторній роботі.

Контрольні запитання

1. Що служить мірою інертності ланки при обертальному русі?
2. В яких одиницях вимірюється момент інерції ланки?
3. Як формулюється теорема Гюйгенса-Штейнера?
4. Опишіть експериментальні методи визначення моменту інерції.

МОДУЛЬ 2

Лабораторна робота № 5

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕРТЯ СПОКОЮ І КОВЗАННЯ

Мета роботи: ознайомитися з методом визначення коефіцієнтів тертя методом похилої площини, визначити коефіцієнти тертя ковзання заданих матеріалів.

Теоретичні відомості

Тертя - опір, який виникає при русі або прагненні до руху одного тіла по поверхні іншого. Це складне фізичне явище, яке супроводжується нагрівом тіл, що труться, їх електризацією, руйнуванням поверхонь, дифузією.

Виникнення тертя викликане двома причинами:

- тертьові поверхні не є ідеально гладкими, а мають нерівності, які і чинять опір руху зачіплюючись між собою;
- між тертьовими поверхнями діють сили молекулярного тяжіння, для подолання яких необхідно прикласти силу.

Кожна з причин може домінувати в залежності від умов тертя.

В техніці тертя відіграє як корисну, так і шкідливу роль. Завдяки йому рухаються тіла, працюють фрикційні, пасові і ланцюгові передачі. З іншого боку тертя є причиною зношування деталей машин і механізмів, значних витрат енергії. Підраховано, що близько 30% світових енергетичних ресурсів даремно витрачається через тертя.

В залежності від характеру відносного переміщення тертьових поверхонь тіл розрізняють три види тертя:

1. **Тертя спокою** – поверхні тіл не рухаються одна відносно іншої.
2. **Тертя ковзання** – одні й ті ж самі поверхні одного тіла стискаються з різними поверхнями іншого тіла.
3. **Тертя кочення** – різні поверхні одного тіла послідовно стискаються з різними поверхнями іншого тіла.

Для зменшення сил тертя використовують мастила, які можуть бути твердими, рідкими або газоподібними. В залежності від стану тертьових поверхонь виділяють наступні види тертя:

- а) Сухе тертя – тертя без мастильних матеріалів.
- б) Рідинне тертя – поверхні твердих тіл розділені шаром мастила, а тертя відбувається між окремими шарами мастила.
- в) Граничне тертя – на тертьових поверхнях є тонкі адсорбовані маслянисті плівки.

г) Напівсухе і напіврідинне тертя – види тертя, між якими немає чіткої границі. У першому випадку більша частини поверхні контакту не покрита мастилом, в іншому навпаки.

Сила тертя – сила, що перешкоджає руху одного тіла по поверхні іншого. В залежності від видів тертя розрізняють сили тертя спокою, ковзання і кочення.

Тертя є складним комплексом фізичних, хімічних і механічних явищ, тому урахування всіх факторів, що впливають на величину сил тертя не є можливим. В інженерних розрахунках користуються наближеними законами, встановленими Амонтоном і Кулоном:

1. Сила тертя при однакових інших умовах не залежить від розмірів тертьових поверхонь. Цей закон є справедливим для не дуже малих тертьових поверхонь.

2. Сила тертя спокою може приймати будь-яке значення від нульового до максимального, рівного добутку коефіцієнту тертя спокою на силу нормальної реакції

$$0 \leq F_{mp}^{cn} \leq F_{max} = f_0 N.$$

3. Коефіцієнт тертя спокою залежить від матеріалу і фізичного стану тертьових поверхонь (шорсткості, наявності мастила, вологості, температури). Матеріали з високим коефіцієнтом тертя (шкіра, гума, текстоліт) називаються **фрикційними**, з низьким (бронза, бабіт, сірий чавун) – **антифрикційними**.

4. Сила тертя під час руху менша, ніж у стані спокою. Майже для усіх матеріалів з підвищенням швидкості відносного руху сила тертя ковзання зменшується, виключення – тертя шкіри по сталі або чавуну.

5. Сила тертя зростає із збільшенням часу попереднього контакту тертьових поверхонь. Це можна пояснити деформацією поверхонь та дифузією молекул, а значить збільшенням молекулярних зв'язків.

6. Сила тертя ковзання залежить від коефіцієнту тертя ковзання і нормальної реакції

$$F_{mp}^{koc} = fN.$$

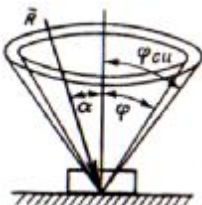
В інженерних розрахунках часто не роблять різниці між коефіцієнтами тертя спокою і кочення.

Кут тертя – найбільший кут, на який через тертя відхиляється від нормалі повна реакція R опорної поверхні:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F}{N} = f \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} f.$$

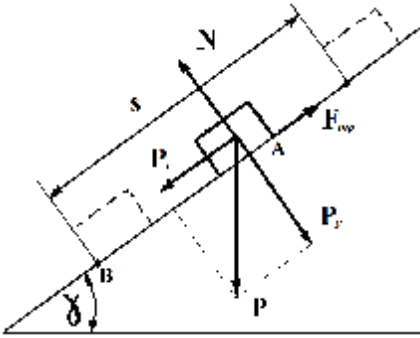
Тангенс кута тертя дорівнює коефіцієнту ковзання (або спокою) матеріалу.

Рис. 5.1. Конус тертя



Конус тертя – поверхня, яку описує повна реакція в разі її обертання навколо нормальної реакції.

Якщо коефіцієнти тертя ковзання і спокою постійні по усіх напрямках, то конуси кругові (рис. 5.1). Неколові конуси виходять, якщо коефіцієнти різні в різних напрямках (вздовж і поперек волокон деревини чи напрямку прокату сталі).



Рух тіла на похилій площині.

Зв'яжемо координатні осі з похилою площиною: вісь x направимо за рухом тіла, вісь y – угору (рис. 5.2). Оскільки перпендикулярні сили не впливають на характер руху тіла, то закон руху матиме вигляд

Рис. 5.2. Рух тіла на похилій площині

$$\sum F_x = ma_x \Rightarrow ma_x = P_x - F_{mp} = mg \cdot \sin \gamma - fmg \cdot \cos \gamma \Rightarrow a_x = g \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma).$$

де m – маса тіла, γ – кут нахилу площини до горизонту; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння. Відстань, яку пройде тіло при прямолінійному рівноприскореному русі

$$s = \frac{at^2}{2} = \frac{gt^2 \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma)}{2} \Rightarrow f = tg\gamma - \frac{2s}{gt^2 \cdot \cos \gamma}. \quad (1)$$

Коли кут нахилу площини менший відкута тертя ($\gamma < \varphi$), то тіло буде знаходитись у стані спокою доки якась зовнішня сила не виведе його з цього стану. В цьому випадку площина називається **самогальмівною**.

Граничною умовою самогальмування є випадок рівності кутів тертя і нахилу площини ($\gamma = \varphi$). Тоді тіло на похилій площині буде знаходитись у стані спокою або рівномірного та прямолінійного руху в залежності від початкових умов. Якщо ж кут нахилу площини більший за кут тертя ($\gamma > \varphi$), тіло будь-якої маси на похилій площині буде рухатись рівноприскорено незалежно від початкових умов.

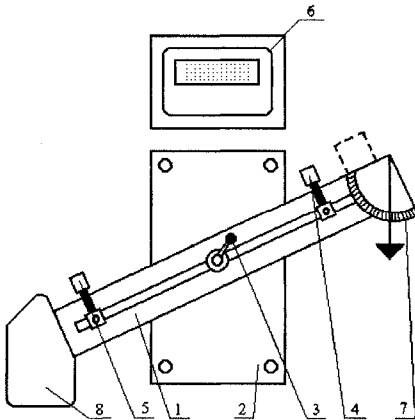
Рух тіла по похилій площині характеризують коефіцієнтом корисної дії площини (ККД): відношенням роботи сил корисного опору до роботи рушійних сил

$$\eta = \frac{A_{к.о.}}{A_p} = \frac{tg(\gamma - \varphi)}{tg\gamma}. \quad (2)$$

Площина є само гальмівною у випадку $\eta \leq 0$.

Опис лабораторної установки

Установка для експериментального визначення коефіцієнтів тертя (рис. 5.3) складається із платформи 1 з робочою поверхнею довжини 1,5 м і шириною 0,16 м. Кут нахилу до горизонту можна змінювати від 0 до 75°, відлік кута здійснюється по шкалі 7. Для зміни



кута нахилу важіль 3 повертають проти годинникової стрілки до необхідного значення, після чого обертанням за годинниковою стрілкою фіксують необхідне положення. Для відліку часу переміщення зразків уздовж платформи встановлено два фотоелементи, відстань між якими можна змінювати. Фотоелементи запускають і вимикають електронний секундомір 6.

Рис. 5.3. Схема лабораторної установки

Лабораторна установка працює від побутової мережі змінного струму, подача напруги здійснюється включенням тумблера на задній стінці приладу.

Порядок виконання роботи

Визначення коефіцієнту тертя спокою

1. Отримати у викладача зразки для дослідження, встановити їх на горизонтальну площину.
2. Важелем 3 повільно почати збільшувати кут нахилу площини до початку руху. Кут, за якого почався рух тіла, записати в табл. 5.
3. Повторити дослід ще 4 рази, кожного наступного разу встановлюючи зразок на 0,3 м лівіше. Результати занести до табл. 5.

Визначення коефіцієнту тертя ковзання

1. За вказівкою викладача встановити відстань між фотоелементами і підняти площину на кут, більший за кут тертя спокою, який був визначений в попередніх дослідках.

2. По черзі встановити кожен із зразків перед променем верхнього датчика і відпустити без початкової швидкості.
3. Повторити дослід ще 4 рази для кожного зразка. Результати вимірів часу занести до табл. 6.
4. Визначити коефіцієнти тертя ковзання для усіх пар матеріалів по формулі (1), результати розрахунків занести в табл. 7. Порівняти отримані результати з табличними (табл. 2 Додатку).

Контрольні запитання

1. Які фактори впливають на величину сили тертя?
2. Які види тертя існують?
3. Від чого залежить величина коефіцієнтів тертя спокою і ковзання?
4. Що називається кутом тертя, чому він дорівнює?
5. Яке використання отримали сили тертя на практиці?

Зразок оформлення бланку

Лабораторна робота № 5

Експериментальне визначення коефіцієнтів тертя спокою і ковзання

Мета роботи:

Розрахункова схема і схема лабораторної установки.

Визначення коефіцієнту тертя спокою

Таблиця 5

Матеріал платформи Ст. 3.		Матеріал зразків		
		Ст. 3 -	Ст. 3 -	Ст. 3 -
Кут нахилу платформи до горизонту, градуси	1-й замір			
	2-й замір			
	3-й замір			
	4-й замір			
	5-й замір			
	Середнє значення			
Коефіцієнт тертя спокою f_0				

Визначення коефіцієнту тертя ковзання

Кут нахилу платформи $\gamma =$

Відстань між датчиками $s =$

Матеріали тертьових поверхонь:

а) сталь –

б) сталь –

в) сталь –

Таблиця 6

Матеріали зразків								
Сталь -			Сталь -			Сталь -		
T, с	$\Delta T, c$	$\frac{(\Delta T)^2}{c^2}$,	T, с	$\Delta T, c$	$\frac{(\Delta T)^2}{c^2}$,	T, с	$\Delta T, c$	$\frac{(\Delta T)^2}{c^2}$,
$\Sigma T/5 =$			$\Sigma T/5 =$			$\Sigma T/5 =$		
$\Sigma(\Delta T)^2 =$			$\Sigma(\Delta T)^2 =$			$\Sigma(\Delta T)^2 =$		
$\sigma =$			$\sigma =$			$\sigma =$		
$T =$			$T =$			$T =$		

В табл. 6 величина σ – це середньквадратична помилка, яка вираховується по формулі

$$\sigma = \sqrt{\frac{(T_i - T_{cp})^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{(\Delta T)^2}{n-1}},$$

де n – число вимірів.

Таблиця 7

Матеріали пар	T, с	T^2, c^2	$\frac{2s}{g \cdot \cos \gamma}$	$\frac{2s}{gt^2 \cdot \cos \gamma}$	f
Сталь -					
Сталь -					
Сталь -					

Експериментальні значення: $f_1 =$; $f_2 =$; $f_3 =$.

Табличні значення (табл. 2 Додатку): $f_1 =$; $f_2 =$; $f_3 =$.

Виконав _____
«__» _____ 201_ р.

Прийняв _____
«__» _____ 201_ р.

Лабораторна робота № 6 ГРАФІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: ознайомитися з основними видами кулачкових механізмів, їх класифікацією та принципом дії, засвоїти методику проведення графічного синтезу.

Теоретичні відомості

Кулачкові – механізми, до складу яких входить вища кінематична пара, одним з елементів якої є поверхня змінної кривизни. Саме цей елемент пари і зветься кулачком.

Кулачкові механізми відносяться до великого класу **механізмів переривчастого руху**, які в межах робочого циклу реалізують зупинку вихідної ланки заданої тривалості при неперервному русі вхідної ланки. Крім кулачкових механізмів до цього класу також відносяться храпові, мальтійські, важільні, кулачково-важільні та інші механізми. Однак кулачкові механізми отримали найбільше поширення серед усіх механізмів переривчастого руху.

Найпростіший кулачковий механізм (рис. 6.1, а) складається з кулачка 1, штовхача 2 і стояка 0. Найчастіше вхідною ланкою є кулачок, а вихідною – штовхач, причому закон руху штовхача визначається профілем кулачка.

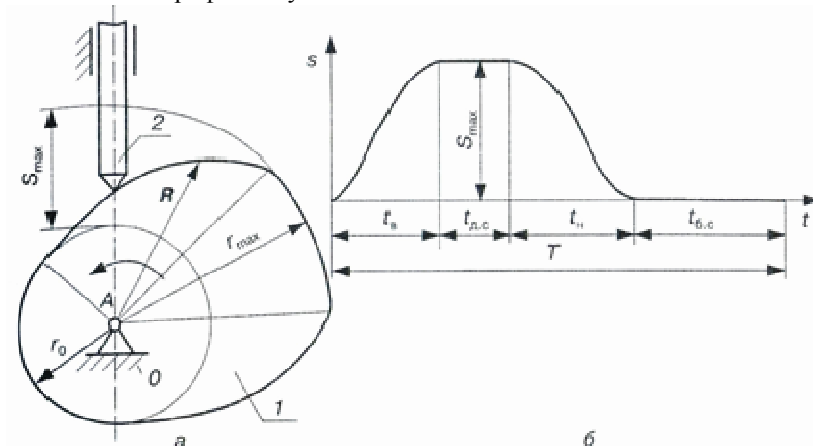


Рис. 6.1. Схема кулачкового механізму

Коли радіус-вектор кулачка R зростає, то штовхач віддаляється від центра обертання А, коли ж R зменшується – наближається до центра обертання. Якщо профіль кулачка є дугою кола, то штовхач буде нерухомим, знаходячись у дальньому або ближньому виступі. Законом руху вихідної ланки кулачкового механізму називають

залежність від часу переміщення штовхача, його швидкості або прискорення (рис. 6.1, б). Характерними ділянками закону руху є t_e – період віддалення штовхача, t_n – період його наближення, $t_{d.c.}$ і $t_{a.c.}$ – періоди дальнього і ближнього стояння відповідно.

