

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
КРАСНОАРМІЙСЬКИЙ ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ
ДЕРЖАВНОГО ВИЩОГО НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
З ДИСЦИПЛІНИ
«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

(для студентів усіх форм навчання напрямку підготовки 6.050502 «Інженерна механіка»)

Розглянуто на засіданні кафедри
інженерної механіки
Протокол № 8 від 16.03.2011 р.

Затверджено навчально – видавничою
радою Дон НТУ
Протокол №3 від 05.05.2011 р.

Методичні вказівки до лабораторних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин» (для студентів напрямку підготовки 6.050502 «Інженерна механіка»). / Укладачі: Вірич С.О., Бабенко М.О. – Красноармійськ, 2011. – 44с.

Надані методичні вказівки складені відповідно до діючої програми курсу з даної дисципліни та містять навчально-методичні рекомендації щодо підготовки до лабораторних робіт, їх виконання та захисту. Приведені короткі теоретичні основи до кожної теми лабораторних занять, завдання для виконання, шаблони звітів, додаються питання для підготовки до захисту лабораторних робіт.

Укладачі:

С.О.Вірич, доц., к.т.н.
М.О. Бабенко, ас.

Відповідальний за випуск

С.О.Вірич, доц., к.т.н.

Рецензент: В.Г.Нечепасєв, д.т.н., проф., зав. каф. «Основи проектування машин»

@ С.О.Вірич, М.О. Бабенко
Красноармійськ, КП ДонНТУ, 2011

ЗМІСТ

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт.....	4
Лабораторна робота №1.....	5
Лабораторна робота №2.....	9
Лабораторна робота №3.....	13
Лабораторна робота №4.....	20
Лабораторна робота №5.....	24
Лабораторна робота №6.....	29
Лабораторна робота №7.....	32
Лабораторна робота №8.....	36
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	41
ДОДАТКИ.....	42

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт

Надані методичні вказівки призначені для самостійної підготовки студентів, які навчаються за напрямком 6.050502 «Інженерна механіка», та для користування під час проведення лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Послідовність тематики практичних робіт відповідає змісту лекційного курсу з дисципліни, який вивчається на лекційних заняттях та під час самостійної підготовки. Самостійна робота студента є невід'ємною складовою навчального процесу. До самостійної роботи студента входить також підготовка до лабораторних занять.

У зв'язку з цим пропонується наступна послідовність підготовки до лабораторних занять з використанням наданого методичного посібника:

1. Самостійно проробити теоретичний матеріал з певної теми лабораторного заняття.
2. Якість засвоєння теоретичного матеріалу перевірити за питаннями до самоконтролю, які надаються наприкінці кожної лабораторної роботи.
3. Проаналізувати запропоновану послідовність виконання роботи та приклади можливих розрахунків.
4. Виконана лабораторна робота підлягає обов'язковому захисту.

Лабораторна робота №1

Тема. Складання кінематичної схеми та структурний аналіз плоских механізмів.

Мета. Оволодіння навичками складання кінематичних схем реальних механізмів, або моделей, проведення структурного аналізу отриманих механізмів.

Теоретичні основи

Кожна рухома деталь або група деталей, які утворюють одну жорстку рухома систему тіл, називається рухома ланкою механізму або машини. Рухоме з'єднання двох ланок, які взаємодіють, називається кінематичною парою. Всі механізми за розташуванням ланок у просторі розподіляються на плоскі та просторові. Структурний аналіз механізмів включає в себе: визначення ступеню рухомості механізму та його класу з зазначенням будови механізму.

Число ступенів вільності плоского механізму визначається за структурною формулою для плоских механізмів загального вигляду (формула Чебишева П.Л.):

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

Ступені вільності кінематичного ланцюга відносно стояка визначають кількість початкових ланок механізму.

Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами пар до інших ланок механізму не змінює його ступінь вільності і який не можна роз'єднати на простіші кінематичні ланцюги нульового ступеня вільності, називається структурною групою, або групою Ассура. Порядок структурної групи визначається кількістю елементів ланок, якими вони приєднуються до механізму. Клас структурної групи визначається кількістю кінематичних пар, що утворюють замкнений контур групи (таб.1).