Переваги кулачкових механізмів: за їх допомогою можна забезпечити будь-який закон руху штовхача, оскільки профіль кулачка може мати різну форму. Завдяки цій якості кулачкові механізми широко використовуються в машинах-автоматах, де забезпечується узгоджений рух багатьох виконавчих органів, вони є найбільш поширеними після зубчастих механізмів завдяки великій кількості можливих законів руху вихідної ланки.

Недоліки кулачкових механізмів: наявність вищої кінематичної пари, в якій дотик відбувається в точці або по лінії. Це призводить до великих питомих тисків в кісці контакту і, як наслідок, швидкому зносу стичних деталей. Найнебезпечнішим є знос кулачка, оскільки він є досить складною деталлю і забезпечує закон руху вихідної ланки. Також до недоліків слід віднести необхідність забезпечувати постійне замикання ланок, які утворюють кінематичну пару.

По своїй конструкції кулачкові механізми поділяються на:

1. **Плоскі** (рис. 6.2) – усі точки ланок механізму рухаються в паралельних площинах. Є найбільш поширеними;
2. **Просторові** (рис. 6.3) – усі точки ланок механізму рухаються в різних площинах;

За видом руху кулачка та вихідної ланки кулачкові механізми поділяються наступним чином:

1. Механізми, які перетворюють обертовий рух кулачка в зворотно-поступальний рух штовхача (рис. 6.2, а–д, рис. 6.3, а–г).
2. Механізми, які перетворюють обертовий рух кулачка в коливальний рух коромисла (рис. 6.2, е, є, з; рис. 6.3, б, д).
3. Механізми, які перетворюють зворотно-поступальний рух кулачка в зворотно-поступальний рух штовхача (рис. 6.2, і).
4. Механізми, які перетворюють коливальний рух кулачка в зворотно-поступальний (рис. 6.2, ї) або коливальний рух (рис. 6.2, й) вихідної ланки.
5. Механізми, які перетворюють обертовий рух кулачка в складний рух вихідної ланки (рис. 6.2, ж).
6. Механізми, які перетворюють обертовий рух кулачка в односторонній обертовий рух вихідної ланки (рис. 6.3, е).

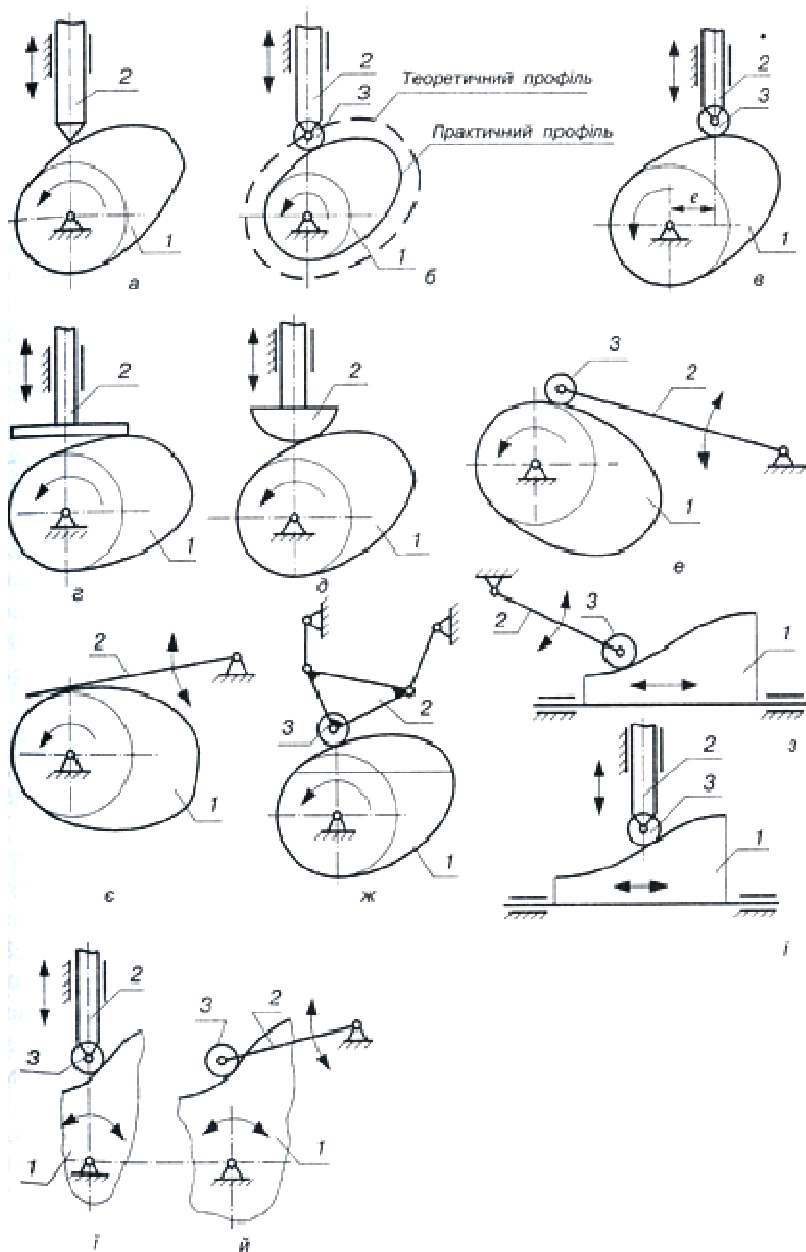


Рис. 6.2. Основні типи плоских кулачкових механізмів

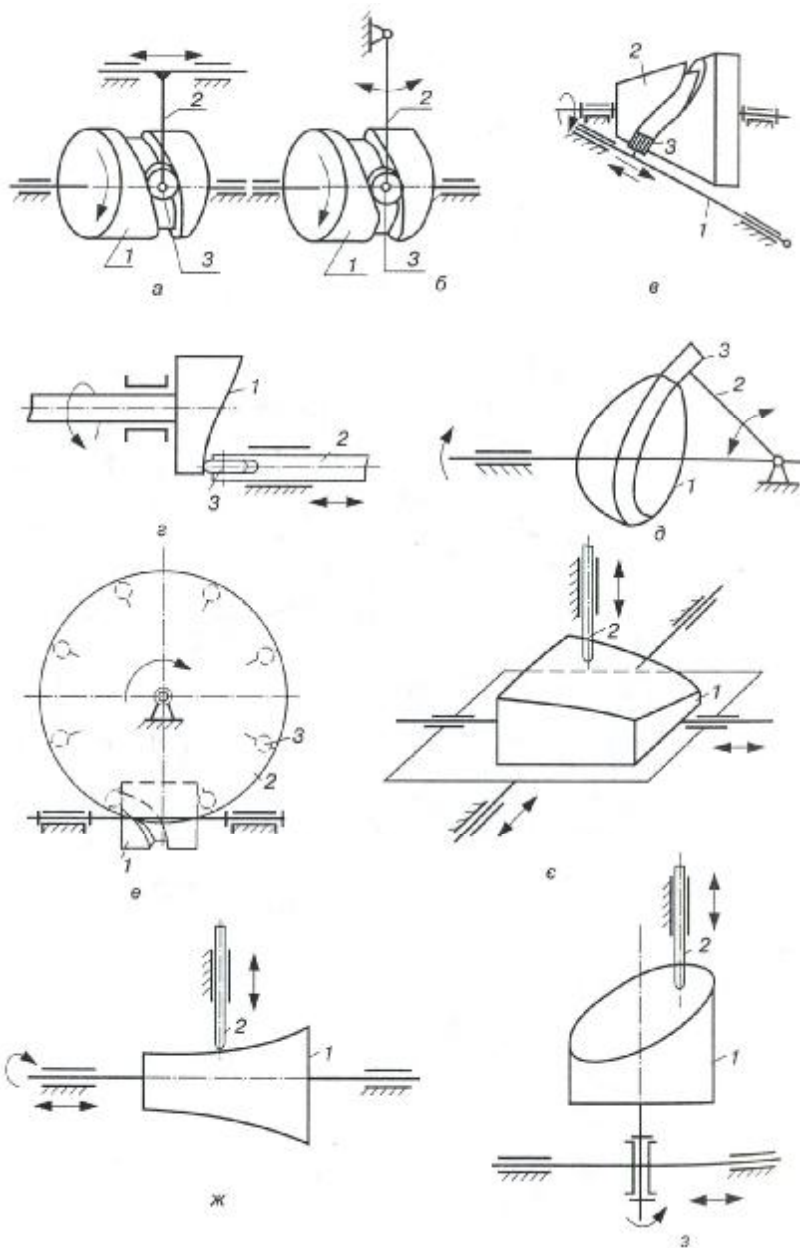


Рис. 6.3. Основні типи просторових кулачкових механізмів

7. Механізми, які перетворюють складний рух кулачка в зворотно-поступальний або коливальний рух вихідної ланки (рис. 6.3, є, ж, з).

Вихідна ланка кулачкових механізмів може бути:

а) загострена (рис. 6.2, а) – використовується досить рідко лише при малих швидкостях і незначних навантаженнях, оскільки має малу зносостійкість;

б) циліндрична або сферична (рис. 6.2, д) – використовуються частіше, але теж не забезпечують високої зносостійкості через наявність тертя у вищій кінематичній парі

в) плоска (рис. 6.2, г, є) – має такі ж характеристики, що й циліндрична. На практиці для усунення тертя в вищій парі використовують проміжний ролик (рис. 6.2, б, в, е, ж–й).

Просторові кулачкові механізми можуть мати два ступені вільності (рис. 6.3, є–з). Використовуються вони переважно у обчислювальних пристроях для механічного дослідження функції двох змінних. Необхідний тип кулачкового механізму визначають залежно від задачі синтезу, тобто із необхідного закону руху вихідної ланки.

Синтез кулачкових механізмів – задача, що зводиться до побудови профілю кулачка за заданим законом руху вихідної ланки. Вибір закону руху вихідної ланки є найважливішим етапом проектування кулачкових механізмів.

До кулачкових механізмів пред'являються наступні вимоги: забезпечення необхідного закону вихідної ланки, плавність її руху і мінімальні динамічні навантаження. Повну уяву про динаміку веденої ланки дає лише її графік прискорення за цикл роботи.

Після вибору закону руху веденої ланки вихідними даними для побудови профілю кулачкового механізму є:

1. Кінематична схема механізму.
2. Закон руху ведучої ланки (найчастіше $\omega_1 = \text{const}$)/
3. Робочий кут φ_p .
4. Максимальний хід товчача $h_{max}(s_{max})$.

Ці дані задаються виходячи з аналізу умов того технологічного процесу, для якого призначається кулачковий механізм.

Побудова профілю кулачка з роликовим товчачем поступального переміщення

1. Задається або вибирається закон зміни прискорення, схема механізму, максимальний товчача і робочий кут кулачка.
2. Будують графік $a = f(\varphi)$ в довільному масштабі по осі ординат і з розрахованим масштабним коефіцієнтом μ_φ по осі абсцис (рис. 6.4, а).
3. Графічно інтегрують побудований графік для одержання залежності

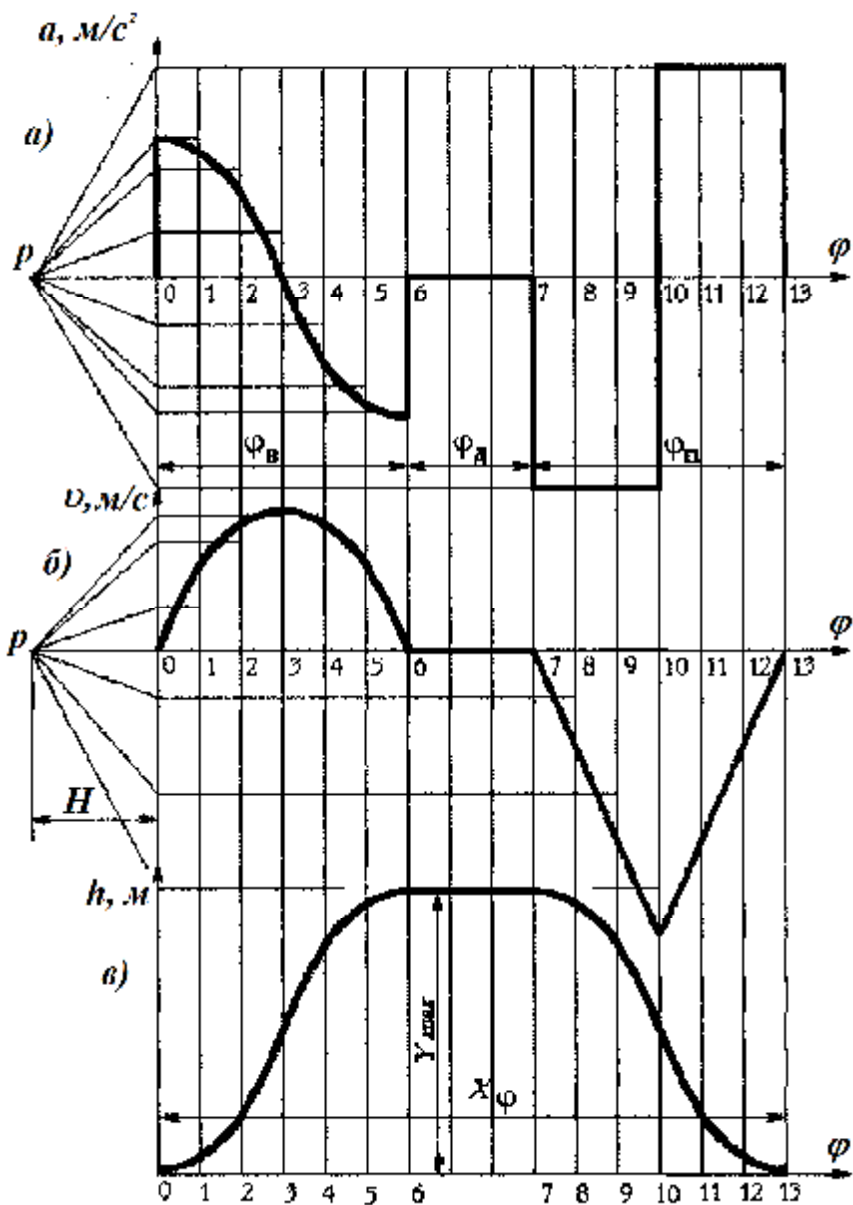


Рис. 6.4. Визначення законів руху вихідної ланки

швидкості вихідної ланки від кута повороту $v = f(\varphi)$ (рис. 6.4, б).

4. Графічно інтегрують графік швидкості $v = f(\varphi)$ і одержують графік залежності переміщення вихідної ланки від кута повороту $h = f(\varphi)$ (рис. 6.4, в). Графічне інтегрування виконується методом січних хорд у порядку, зворотному до методу графічного диференціювання.

За допомогою графічного інтегрування розв'язують обернені задачі: перехід від графіка $a = f(t)$ до графіка $v = f(t)$ і перехід від графіка $v = f(t)$ до графіка $s = f(t)$. Розглянемо на прикладі оберненої задачі метод графічного інтегрування. Нехай із графіка швидкості $v = f(t)$ необхідно отримати графік переміщень товчача $s = f(t)$ (рис. 6.5). Вісь абсцис початкового графіку ділять на довільну кількість інтервалів (8, 12, 24). Через одержані точки проводять вертикальні лінії до перетину з лінією графіка. Середні ординати кожної ділянки графіка $v = f(t)$ переносять на вісь ординат графіка. Отримані точки з'єднують прямими лініями з довільною точкою P (поллюсом) на продовженні осі абсцис.

Під графіком $v = f(t)$ будують осі графіка $s = f(t)$, вісь абсцис якого розділяють на таке ж число ділянок. З початку координат нижнього графіка проводять відрізок, паралельний променю $P - 0-1$ до зустрічі з першою вертикальною лінією і так далі. В результаті одержують ламану лінію $0^\circ - 1^\circ - 2^\circ - 3^\circ \dots n^\circ$, складену із хорд шуканого графіка. З'єднавши кінці хорд плавною кривою лінією, отримаємо необхідний графік $s = f(t)$.

Масштабний коефіцієнт графіка $s = f(t)$ знаходять по формулі

$$\mu_s = H \mu_v \mu_t.$$

Масштабний коефіцієнт графіка μ_h визначають після побудови графіка переміщень. На цьому графіку максимальна ордината y_{max} виражає значення заданого ходу веденої ланки h_{max}

$$\mu_h = \frac{h_{max}}{y_{max}} \left[\frac{M}{MM} \right]. \quad (1)$$

Для визначення масштабного коефіцієнту часу розраховують тривалість одного оберту кулачка

$$\mu_t = \frac{60}{n_1} \left[c \right]$$

де n_1 – частота обертання кулачка, об/хв.

Час, за який кулачок повертається на робочий кут

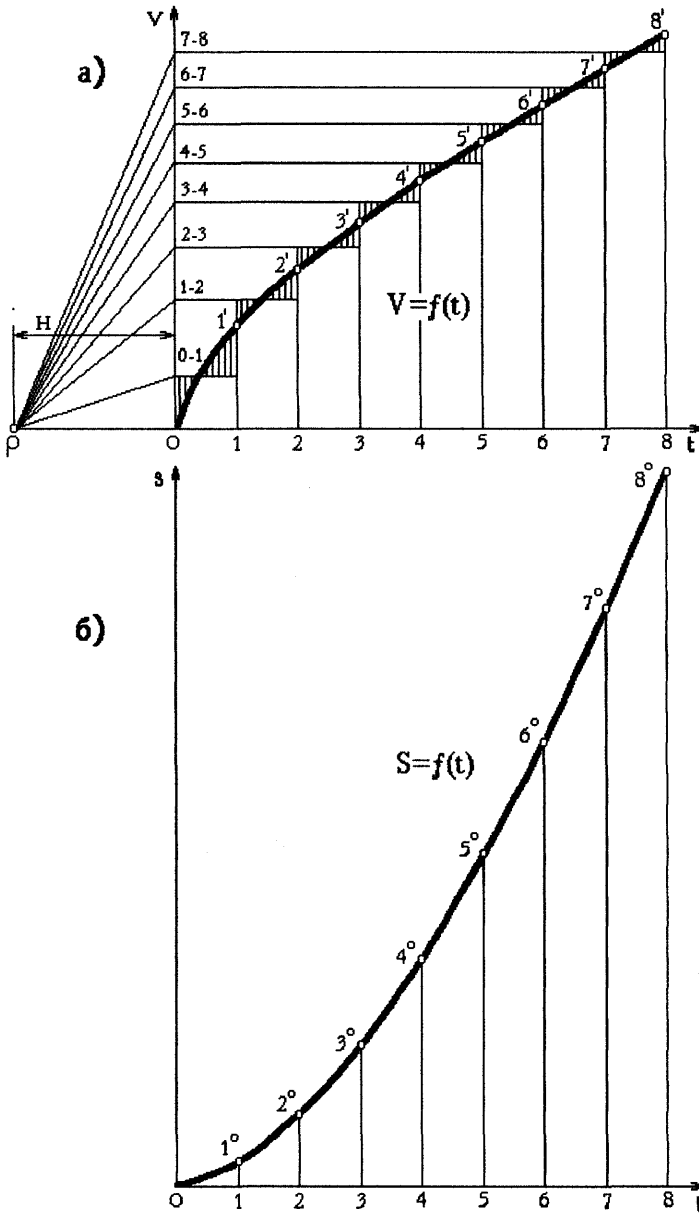


Рис. 6.5. Метод графічного інтегрування

$$t_p = \frac{\varphi_p}{6n_1},$$

де φ_p – робочий кут кулачка. Масштабний коефіцієнт часу визначається за наступною формулою

$$\mu_t = \frac{t_p}{X_\varphi} = \frac{\varphi_p}{6n_1 X_\varphi} \left[\frac{c}{\text{мм}} \right], \quad (2)$$

де X_φ – довжина одного інтервалу на осі абсцис.

Масштабні коефіцієнти швидкості і прискорення визначаються за наступними формулами

$$\mu_v = \frac{\mu_H}{\mu_t H_v} \left[\frac{m/c}{\text{мм}} \right]; \quad \mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t H_a} \left[\frac{m/c^2}{\text{мм}} \right], \quad (3)$$

де H_v і H_a – відповідні полюсні відстані.

5. Визначають радіус основної шайби кулачка r_0 і величину ексцентриситету e графічним способом (рис. 6.6). Для цього на основі побудованих в одному масштабі графіків $v = f(\varphi)$ і $h = f(\varphi)$ шляхом виключення параметра φ будують графік $h = f(v)$ в наступній послідовності. Проводять осі координат і по осі ординат в масштабі μ_h відкладають з початку координат переміщення веденої ланки відповідно побудованому графіку $h = f(\varphi)$. Через одержані точки $0^\circ-1^\circ-2^\circ-3^\circ \dots n^\circ$ проводять прямі, паралельні осі абсцис. На цих прямих відкладають відрізки з довжинами $v = f(\varphi)$ в масштабі μ_v , причому для фази віддалення ці відрізки відкладають в напрямку обертання кулачка, а для фази повернення – навпаки. З'єднавши плавною кривою кінці відкладених відрізків одержують криву $h = f(v)$. До неї під кутом 60° до осі v проводять дотичні. За центр обертання кулачка можна прийняти будь-яку точку, яка лежить всередині заштрихованої ділянки. Якщо за центр обертання кулачка беруть точку перетину дотичних O_1 , то одержують мінімальне значення r_0 . Відстань від вибраної точки O_1 до осі ординат дає значення ексцентриситету e в масштабі

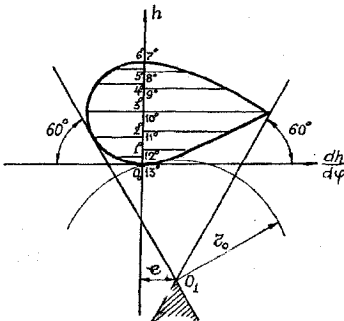
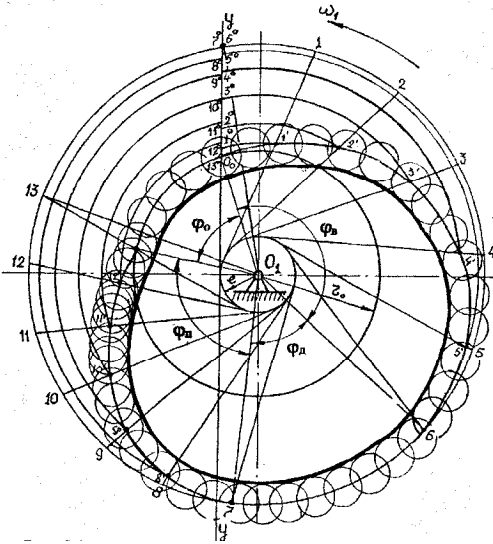


Рис. 6.6. Визначення радіусу основної шайби

6. Наступним етапом є побудова профілю кулачка (рис. 6.7). Вибирають положення центра обертання кулачка O_1 і в масштабі μ_h описують кола радіусами, рівними r_0 і e . По дотичній до кола радіуса e проводять лінію руху товкача $y-y$. Точка перетину O_0 цієї прямої з колом радіуса r_0 визначає положення центра ролика, що відповідає початку віддалення. Від точки O_0 по лінії $y-y$ відкладають переміщення товкача відповідно до графіка $h = f(\varphi)$. Точка 6° визначить положення центра ролика, що відповідає кінцю віддалення. Від прямої O_16° в напрямку, протилежному обертанню кулачка, відкладають фазові кути φ_b , φ_d і φ_n . Із точки O_1 проводять коло радіусом $R_{max} = O_16^\circ$ і ділять дуги, які стягують фазові кути φ_b і φ_n на рівні частини відповідно з розподілом цих кутів на графіку $h = f(\varphi)$. Через одержані точки 1, 2, 3...n проводять дотичні до кола радіуса e . Із центра O_1 радіусами O_11° , O_12° , O_13° ... O_1n° проводять концентричні дуги до перетину з відповідними дотичними. Точки перетину радіусами $1', 2', 3' \dots n'$



позначають положення центра ролика в поверненому механізмі. З'єднавши одержані точки плавною кривою, одержують центровий профіль кулачка.

Рис. 6.7. Побудова профілю кулачка

7. Визначення радіуса ролика r . Для уникнення перетину частин профілю кулачка радіус ролика повинен бути меншим мінімального радіуса

кривизни центрового профілю кулачка

$$r \leq (0,7 \dots 0,8) r_{\min}$$

З іншого боку не рекомендується брати радіус ролика більше половини основної шайби кулачка r_0

$$r \leq (0,4 \dots 0,5) r_0$$

Для визначення мінімального радіуса на вигнутій частині центрового профілю кулачка відкладають точку К, в якій кривизна

здається найбільшою. Поблизу точки K на однаковій відстані з обох боків вибирають точки K' і K'' і з'єднують їх хордами з точкою K . Через середини побудованих хорд проводять до них перпендикуляри. Точка перетину перпендикулярів M і є центром кола, яке проходить через всі три точки. Радіус цього кола і є шуканим мінімальним радіусом ролика.

Графічна побудова профілю кулачка за точністю відповідає інженерним розрахункам більшості сучасних машин. Лише в деяких випадках, наприклад при розрахунку автомобільних двигунів, де прискорення товчача досягає $1\ 000\ \text{м/с}^2$ і більше, доводиться використовувати аналітичний метод розрахунку. Але цей метод дуже складний і застосовується лише при розрахунку кулачків самих простих профілів.

Порядок виконання роботи

1. Отримати у викладача номер варіанту для дослідження, записати вихідні дані (табл. 8 – 13) відповідно до отриманого завдання.
2. В довільному масштабі викреслити графік залежності прискорення від кута повороту $a = f(\varphi)$.
3. Зінтегрувати вихідний графік і одержати залежність швидкості від кута повороту $v = f(\varphi)$.
4. Зінтегрувати отриманий графік і одержати графік залежності переміщення від кута повороту $h = f(\varphi)$.
5. Визначити масштабні коефіцієнти μ_h , μ_v , μ_a і μ_s за формулами (1) – (3).
6. Визначити радіус основної шайби кулачка r_0 і величину його зміщення e .
7. Побудувати профіль кулачка.
8. Оформити звіт з лабораторної роботи за наведеним нижче прикладом.

Контрольні запитання

1. Назвіть порядок графічного інтегрування кінематичних графіків?
2. Які задачі розв'язуються при синтезі кулачкових механізмів?
3. Як розраховуються масштабні коефіцієнти швидкості і прискорення?
4. Як класифікуються кулачкові механізми по руху вихідної ланки?
5. Наведіть просторову класифікацію кулачкових механізмів.
6. Назвіть основні переваги та недоліки кулачкових механізмів.
7. Де і завдяки чому застосовуються кулачкові механізми?
8. Який кінематичний графік може дати повне уявлення відносно динаміки руху вихідної ланки?

Зразок оформлення бланку

Дата «__» _____ 201_ г.

Лабораторна робота № 6

Тема: графічний синтез кулачкових механізмів

Мета роботи: _____

Вихідні дані:

Коротке теоретичне обґрунтування теми і особливостей її реалізації.

Графіки прискорення, швидкості і переміщення точки веденої ланки кулачкового механізму

Графічне визначення радіусу основної шайби кулачка і величини його перерізу

Побудова профілю кулачка

Розрахунок масштабних коефіцієнтів

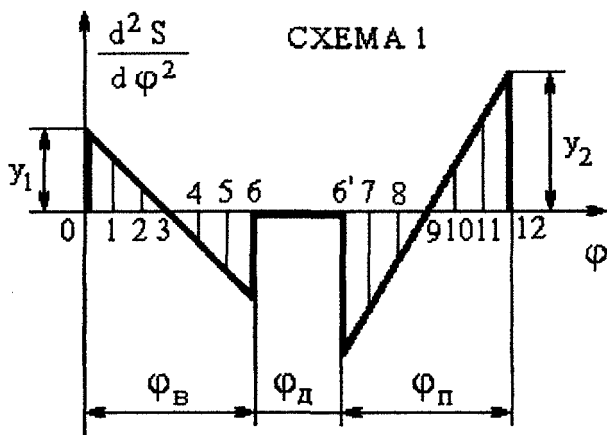
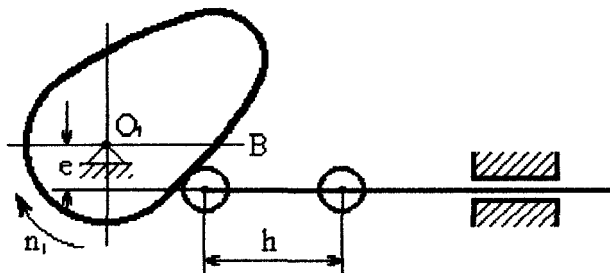
Висновки:

Виконав(ла) _____
(підпис)

Дата «__» _____ 201__ г.

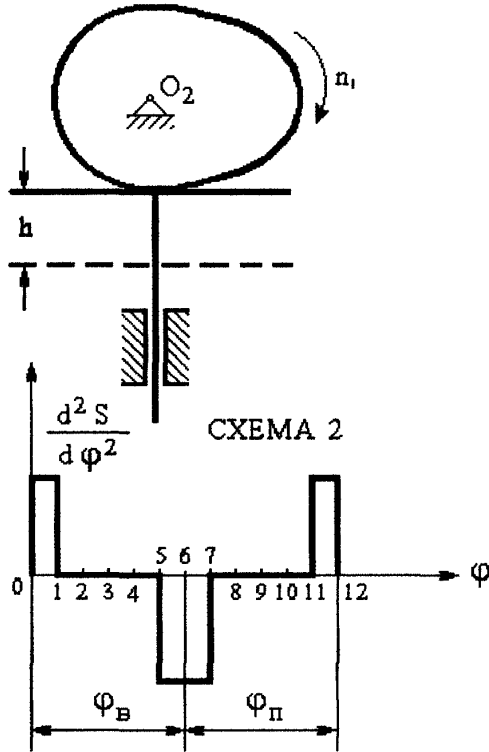
Прийняв _____
(підпис)

Дата «__» _____ 201__ г.