Клас механізму визначається найвищим класом структурних груп, які входять до нього, та залежить від вибору початкових механізмів. Початковий механізм (механізм I класу) – це дволанковий механізм, що складається з ведучої (початкової) ланки та стійки.

Існує певний порядок проведення структурного аналізу механізмів.

1. Визначають число ступенів вільності механізму (або кінематичного ланцюга).
2. Ланки, які створюють зайві зв'язки і зайві ступені вільності, при структурному аналізі відкидають.
3. Якщо є кінематичні пари IV класу, то їх треба замінити парами V класу і окремо викреслити структурну схему замінного механізму.
4. Виділяють початкові ланки, кількість яких визначається числом ступенів вільності механізму (кінематичного ланцюга). Початкова ланка і стояк утворює механізм I класу.
5. Розбивають механізм на структурні групи. Відокремлення структурної групи частіше всього розпочинають з ланок і пар, найвіддаленіших від початкової ланки. Розпочинають зі спроби від'єднати від механізму групи II класу. Від'єднуючи структурні групи, треба перевірити число

ступенів вільності W тієї частини механізму, яка залишилась, при цьому W змінюватися не повинно. Групи відокремлюються до того часу, поки не залишаться одна початкова ланка і стояк (механізм I класу), якщо $W=1$, чи кілька початкових ланок, кількість яких дорівнює одержаному числу ступенів вільності. Якщо спроби відокремлення груп II класу не дадуть такого результату, треба переходити до спроб відокремлення груп III класу, потім IV тощо.

6. Визначають клас і порядок структурних груп і клас механізму.

7. Записують формулу будови механізму.

Порядок приєднання структурних груп (формулу побудови механізму) важливо знати для проведення кінематичного та силового аналізу.

Кінематична схема механізму – це умовне зображення механізму в масштабі.

Порядок проведення роботи


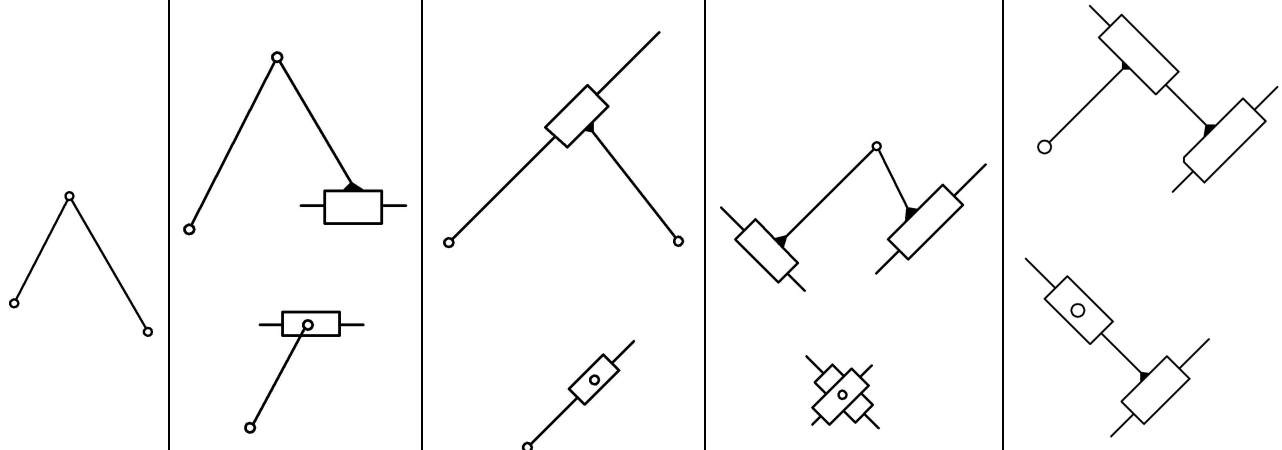
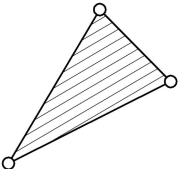
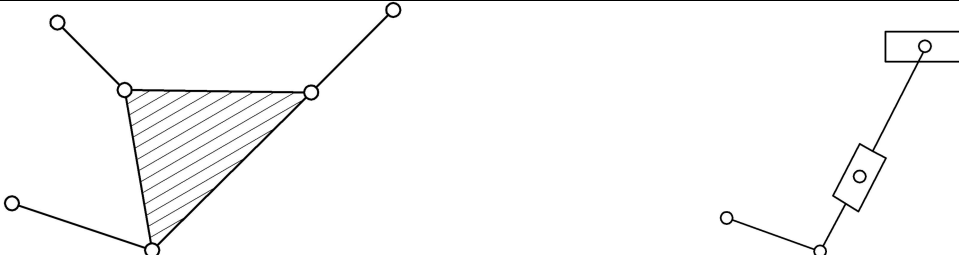
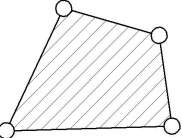
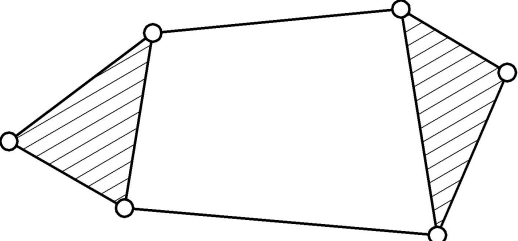
Побудувати кінематичні схеми реальних механізмів або їх моделей, користуючись наступною послідовністю:

1. Повільно обертаючи ведучу ланку, ознайомитись з роботою механізму, з характером абсолютного та відносного руху ланок.
2. З'ясувати, які кінематичні пари утворюють ланки, які взаємодіють (обертальні, поступальні).
3. За допомогою вимірювальних пристроїв визначити всі розміри ланок, необхідні для побудови кінематичної схеми.
4. У заданому масштабі побудувати ведучу ланку у положенні, при якому найбільш ефективно спостерігається відносно положення ланок.
5. Зобразити інші ланки механізму.
6. Пронумерувати ланки арабськими цифрами (нерухомі ланки рекомендується нумерувати цифрою 0), кінематичні пари позначити буквами.
7. Провести структурний аналіз механізму, за результатами якого заповнити бланк протоколу.

Лабораторну роботу можливо також виконувати, використовуючи програмні розробки, призначені для створення плоских механізмів за допомогою комп'ютера. З цією метою необхідно відмітити програму "ТММ. Кінематический анализ механизмов" версія 2.2, розроблену на кафедрі основ проектування машин ДонНТУ. Можливості програми:

- будувати та редагувати кінематичні схеми стержневих механізмів, які складаються з груп Ассура 2-го класу;
- будувати динамічний план положень механізму;
- виконувати кінематичний аналіз механізму;
- зберігати робочу область програми в графічному файлі.

Класифікація груп Ассура

Клас	Ознака	Схеми груп Ассура					Порядок
II							2
III							3
IV							2

ПРОТОКОЛ
звіту до лабораторної роботи №1

Студент _____ група _____

(назва механізму)

Рисунок 1 – Кінематична схема механізму

№ кінематичної пари	З яких ланок складається	У якій точці утворена	За характером відносного руху	За ступенем вільності

Ступінь рухомості механізму:

$W =$

Рисунок 2 – Групи Ассура

Формула структурної будови механізму:

Висновок:

Питання для самоконтролю

1. Які основні задачі дисципліни «Теорія механізмів і машин»?
2. Що таке ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, машина
3. Яка ланка називається вхідною, яка – вихідною?
4. За якими ознаками класифікують кінематичні пари?
5. Як класифікують кінематичні ланцюги?
6. Наведіть формули для визначення ступеня вільності плоских та просторових механізмів.
7. Яке практичне значення має ступінь вільності механізмів?
8. Як визначається клас, порядок структурної групи, клас механізму?
9. Які основні задачі синтезу механізмів?

Лабораторна робота №2

Тема. Побудова положень ланок механізму.

Мета. Оволодіння навичками побудови положень ланок механізму, використовуючи метод засічок.