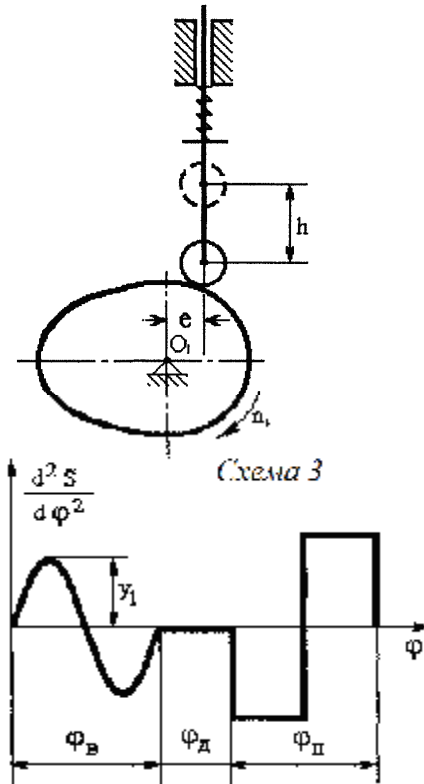
Таблиця 8
Вихідні дані до схеми 1

№ вар.	n_1 , об/хв	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_P , град
1	500	48	180	10	110
2	475	38	170	30	100
3	450	36	160	44	96
4	425	32	150	40	90
5	400	28	140	16	84
6	375	26	130	50	80
7	350	30	120	80	84
8	325	50	112	12	176
9	300	43	104	28	168
10	275	36	96	52	152



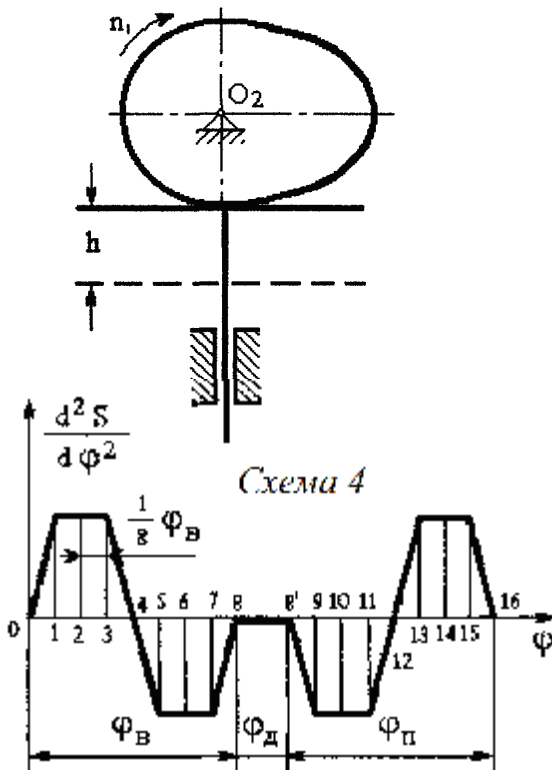
Таблиця 9
Вихідні дані до схеми 2

№ вар.	n_1 , об/хв	h , мм	$\varphi_в$, град	$\varphi_д$, град	$\varphi_п$, град
1	120	58	138	0	138
2	125	53	132	0	132
3	130	48	126	0	126
4	135	44	120	0	120
5	200	50	114	0	114
6	125	35	108	0	108
7	115	32	102	0	102
8	145	30	96	0	96
9	150	35	105	0	105
10	170	55	135	0	135



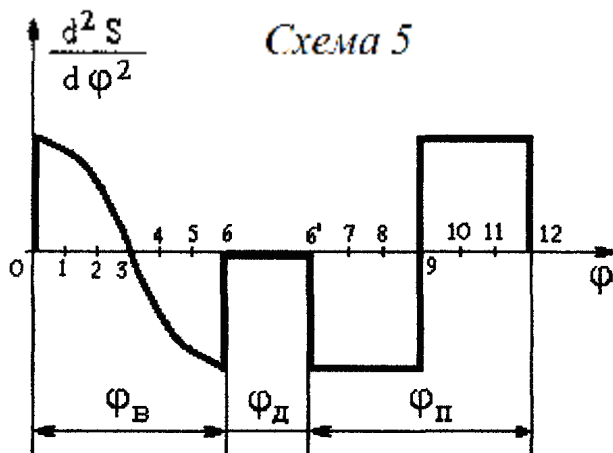
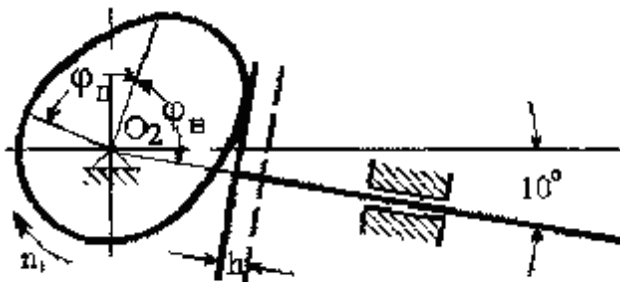
Таблиця 10
Вихідні дані до схеми 3

№ вар.	n_1 , об/хв	h , мм	$\varphi_{\text{в}}$, град	$\varphi_{\text{д}}$, град	$\varphi_{\text{п}}$, град
1	420	32	108	60	132
2	380	34	112	58	140
3	320	47	116	40	144
4	280	40	120	30	150
5	220	42	124	20	156
6	180	45	128	12	160
7	120	48	132	0	164
8	165	35	136	30	108
9	165	40	140	40	116
10	160	38	144	44	112



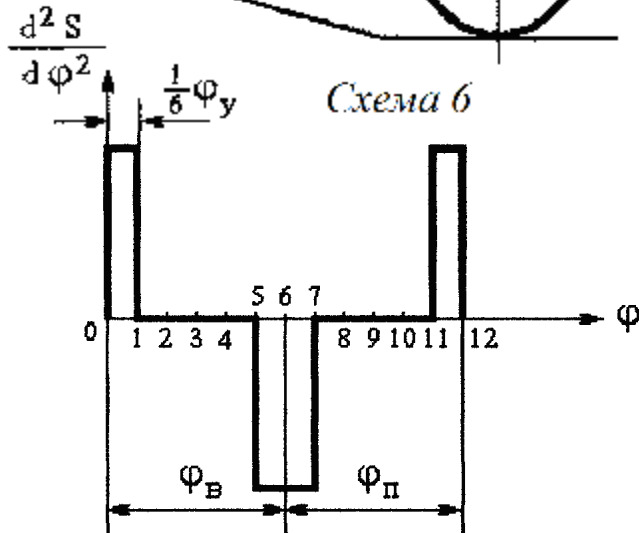
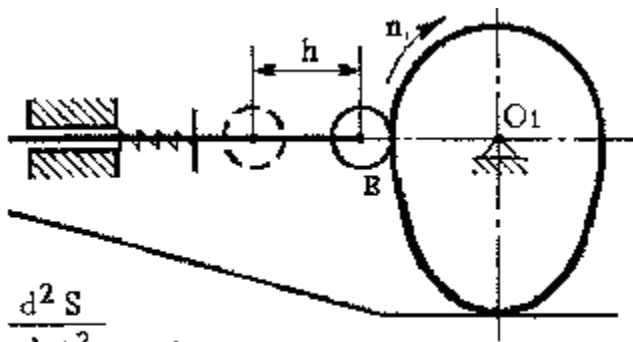
Таблиця 11
Вихідні дані до схеми 4

№ вар.	n_1 , об/хв	h , мм	$\varphi_в$, град	$\varphi_д$, град	$\varphi_п$, град
1	420	32	108	60	132
2	380	34	112	58	140
3	320	47	116	40	144
4	280	40	120	30	150
5	220	42	124	20	156
6	180	45	128	12	160
7	120	48	132	0	164
8	165	35	136	30	108
9	165	40	140	40	116
10	160	38	144	44	112



Таблиця 12
Вихідні дані до схеми 5

№ вар.	n_1 , об/хв	h , мм	$\varphi_в$, град	$\varphi_д$, град	$\varphi_п$, град
1	260	42	96	78	96
2	245	51	108	66	108
3	230	57	114	42	114
4	190	63	120	30	120
5	215	45	102	36	102
6	750	48	105	30	105
7	675	60	117	36	117
8	200	48	126	48	126
9	180	64	132	30	132
10	150	56	138	30	138



Таблиця 13
Вихідні дані до схеми 6

№ вар.	n_1 , об/хв	h , мм	$\varphi_{\text{в}}$, град	$\varphi_{\text{д}}$, град	$\varphi_{\text{п}}$, град
1	500	20	78	0	78
2	475	36	108	0	108
3	450	40	114	0	114
4	425	48	126	0	126
5	375	36	84	0	84
6	400	30	90	0	90
7	350	34	96	0	96
8	325	38	102	0	102
9	300	44	120	0	120
10	380	53	132	0	132

Лабораторна робота № 7
КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ З
НЕРУХОМИМИ ОСЯМИ

Мета роботи: ознайомитися з основними видами зубчастих передач, їх класифікацією та принципом дії, засвоїти методику проведення кінематичного аналізу.

Теоретичні відомості

Зубчасті – механізми, в яких перетворення і передача руху відбувається механічним зачепленням за допомогою зубчастих коліс. Два колеса (або колесо і рейка) утворюють найпростішу зубчасту передачу. В передачі колесо з меншою кількістю зубів називають *шестірнею*, а з більшою – *колесом*. У разі однакової кількості зубів шестірнею зветься вхідне зубчасте колесо. Якщо до складу зубчатого механізму входять тільки два колеса і стійка, то він є простим, за більшої кількості коліс – складним.

Зубчасті передачі складають найбільш розповсюджену і важливу групу механічних передач завдяки дуже широкому діапазону робочих параметрів. Вони передають колові зусилля від мілі- до меганьютонів, моменти до 10^7 Н·м, потужності від міліват до десятків тисяч кіловат, мають колові швидкості від 2 м/хв до 140 м/с, діаметри від частки міліметра до 10 м. Також до переваг зубчастих передач можна віднести стале передаточне число, малі габарити, високий ККД і надійність в роботі.

До недоліків зубчастих передач відносять вимоги високої точності виготовлення, шум при роботі на високих швидкостях, можливість появи вібрацій і ударних навантажень, неможливість плавного регулювання передаточного числа.

Всі зубчасті передачі поділяються на два великі класи: з нерухомими і рухомими осями. В даній роботі розглядається перший клас механізмів.

Передачі з нерухомими осями, залежно від розміщення осей валів, між якими здійснюється передача обертового руху, поділяються на три типи:

1. **Циліндричні передачі** між паралельними осями. Це плоский зубчастий механізм, що має різні типи коліс:

а) *колеса з прямими зубами* (рис. 7.1, а) – найпростіший і найбільш поширений вид коліс. Прості у виготовленні, але працюють лише при невеликих колових швидкостях ($v \leq 3 - 6$ м/с) та навантаженнях. Зуби входять в контакт одразу по всій довжині, тому навіть невеликі

помилки при виготовленні або зборці порушують плавність роботи передачі, призводять до значного шуму;

б) *колеса з косими зубами* (рис. 7.1, б) – характеризуються високою плавністю зачеплення, більшою несучою здатністю і меншим шумом при роботі завдяки тому, що зубці входять в зачеплення поступово, і в зачепленні одночасно перебуває кілька пар зубів. Проте в косозубих передачах мають місце осьові сили, які діють і на самі колеса і на опори валів;

в) *шевронні* (рис. 7.1, в) – колеса, конструкція яких дозволяє позбутися осьових сил, які взаємно зрівноважуються всередині колеса. Але виробництво таких коліс значно складніше і дорожче за косозубі, тому використовуються вони лише в дуже відповідальних випадках;

г) *внутрішнє і рейкове зачеплення* (рис. 7.1, г і д) – різновиди циліндричних передач, в першому випадку зуби нарізаються на внутрішній поверхні колеса, у другому колесо має діаметр, що прямує до нескінченості. Рейкове зачеплення перетворює поступальний рух на обертальний і навпаки.

2. **Конічні передачі** між валами, осі яких перетинаються (найчастіше під кутом 90°). В таких передачах використовуються наступні конічні зубчасті колеса:

а) *колеса з прямими зубами* (рис. 7.1, е) – мають всі ті ж переваги та недоліки, що й аналогічні прямозубі зубчасті колеса;

б) *колеса з косими зубами* (рис. 7.1, є) – їх характеристики аналогічні циліндричним колесам з косими зубами;

в) *колеса з круговим зубом* (рис. 7.1, ж) – одержали на практиці широке розповсюдження. Їх лінії зуба – дуга кола, евольвента, циклоїдні криві, тому нарізати такі колеса легше, ніж косозубі.

3. **Просторові передачі**, осі яких схрещуються. В основу цих коліс покладені гіперболоїди обертання, твірні яких – прямі лінії. Колеса таких передач мають наступні різновиди:

а) *гіперболоїдні колеса* (рис. 7.1, и) – досить складні в виготовленні, тому на практиці використовуються їх спрощені варіанти;

б) *гіпоїдні колеса* (рис. 7.1, і) – частина з гіперболоїда вирізається на віддаленні від горловини;

в) *гелікоїдні колеса* (рис. 7.1, ї) – вирізається частина з горловини гіперболоїда;

г) *передача черв'ячна циліндрична* (рис. 7.1, й) – складається з циліндричного черв'яка та черв'ячного колеса. Завдяки дуже великому куту нахилу зубів на черв'яку зуб кілька разів встигає обвити його тіло. Колесо майже не відрізняється від звичайного косозубого;

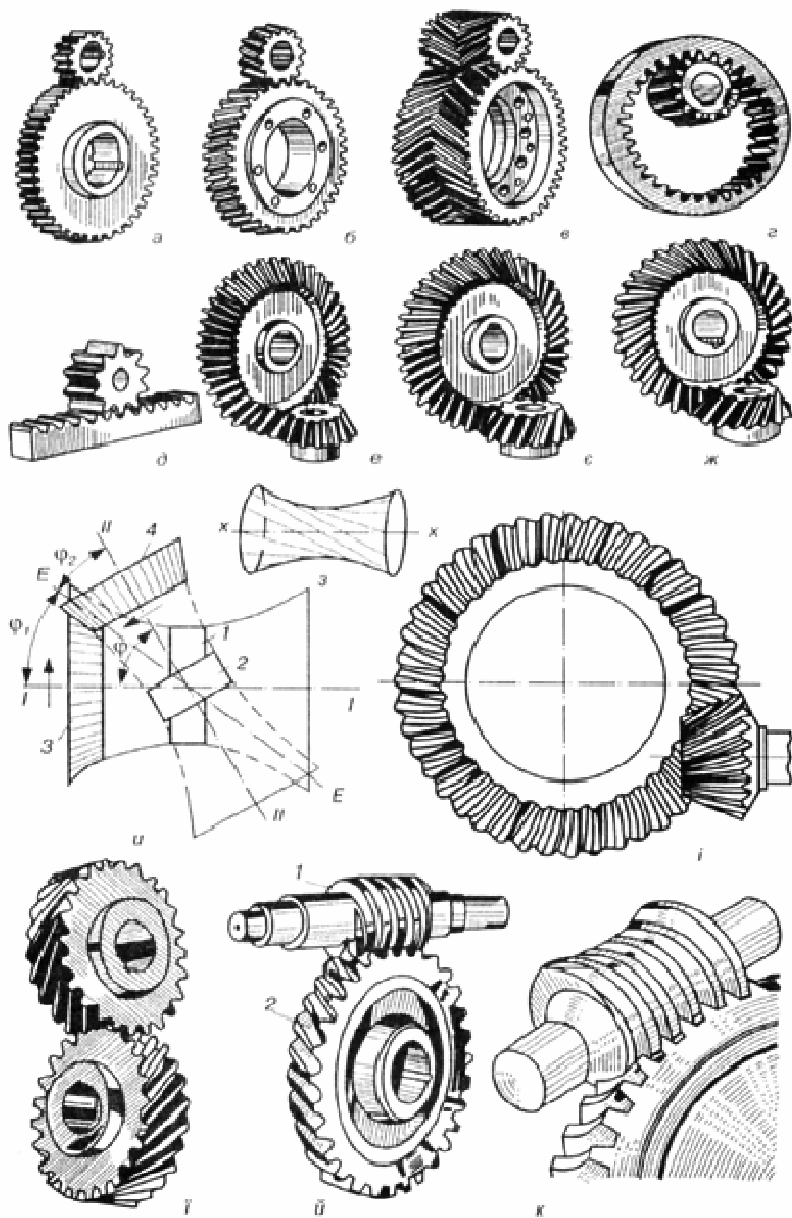


Рис. 7.1. Виды зубчатых передач

д) *передача черв'ячна глобоїдна* (рис. 7.1, к) – така ж сама, як і попередня, але черв'як має глобоїдну форму.

Основною характеристикою зубчатих передач є **передаточне відношення** – відношення кутової швидкості вхідної ланки до кутової швидкості вихідної ланки

$$u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

де d , r і z – діаметр, радіус і кількість зубів відповідного зубчастого колеса.

Якщо такі механізми зменшують частоту обертання, то вони називаються **редукторами**, якщо збільшують – **мультиплікаторами**.

На практиці часто виникає необхідність забезпечення великих передаточних чисел або значних міжосьових відстаней. В цьому випадку використовують **складні зубчасті механізми** – утворені кількома зубчастими передачами. Всі складні механізми діляться на два типи: ступінчасті і паразитні.

Ступінчасті – механізми, в яких кожне колесо входить тільки в одне зубчасте зачеплення. Передаточне число багатоланкової зубчастої передачі з нерухомими осями є добуток передаточних чисел окремих ступенів, взятих з відповідним знаком:

$$u_{1-n} = (-1)^k \cdot u_{1,2} \cdot u_{3,4} \cdot \dots \cdot u_{(n-1),n},$$

де n – кількість зубчастих колес, k – кількість зовнішніх зачеплень. Передачі з внутрішнім зачепленням напрямку обертання не змінюють.

Знак мінус у відповіді вказує на те, що вихідне колесо обертається в протилежному відносно вхідного колеса напрямку. Наприклад, для чотириступінчатого механізму з циліндричними колесами (рис. 7.2)

$$u_{1-8} = u_{1,2} \cdot u_{3,4} \cdot u_{5,6} \cdot u_{7,8}.$$

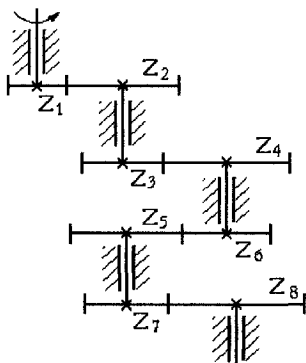


Рис. 7.2. Схема ступінчастого механізму

Паразитні – механізми, в яких деякі колеса входять в два і більше зубчасте зачеплення. Такі колеса і називають паразитними. Приклад такої передачі наведено на рис. 7.3.

В паразитних механізмах величина передаточного числа залежить лише від кількості зубів на вхідному і вихідному колесах, паразитні колеса не впливають на передаточне число

$$u_{1,n} = (-1)^k \cdot \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3} = -\frac{z_4}{z_1},$$

де $k = 3$ – кількість зовнішніх зачеплень.

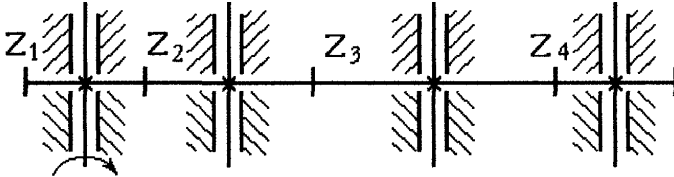


Рис. 7.3. Механізм з паразитними колесами

Але паразитні колеса виконують дуже важливі функції: забезпечують необхідний напрямок обертання вихідного валу, дозволяють передати обертовий момент малими колесами на досить великі відстані, що значно зменшує масу і габарити зубчастої передачі.

Порядок виконання роботи

1. Отримати у викладача для дослідження механізм з паразитними колесами, пронумерувати всі колеса, скласти його структурну схему.
2. Підрахувати число нижчих (P_5) і вищих (P_4) кінематичних пар, визначити ступінь вільності механізму за формулою Чебишова (лабораторна робота 1).
3. Підрахувати кількість зубів кожного колеса, розбити механізм на ступені, визначити передаточне число кожної ступені окремо, знайти передаточне число усього механізму.
4. Дані вимірів і розрахунків занести до табл. 9.
5. Експериментально перевірити передаточне число механізму, підраховавши кількість обертів вхідного колеса, при якій вихідне колесо зробило 10 обертів.
6. Отримати у викладача ступінчастий механізм і для нього повністю повторити пункти 1 – 5 попереднього дослідження.
7. Дані вимірів і розрахунків занести до табл. 10.
6. Оформити звіт з лабораторної роботи згідно наведеного зразка.

Зразок оформлення бланку

Лабораторна робота № 7

Кінематичний аналіз зубчастих механізмів з нерухомими осями

Мета роботи:

1. Механізм з паразитними колесами.

Схема № ____

Структурна схема механізму № ____

Таблиця 14

Номер колеса	Кількість зубців z	Кінематична пара	Клас пари	№ ступені	Передаточне число
1					
2					
m					

Ступінь вільності механізму $W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

Розрахунок передаточних чисел ступіней:

Передаточне число механізму:

Експериментально визначене передаточне число: $u_{екс} =$

2. Ступінчастий механізм.

Схема № ____

Структурна схема механізму № ____

Таблиця 15

Номер колеса	Кількість зубців z	Кінематична пара	Клас пари	№ ступені	Передаточне число
1					
2					
m					

Ступінь вільності механізму $W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

Розрахунок передаточних чисел ступеней:

Передаточне число механізму:

Експериментально визначене передаточне число: $u_{екс} =$

Висновок: (порівняння теоретичних і експериментальних передаточних чисел механізму з нерухомими осями).

Виконав _____
«__» _____ 201_ р.

Прийняв _____
«__» _____ 201_ р.

Контрольні запитання

1. Наведіть класифікацію зубчастих механізмів з нерухомими осями, укажіть їх переваги і недоліки, сфери застосування.
2. Що називається передаточним числом передачі, як його визначають?
3. Які складні зубчасті механізми існують, коли їх використовують?
4. Чим редуктор відрізняється від мультиплікатора?
5. Які важливі функції виконують паразитні колеса?
6. Яке із механічних зачеплень не змінює напрямку обертання веденого колеса?
7. Для яких цілей використовується рейкове з'єднання?

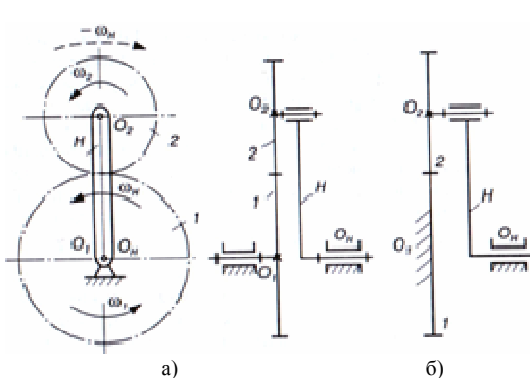
Лабораторна робота № 8
КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ З
РУХОМИМИ ОСЯМИ

Мета роботи: ознайомитися з основними видами зубчастих передач, їх класифікацією та принципом дії, засвоїти методику проведення кінематичного аналізу.

Теоретичні відомості

Значно менш розповсюдженими є **передачі з рухомими осями**. Вони здатні невеликою кількістю зубчастих коліс забезпечувати дуже великі передаточні числа. Проте багато з них мають низький ККД і непридатні до практичного застосування через самогальмування. Особливо це характерно для передач з циліндричними колесами. Тому на практиці частіше використовують конічні передачі з більш високим ККД. Такі передачі поділяються на диференціальні та планетарні механізми.

Диференціальний механізм (диференціал) – механізм з рухомими осями. На рис. 8.1, а показано зовнішній вигляд і кінематичну схему у двох проекціях такого механізму.



Колесо з нерухомою віссю обертання O_1 зветься сонячним або центральним, колесо O_2 з рухомою віссю – сателітом, а ланка H , на якій розміщено вісь сателіта – водилом.

Рис. 8.1. Диференціальний (а) і планетарний (б) зубчасті механізми

Ступінь вільності планетарного механізму

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2,$$

тобто для визначеності руху такого механізму необхідно задати закон руху якихось двох ланок (дві узагальнених координати).

Для визначення передаточного числа диференціального механізму з кількістю коліс m користуються формулою Вільліса

$$u_{1,m}^{(H)} = (-1)^k \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} \cdot \dots \cdot \frac{z_m}{z_{m-1}'},$$

де верхній індекс у скобках при передаточному числі вказує, при якій нерухомій ланці воно визначене.

Формула Вілліса встановлює математичну залежність між кутовими швидкостями ланок механізму і числами зубів коліс.

Диференціальні механізми широко використовуються в автомобілях, лічильних і сільськогосподарських машинах тощо.

Планетарний механізм – окремий випадок диференціального механізму, у якого центральне колесо є нерухомим (рис. 8.1, б). Ступінь вільності планетарного механізму

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1,$$

тобто на відміну від диференціальних, планетарні механізми мають один ступінь вільності (одну узагальнену координату).

Для планетарних механізмів також справедлива формула Вілліса, та оскільки центральне колесо нерухоме, то вона набуває вигляду

$$u_{1,2}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1}.$$

Планетарні механізми широко використовуються в зубчастих редукторах як механізми для виконання складного руху робочих органів машин.

На практиці інколи зустрічаються комбіновані зубчасті механізми, що складаються одночасно з передач із рухомими та нерухомими осями. Крім того, до їх складу можуть входити і інші передачі: фрикційні, пасові, ланцюгові. Для визначення передаточного відношення таких передач треба спочатку проаналізувати їх склад, розбити на ступені, визначити передаточні числа кожної ступені, а потім знайти загальне передаточне відношення комбінованої передачі як добуток передаточних чисел окремих ступенів.

Порядок виконання роботи

1. Отримати у викладача для дослідження диференціальний механізм, пронумерувати всі колеса, скласти його структурну схему.
2. Підрахувати число нижчих (P_5) і вищих (P_4) кінематичних пар, визначити ступінь вільності механізму за формулою Чебишова (лабораторна робота 1).
3. Підрахувати кількість зубів кожного колеса, розбити механізм на ступені, визначити передаточне число кожної ступені окремо, знайти передаточне число усього механізму.
4. Дані вимірів і розрахунків занести до табл. 11.

5. Експериментально перевірити передаточне число механізму, підрахувавши кількість обертів вхідного колеса, при якій вихідне колесо зробило 10 обертів.
6. Отримати у викладача планетарний механізм і для нього повністю повторити пункти 1 – 5 попереднього дослідження.
7. Дані вимірів і розрахунків занести до табл. 12.
8. Оформити звіт з лабораторної роботи згідно наведеного зразка.

Зразок оформлення бланку

Лабораторна робота № 8

Кінематичний аналіз зубчастих механізмів з рухомими осями

Мета роботи:

1. Диференціальний механізм.

Схема № ____

Структурна схема механізму № ____

Таблиця 16

Номер колеса	Кількість зубців z	Кінематична пара	Клас пари	№ ступені	Передаточне число
1					
2					
m					

Ступінь вільності механізму $W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

Розрахунок передаточних чисел ступіней:

Передаточне число механізму:

Експериментально визначене передаточне число: $u_{екс} =$

2. Планетарний механізм.

Схема № _____

Структурна схема механізму № _____

Таблиця 17

Номер колеса	Кількість зубців z	Кінематична пара	Клас пари	№ ступені	Передаточне число
1					
2					
m					

Ступінь вільності механізму $W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

Розрахунок передаточних чисел ступіней:

Передаточне число механізму:

Експериментально визначене передаточне число: $u_{екс} =$

Висновок: (порівняння теоретичних і експериментальних передаточних чисел диференціального і планетарного механізмів).

Виконав _____
«___» _____ 201_ р.

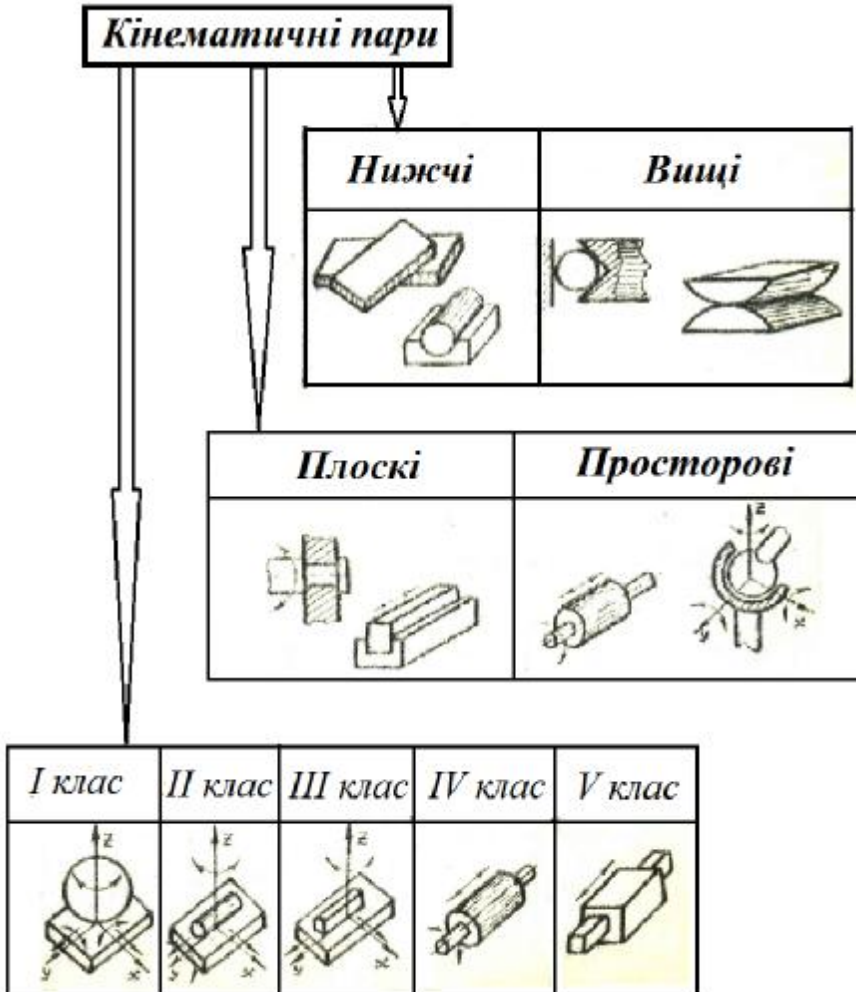
Прийняв _____
«___» _____ 201_ р.

Контрольні запитання

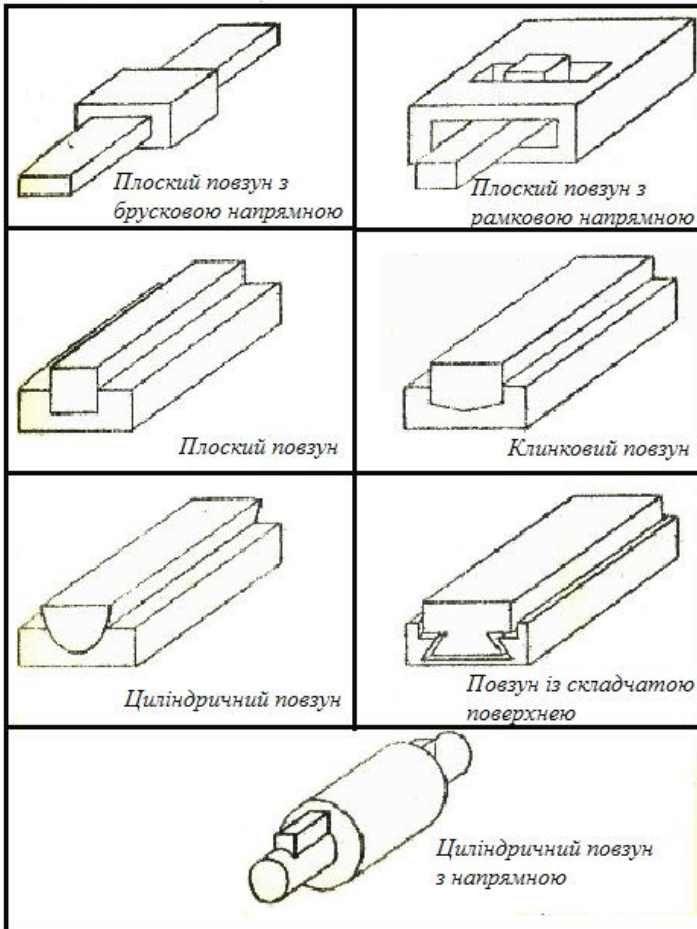
1. Наведіть класифікацію зубчастих механізмів з рухомими осями, укажіть їх переваги і недоліки, сфери застосування.
2. У чому відмінність планетарного механізму від диференціального?
3. За якою формулою визначають передаточне число планетарного механізму?

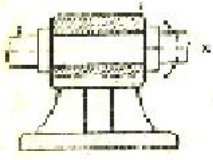
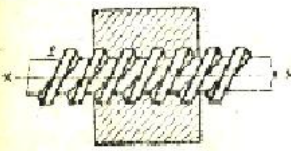
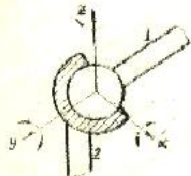
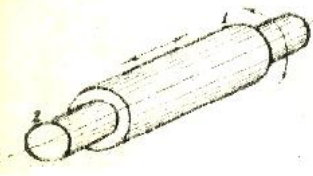
ДОДАТКИ

Додаток 1. Структурна класифікація кінематичних пар



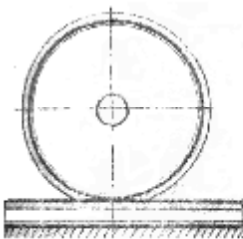
Види нижчих пар



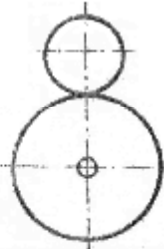
	<p><i>Обертальна однорухома кінематична пара</i></p>
	<p><i>Гвинтова однорухома пара</i></p>
	<p><i>Сферичний шарнір</i></p>
	<p><i>Циліндрична дворухома пара</i></p>

Додаток 3. Види вищих пар

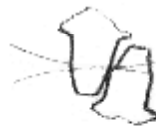
Річкове зачеплення



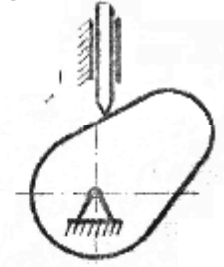
Фрикційна передача



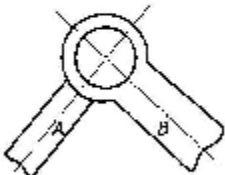

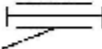
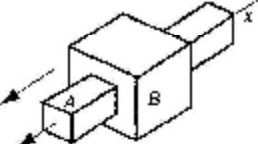

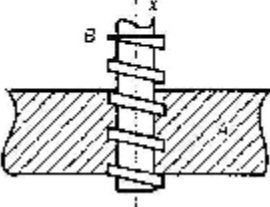
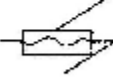
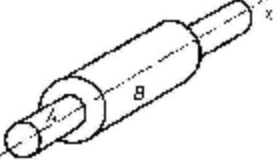
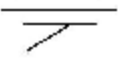
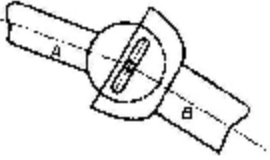
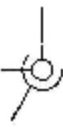
*Зубчасте
зчеплення*



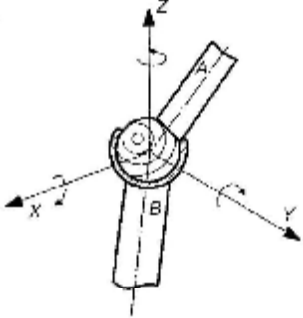

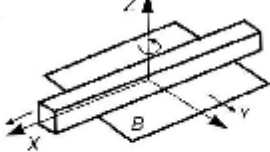

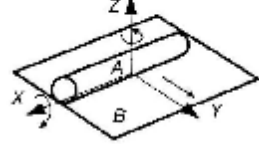

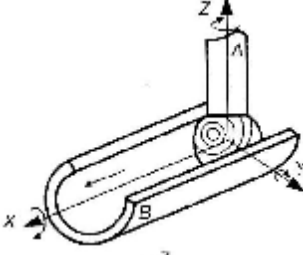
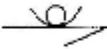
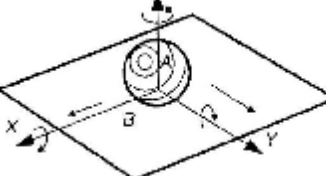

Кулачковий механізм



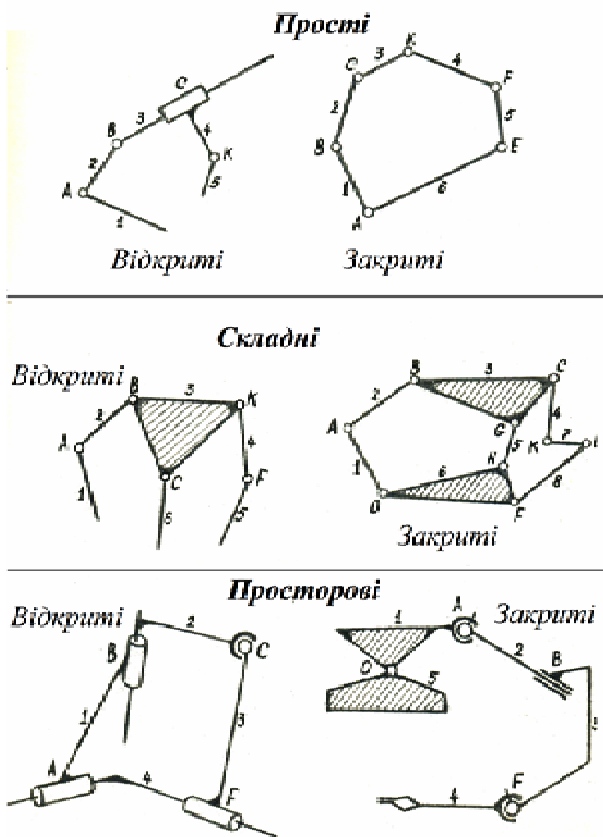
Додаток 4. Класифікація кінематичних пар за кількістю в'язей

Рисунок	Умовні позначення	Назва пари	H	S	Клас пари
	 	Обертова	1	5	V
		Поступальна	1	5	V
		Гвинтова	1	5	V
		Циліндрична	2	4	IV
		Сферична з пальцем	2	4	IV

Продовження додатку 4

Рисунок	Умовні позначення	Назва пари	H	S	Клас пари
		Сферична	3	3	III
		Площинна	3	3	III
		Циліндр-площина	4	2	II
		Куля-циліндр	4	2	II
		Куля-площина	5	1	I

Додаток 5. Класифікація кінематичних ланцюгів



Додаток 6. Структурні формули сімейств механізмів

<i>Номер сімейства</i>	<i>Структурна формула</i>	<i>Кількість в'язей</i>
0	$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$	0
1	$W = 5n - 4P_5 - 3P_4 - 2P_3 - P_2$	1
2	$W = 4n - 3P_5 - 2P_4 - P_3$	2
3	$W = 3n - 2P_5 - P_4$	3
4	$W = 2n - P_5$	4

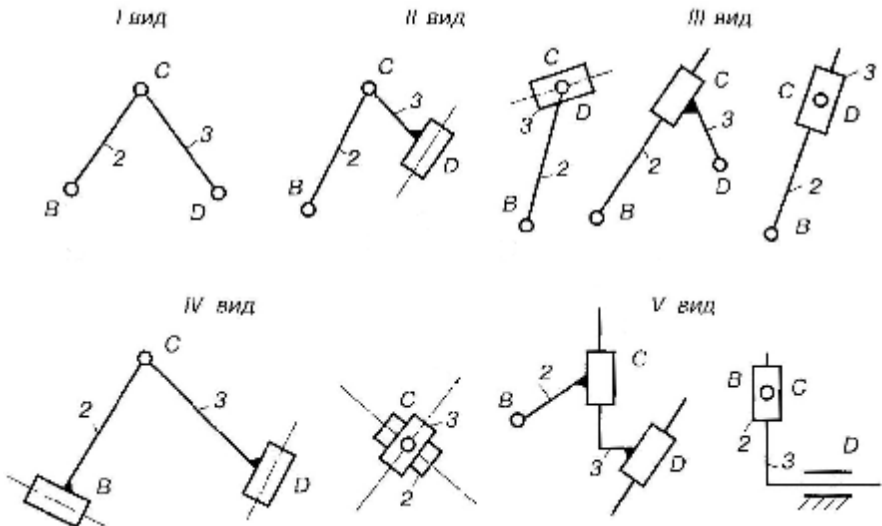
Додаток 7. Структурна класифікація груп Ассура

Структура	Зображення групи	Контур	Клас	Порядок
$n = 2$ $P_5 = 3$			2	2
$n = 4$ $P_5 = 6$			3	3
			4	2
$n = 6$ $P_5 = 9$			3	4
			4	3
			5	3
			6	3

Продовження додатку 7

$n = 8$ $P_5 = 12$			3	5
			5	4
			6	4

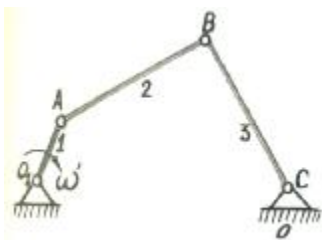
Додаток 8. Структурна класифікація груп Ассур



Групи II класу

Додаток 9. Приклади структурного аналізу механізмів

9.1. Механізм шарнірний чотириланковий



Кількість ланок

$$k = 4 \text{ (0, 1, 2, 3)}.$$

Кількість рухомих ланок

$$n = 3 \text{ (1, 2, 3)}.$$

Кількість пар V класу

$$P_5 = 4 \text{ (0-1, 1-2, 2-3, 3-0)}.$$

Кількість пар IV класу

$$P_4 = 0.$$

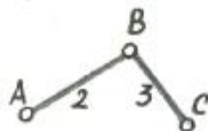
Кількість ступенів вільності

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Розкладення на групи Ассура



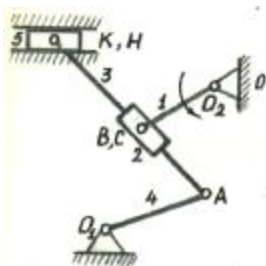
I клас



II клас, II порядок, I вид

Структурна формула механізму: I(0, 1) → II(2, 3).

9.2. Механізм поперечно-стругального верстата



Кількість ланок $k = 6$ (0, 1, 2, 3, 4, 5).

Кількість рухомих ланок $n = 5$ (1, 2, 3, 4, 5).

Кількість пар V класу

$$P_5 = 7 \text{ (0-4, 4-3, 5-3, 3-0, 0-1, 1-2, 2-3)}.$$

Кількість пар IV класу

$$P_4 = 0.$$

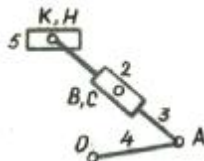
Кількість ступенів вільності

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Розкладення на групи Ассура



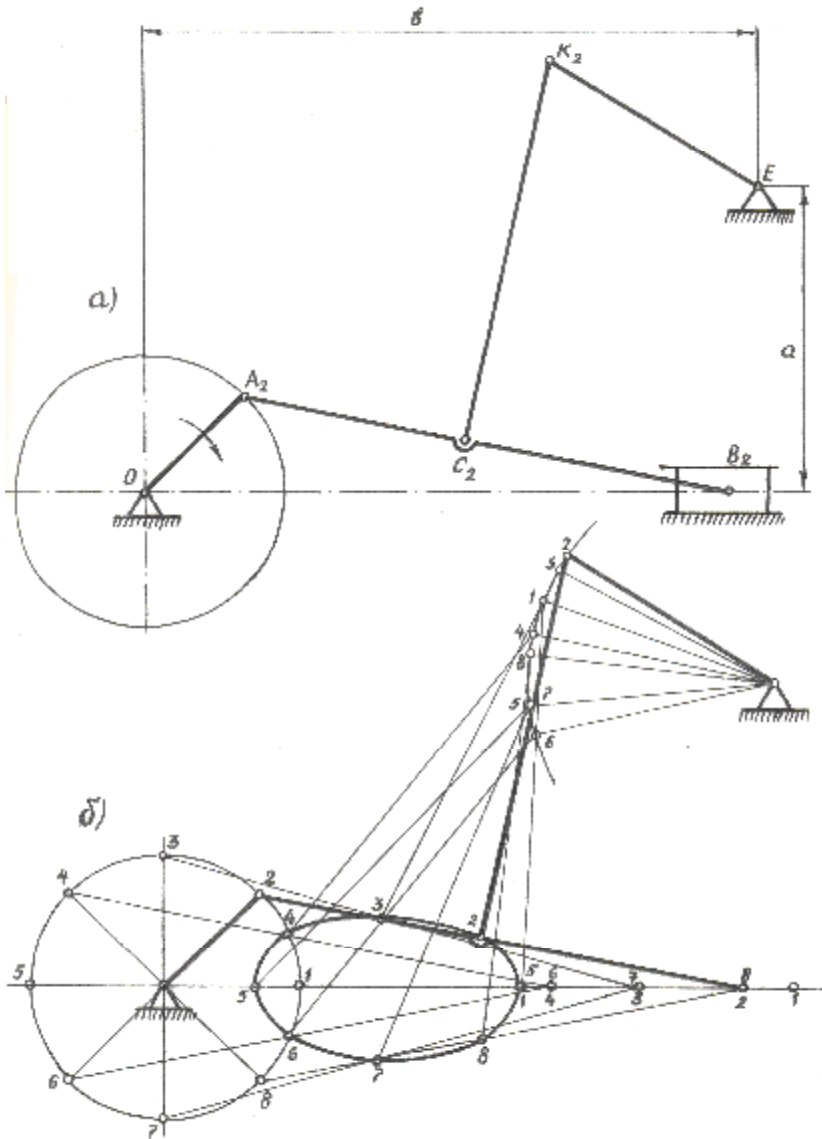
I клас



III клас, III порядок,

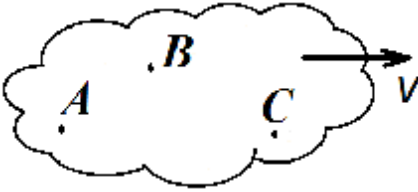
Структурна формула механізму: I(0, 1) → II(2, 3, 4, 5).

Додаток 10. Метод засічок



Додаток 11. Основні залежності для визначення швидкостей і прискорень ланок кінематичних пар

11.1. Поступальний рух



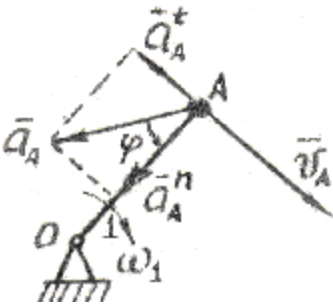
$$\mathbf{v}_A = \mathbf{v}_B = \mathbf{v}_C;$$

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_B = \mathbf{a}_C;$$

$$\mathbf{v}_A \parallel \mathbf{v}_B \parallel \mathbf{v}_C;$$

$$\mathbf{a}_A \parallel \mathbf{a}_B \parallel \mathbf{a}_C.$$

11.2. Обертальний рух



$$v_A = \omega_1 l_{OA}; \quad \mathbf{a}_A = \mathbf{a}_A^n + \mathbf{a}_A^\tau;$$

$$a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}};$$

$$\mathbf{a}_A^n \parallel OA; \quad \mathbf{v}_A \perp OA;$$

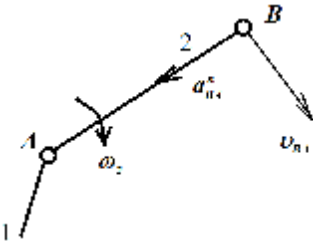
$$a_A^\tau = \varepsilon l_{OA}; \quad \mathbf{a}_A^n \perp \mathbf{a}_A^\tau.$$

$$\mathbf{a}_A = l_{OA} \sqrt{\omega_1^4 + \varepsilon^2}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{a_A^\tau}{a_A^n} = \frac{\varepsilon}{\omega_1^2}.$$

За постійної кутової швидкості кривошипа

$$\omega_1 = \text{const}, \quad \mathbf{a}_A = \mathbf{a}_A^n; \quad \mathbf{a}_A^\tau = 0;$$

11.2. Складний рух



$$\mathbf{v}_B = \mathbf{v}_A + \mathbf{v}_{BA}; \quad \mathbf{v}_{BA} \perp AB;$$

$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{BA}^n + \mathbf{a}_{BA}^\tau;$$

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}};$$

$$\mathbf{a}_{BA}^n \parallel AB; \quad \mathbf{v}_{AB} \perp AB;$$

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon l_{AB}; \quad \mathbf{a}_{BA}^n \perp \mathbf{a}_{BA}^\tau.$$

За постійної кутової швидкості ланки AB

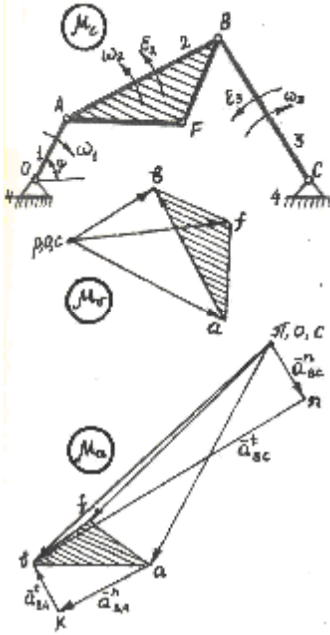
$$\omega_2 = \text{const}, \quad \mathbf{a}_{BA} = \mathbf{a}_{BA}^n; \quad \mathbf{a}_{BA}^\tau = 0.$$

Додаток 12. Приклади побудови планів швидкостей і прискорень

12.1. Шарнірний чотириланковий механізм

I (1,4) → II (2,3).

Параметри механізму: l_{OA} , l_{AB} , l_{BC} , l_{DC} , l_{DF} , l_{CF} ; φ ; $\omega_1 = \text{const}$.



$$v_A = \omega_1 l_{OA}; \quad v_A \perp OA;$$

$$v_B = v_A + v_{BA}; \quad v_{BA} \perp AB;$$

$$v_B = v_C + v_{BC}; \quad v_{BC} \perp BC;$$

$$v_C = 0 \Rightarrow v_{BA} = ab \cdot \mu_v; \quad v_{BC} = bc \cdot \mu_v.$$

$$v_F = v_A + v_{FA}; \quad v_{FA} \perp AF;$$

$$v_F = v_B + v_{FB}; \quad v_{FB} \perp BF;$$

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}, \quad \omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{CB}}.$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}; \quad a_A^n \parallel OA;$$

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^\tau;$$

$$a_B = a_C + a_{BC}^n + a_{BC}^\tau;$$

$$a_{BA}^n = \frac{(ab \cdot \mu_v)^2}{l_{AB}}; \quad a_{BC}^n = \frac{(bc \cdot \mu_v)^2}{l_{bc}}.$$

$$a_{BA}^n \parallel BA, \quad a_{BC}^n \parallel BC, \quad a_{BA}^\tau \perp BA, \quad a_{BC}^\tau \perp BC,$$

$$a_{BA}^n \perp a_{BA}^\tau, \quad a_{BC}^n \perp a_{BC}^\tau.$$

На основі принципу подібності

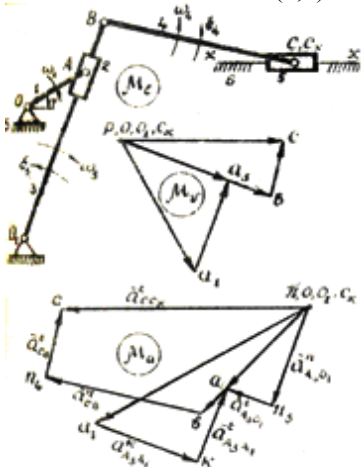
$$\frac{bf}{BF} = \frac{ab}{AB} \Rightarrow bf = \frac{ab \cdot BF}{AB}; \quad \frac{af}{AF} = \frac{ab}{AB} \Rightarrow af = \frac{ab \cdot AF}{AB}.$$

$$a_F = \pi f \cdot \mu_a; \quad a_B = \pi b \cdot \mu_a.$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{kb \cdot \mu_v}{l_{AB}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{l_{BC}} = \frac{nb \cdot \mu_v}{l_{BC}}.$$

12.2. Кулісний механізм

I (1,6) → II (2, 3) → II (4, 5).



Параметри механізму: l_{OA} , l_{O1B} , l_{O1A} , l_{BC} , l_{OO1} , φ ; $\omega_1 = \text{const}$.

$$v_{A1} = \omega_1 l_{OA}; \quad v_{A1} \perp OA;$$

$$v_{A3} = v_{A1} + v_{A3A1}; \quad v_{A3A1} \parallel BO_1;$$

$$v_{A3} = v_{C1} + v_{A3C1}; \quad v_{A3O1} \perp BC;$$

$$v_{C1} = 0 \Rightarrow v_{A3} = pa_3 \cdot \mu_v;$$

$$v_{A3A1} = a_1 a_3 \cdot \mu_v.$$

На основі принципу подібності

$$\frac{pb}{O_1B} = \frac{pa_3}{O_1A} \Rightarrow pb = \frac{pa_3 \cdot O_1B}{O_1A};$$

$$v_B = pb \cdot \mu_v.$$

$$v_C = v_B + v_{CB}; \quad v_{CB} \perp BC; \quad v_C = v_{Cx} + v_{CCx}; \quad v_{CCx} \parallel x;$$

$$v_{Cx} = 0 \Rightarrow v_C = pd \cdot \mu_v; \quad v_{CB} = bc \cdot \mu_v.$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{v_B}{l_{BO1}} = \frac{pb \cdot \mu_v}{l_{BO1}}; \quad \omega_4 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{bc \cdot \mu_v}{l_{BC}}.$$

$$a_{A1} = a_{A1}^n = \omega_1^2 l_{OA}; \quad a_{A1}^n \parallel OA_1; \quad a_{A3} = a_{A1} + a_{A3A1}^k + a_{A3A1}^n + a_{A3A1}^\tau;$$

$$a_{A3} = a_{O1} + a_{A3O1}^n + a_{A3O1}^\tau; \quad a_{A3A1}^k = 2\omega_3 v_{A3A1}; \quad a_{A3A1}^n = 0;$$

$$a_{A3O1}^n = \frac{v_{A3}^2}{l_{O1A3}}; \quad a_{A3A1}^\tau \parallel O_1B, \quad a_{BC}^n \parallel BC, \quad a_{A3A1}^k \perp O_1B, \quad a_{A3O1}^\tau \perp O_1B,$$

H

$$a_{A3O1}^n \perp a_{A3O1}^\tau; \quad a_{A3} = \pi a_3 \cdot \mu_a = a_3 n_3 \cdot \mu_a.$$

а основі принципу подібності

$$\frac{pb}{O_1B} = \frac{\pi a_3}{O_1A_3} \Rightarrow pb = \frac{\pi a_3 \cdot O_1B}{O_1A_3}; \quad a_B = pb \cdot \mu_a.$$

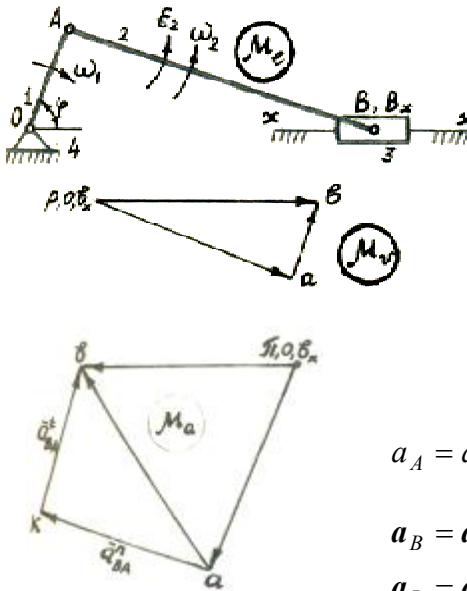
$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{A3O1}^\tau}{l_{A3O1}} = \frac{a_3 n_3 \cdot \mu_a}{l_{A3O1}}.$$

$$a_{A1} = a_{A1}^n = \omega_1^2 l_{OA1}; \mathbf{a}_{A1}^n \parallel OA1; \mathbf{a}_{A3} = \mathbf{a}_{A1} + \mathbf{a}_{A3A1}^k + \mathbf{a}_{A3A1}^n + \mathbf{a}_{A3A1}^\tau;$$

$$a_{A3O1}^n = \frac{v_{A3}^2}{l_{O1A3}}; \mathbf{a}_{A3A1}^\tau \parallel O1B, \mathbf{a}_{BC}^n \parallel BC, \mathbf{a}_{CCx}^\tau \parallel x, \mathbf{a}_{A3O1}^\tau \perp O1B,$$

$$a_{Cx} = a_{CCx}^n = 0; \mathbf{a}_{CB}^n \perp \mathbf{a}_{CB}^\tau; a_{A3} = \pi a_3 \cdot \mu_a = a_3 n_3 \cdot \mu_a.$$

12.3. Кривошипо-шатунний механізм



$$I(1,4) \rightarrow II(2,3).$$

Параметри механізму:

$$l_{OA}, l_{AB}, \varphi; \omega_1 = \text{const},$$

B – точка ланки 3, B_1 – точка на напрямній x .

$$v_A = \omega_1 l_{OA}; \quad v_A \perp OA;$$

$$v_B = v_A + v_{BA}; \quad v_{BA} \perp AB;$$

$$v_B = v_{Bx} + v_{BBx}; \quad v_{Bx} \perp x;$$

$$v_{Bx} = 0.$$

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}}.$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}; \mathbf{a}_A^n \parallel OA;$$

$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{BA}^n + \mathbf{a}_{BA}^\tau;$$

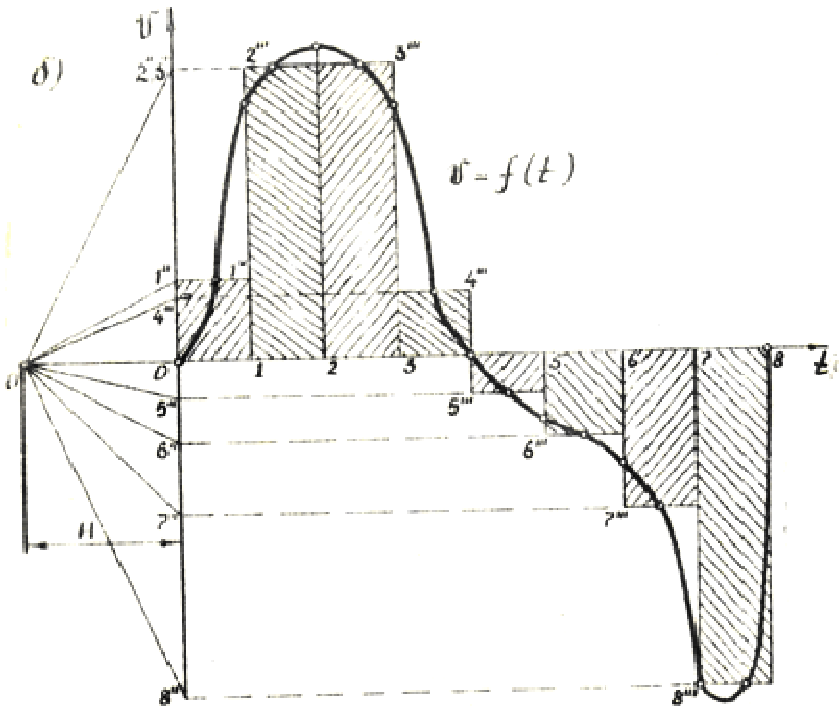
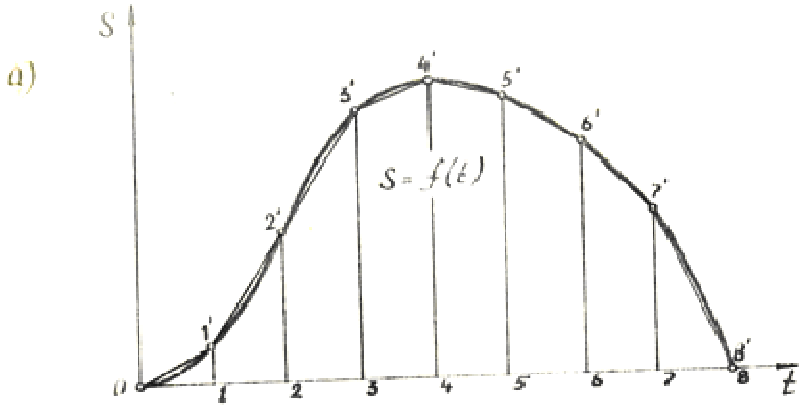
$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_{Bx} + \mathbf{a}_{BBx}^n + \mathbf{a}_{BBx}^\tau;$$

$$a_{BA}^n = \frac{(ab \cdot \mu_v)^2}{l_{AB}}.$$

$$\mathbf{a}_{BA}^n \parallel AB, \mathbf{a}_{BA}^\tau \perp AB, \mathbf{a}_{BA}^n \perp \mathbf{a}_{BA}^\tau, \mathbf{a}_{Bx} = \mathbf{a}_{BBx}^n = 0; \mathbf{a}_{BBx}^\tau \parallel x,$$

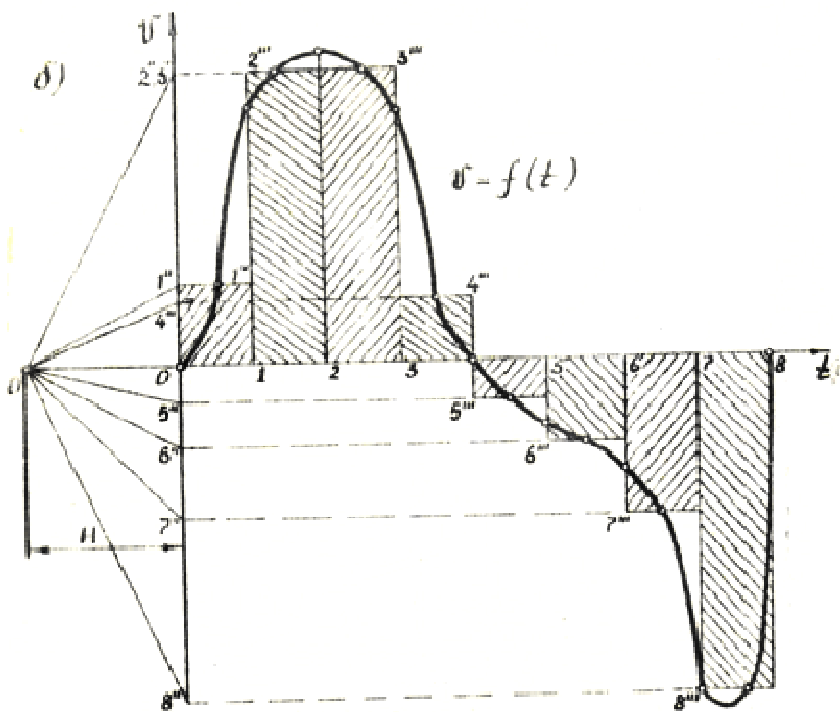
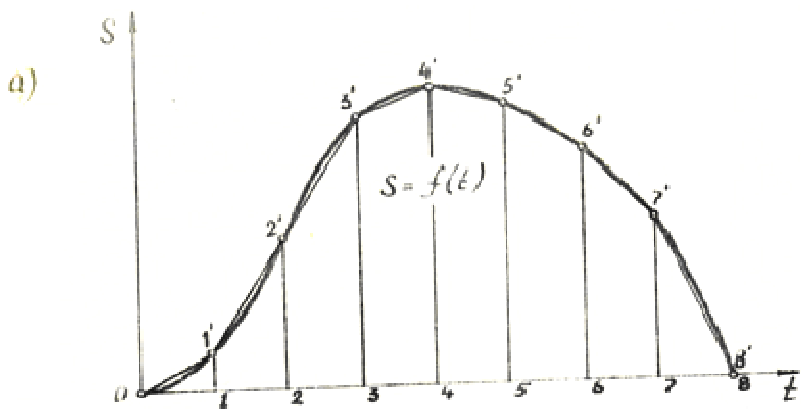
$$a_B = \pi b \cdot \mu_a; \quad a_{BA} = ab \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{kb \cdot \mu_v}{l_{AB}}.$$

Додаток 13. Графічне диференціювання методом дотичних



а) початковий графік (швидкість), б) кінцевий графік (прискорення)

Додаток 14. Графічне диференціювання методом хорд



а) початковий графік (переміщення), б) кінцевий графік (швидкість)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Основна література

1. Гуліда Е.М., Дзюба Л.Ф., Ольховий І.М. Прикладна механіка : [підручник для студ. вищ. навч. закладів]/ Гуліда Е.М., Дзюба Л.Ф. – Львів : Світ, 2007. – 384 с.
2. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. –К.: Наукова думка, 1995. – 660 с.
3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
4. Артоболевский И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1973. – 256 с.
5. Кореняко О. С. Теорія механізмів і машин. –К.: Вища школа, 1987. – 206 с.

Додаткова література

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин/ Под ред. А. С. Кореняко. – К. Выща шк., 1970. – 332 с.
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин/ Под ред. Г. Н. Дейвоно. – К. Вышэйша шк., 1986. – 285 с.
3. Озол О. Г. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1984. – 432 с.
4. Полицер Г., Майснер Ф. Основы трения и изнашивания. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
5. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая шк., 1977. – 527 с.

ІНФОРМАЦІЯ ПРО АВТОРІВ

1. Возний Борис Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерно-педагогічних дисциплін. У 1974 році закінчив Комунарський гірничо-металургійний інститут та отримав кваліфікацію інженера-електромеханіка з автоматизації. З 1974 по 1976 навчався в аспірантурі КГМІ. У 1976 році захистив в Новочеркаському ордену Трудового Червоного Прапора політехнічному інституті ім. Серго Орджонікідзе кандидатську дисертацію за темою «Дослідження проявів гірничого тиску на кінцевих ділянках тонких пологих пластів Донбасу». З 1976 по 1982 працював у Мозирському педагогічному університеті імені Н. К. Крупської. У 1981 – 1982 роках входив до складу Всесоюзної методичної комісії. З 1982 року працює в Луганському національному університеті імені Тараса Шевченка. Автор 45 наукових та навчально-методичних робіт.

2. Калайдо Олександр Віталійович – асистент кафедри інженерно-педагогічних дисциплін. У 2000 році закінчив Східноукраїнський державний університет за спеціальністю «Фізика» та отримав кваліфікацію інженер-фізик. З 2000 по 2004 рік працював молодшим науковим співробітником в Рубіжанському філіалі СНУ імені Володимира Даля, з 2004 по 2006 – асистентом кафедри фізико-математичних дисциплін Луганського національного аграрного університету. З 2006 року працює в Луганському національному університеті імені Тараса Шевченка. Сфера наукових інтересів – «Динамічне деформування конструкцій з еластомерів». Автор 4 наукових і 12 навчально-методичних робіт.

3. Ковальов Максим Валерійович – асистент кафедри інженерно-педагогічних дисциплін. У 2005 році закінчив з відзнакою Луганський національний аграрний університет за спеціальністю «Механізація сільського господарства» та отримав кваліфікацію інженер-механік. З 2005 року працює в Луганському національному університеті імені Тараса Шевченка. Сфера наукових інтересів – «Сучасні технології механізації сільського господарства». Автор 4 наукових і 2 навчально-методичних робіт.

Возний Б. В., Калайдо О. В., Ковальов М. В. «Теорія механізмів і машин». – Методичні рекомендації до виконання лабораторних робіт для студентів напряму підготовки «Професійна освіта» профілів підготовки «Транспорт» та «Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства» усіх форм навчання

Теорія механізмів і машин – загальноінженерна дисципліна, яка вивчає загальні принципи побудови машин і механізмів, методи їх синтезу, кінематичного та силового аналізу.

Мета курсу *«Теорія механізмів і машин»* - надання майбутнім інженерам знання, необхідні для створення та вмілого використання сучасних машин і механізмів. Знання, отримані при вивченні даної дисципліни, мають допомогти студентам при виконанні подальшої студентської науково-дослідної роботи – курсових проектів з дисциплін ТММ і «Деталі машин», а також при вивченні спеціальних дисциплін.

Без отримання на лабораторних роботах навичок проведення аналізу і синтезу механізмів, вивчення принципів дії існуючих машин і з'єднань неможливе задовільне вивчення теоретичного курсу дисципліни *«Теорія механізмів і машин»*.

Метою методичних рекомендацій є допомога студентам при підготовці та під час виконання лабораторних робіт. Рекомендації містять 8 лабораторних робіт з усіх найбільш важливих тем дисципліни. На початку кожної роботи стисло подано теоретичні відомості, приведено детальний опис лабораторної установки, порядок виконання експерименту і порядок обробки результатів. Контрольні запитання в кінці кожної роботи мають зорієнтувати студентів на ключові моменти теми. У *Додатках* в формі таблиць подано класифікацію механізмів та інших довідниковий матеріал, необхідний для виконання робіт.

Методичні рекомендації до лабораторних робіт з дисципліни *«Теорія механізмів і машин»* відповідають програмі дисципліни та призначені для студентів денної та заочної форм навчання напряму підготовки «Професійна освіта», що навчаються за профілями підготовки «Транспорт» і «Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства».

Ключові слова: машина, механізм, ланка, кривошип, швидкість, прискорення, структурний та кінематичний аналіз

Возный Б. В., Калайдо А. В., Ковалев М. В. «Теория механизмов и машин». - Методические рекомендации к выполнению лабораторных работ для студентов направления подготовки «Профессиональное образование» профилей подготовки «Транспорт» и «Технология производства и переработка продуктов сельского хозяйства» всех форм обучения

Теория механизмов и машин - общинженерная дисциплина, которая изучает общие принципы построения машин и механизмов, методы их синтеза, кинематического и силового анализа.

Целью курса «Теория механизмов и машин» является предоставление будущим инженерам знаний, необходимых для создания и умелого использования современных машин и механизмов. Знания, полученные при изучении данной дисциплины, должны помочь студентам при выполнении дальнейшей студенческой научно-исследовательской работы - курсовых проектов по дисциплинам ТММ и «Детали машин», а также при изучении специальных дисциплин.

Без полученных на лабораторных работах навыков проведения анализа и синтеза механизмов, изучения принципов действия существующих машин и соединений невозможно удовлетворительное освоение материала теоретического курса дисциплины «Теория механизмов и машин».

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при подготовке и во время выполнения лабораторных работ. Рекомендации содержат 8 лабораторных работ по всем наиболее важным темам дисциплины. В начале каждой работы сжато поданы теоретические сведения, приведено детальное описание лабораторной установки, порядок выполнения эксперимента и порядок обработки результатов. Контрольные вопросы в конце каждой работы должны сориентировать студентов на ключевые моменты темы. В *Дополнениях* в форме таблиц приведена классификация механизмов и другой справочный материал, необходимый для выполнения работ.

Методические рекомендации к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов и машин» полностью соответствуют программе данной дисциплины и предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения направлений подготовки «Профессиональное образование», которые обучаются по профилям подготовки «Транспорт» и «Технология производства и переработка продуктов сельского хозяйства».

Ключевые слова: машина, механизм, звено, кривошип, скорость, ускорение, структурный и кинематический анализ

Vozny B. V., Kalaydo A. V., Kovalyov M. V. «Mechanisms and machines theory». - Methodical recommendations to the laboratory works for the students of specialty «Professional education» directs of education «Transport» and «Technology of production and recycling of agriculture products» different forms of studies.

Mechanisms and machines theory (MMT) is an engineering discipline, which studies general principles of machines and mechanisms construction, its synthesis methods, kinematics and power analysis.

The purpose of course «*Mechanisms and machines theory*» is receiving knowledge of future engineers, which necessary for modern machines and mechanisms creation and using. This knowledge must help students at the further students research work - course projects of disciplines MMT and «Machines details» and during the study of the special disciplines.

It is impossible the satisfactory mastering of theoretical material of «*Mechanisms and machines theory*» without realization of mechanisms analysis and synthesis skills, studies of machines and connections principles of action at the laboratory works.

A given methodical recommendations must help students at preparation and during implementation of laboratory works. A given recommendations contain 8 laboratory works from the most essential themes of discipline. There is theoretical information on the beginning of every laboratory work, the detailed description over of the laboratory setting, order of experiment implementation and results treatment are given. Control questions at the end of every work must orientate students on the most important moments of theme. The classification of mechanisms and other background paper, which necessary for implementation laboratory works are at the *Additions* in tables form.

Methodical recommendations to the laboratory works «Mechanisms and machines theory» correspond to the program of this discipline fully, it intended for students of specialty «Professional education» directs of education «Transport» and «Technology of production and recycling of agriculture products» full-time and part-time forms of studies.

Keywords: machine, mechanism, link, crank, speed, acceleration, structure and kinematics analysis

Навчально-методичне видання

ВОЗНИЙ Борис Володимирович
КАЛАЙДО Олександр Віталійович
КОВАЛЬОВ Максим Валерійович

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні рекомендації до виконання лабораторних робіт для студентів напряму підготовки «Професійна освіта» профілів підготовки «Транспорт» та «Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства» усіх форм навчання

За редакцією авторів
Комп'ютерне макетування – О. В. Калайдо

Здано до склад. 07.01.2013 р. Підп. до друку 06.02.2013 р.
Формат 60x84 1/16. Папір офсет. Гарнітура Times New Roman
Друк ризографічний. Ум. друк. арк. 5,23. Наклад 200 прим. Зам. № 32.

Видавець і виготовлювач
Видавництво Державного закладу
«Луганський національний університет імені Тараса Шевченка»
вул. Оборонна, 2, м. Луганськ, 91011. т/ф: (0642) 58-03-20.
e-mail: alma-mater@list.ru
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №3459 від 09.04.2009 р.