Теоретичні основи

При кінематичному дослідженні механізмів розглядають рух їх ланок без врахування сил, що діють на них, тобто розглядають рух ланок з чисто геометричної точки зору, з урахуванням тільки чиннику часу. Основні задачі кінематичного дослідження такі:

1. Визначення положень ланок механізму, побудова траєкторій окремих його рухомих точок і знаходження переміщень окремих ланок.
2. Визначення швидкостей окремих точок і ланок механізму.
3. Визначення прискорень окремих точок і ланок механізму.

В результаті такого дослідження встановлюється відповідність кінематичних параметрів (переміщень, швидкостей і прискорень) заданим умовами роботи, а також одержують вихідні дані для виконання подальших розрахунків. Знання кінематичних параметрів потрібне для визначення динамічних сил (сил інерції, моментів сил інерції), кінетичної енергії, роботи, потужності, ККД механізму. Траєкторії окремих точок допомагають встановити картину взаємного положення ланок під час руху, усунути можливість їх співударів. Дані кінематичного дослідження дуже часто використовуються для розв'язання оберненої задачі – синтезу механізмів.

Існують чотири методи кінематичного дослідження механізмів: графічний, графоаналітичний, аналітичний та експериментальний.

При розв'язанні задач кінематики повинні бути задані кінематична схема механізму (розміри всіх ланок) та закон руху початкової ланки. Під кінематичною схемою механізму розуміють його умовне зображення в масштабі. Закон руху початкової ланки приймається, як правило, лінійним, тобто приймають кутову швидкість обертання кривошипа (або лінійну

швидкість повзуна) сталими. Крім цього, при кінематичному дослідженні механізмів роблять ще цілий ряд допущень(1-3), які дозволяють значно спростити розв'язування задач кінематики.

Побудова положень ланок механізму дозволяє отримати значення переміщень точок ланок механізму. Визначення переміщень вихідної ланки, наприклад, дозволяє провести кінематичний аналіз методом графічного диференціювання.

Побудову положень ланок механізму роздивимось на прикладі.

Приклад 2.1. Побудувати положення ланок шарнірного чотири ланкового механізму (рис.1), розміри ланок якого надані:

$$l_{AB}=0,05 \text{ м}, l_{BC}=0,26 \text{ м}, l_{CD}=0,14 \text{ м}, l_{AD}=0,24 \text{ м}, l_{BM}=0,12 \text{ м}.$$

Початкова ланка механізму – кривошип АВ, який обертається рівномірно проти годинникової стрілки, тобто, $\omega_1 = \text{const}$.

Розв'язок. Побудову положень ланок механізму здійснюють у такій послідовності.

1. Вибирають *масштаб побудови кінематичної схеми механізму*. Масштаб вибирають так, щоб одержати чіткий рисунок і найкраще використовувалось поле рисунку. Для цього, як правило, розглядають довжини відрізків, які зображають на рисунку найдовші ланки, і в залежності від їх довжини та формату паперу, на якому передбачається здійснити побудову, вибирають масштаб. Найдовшою ланкою механізму, яка в нашому випадку буде в основному визначати габарити рисунка, є шатун ВС. Приймаємо довжину відрізка, який зображає шатун на рисунку, $BC=130\text{мм}$. Тоді масштаб побудови знаходимо за формулою:

$$\mu_1 = \frac{l_{BC}}{BC} = \frac{0,26}{130} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}} \quad (2)$$

де l_{BC} - дійсна довжина ланки ВС яку вимірюють у метрах(м), BC – відрізок, який на рис.1. відображає цю ланку і вимірюється в міліметрах(мм).

2. Визначають довжини всіх інших відрізків, які відображають відповідні розміри механізму на рисунку:

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_1} = \frac{0,05}{0,002} = 25\text{мм}; \quad CD = \frac{l_{CD}}{\mu_1} = \frac{0,14}{0,002} = 70\text{мм};$$

$$AD = \frac{l_{AD}}{\mu_1} = \frac{0,24}{0,002} = 120\text{мм}; \quad AM = \frac{l_{AM}}{\mu_1} = \frac{0,12}{0,002} = 60\text{мм}.$$

3. Відмічаємо на рисунку положення нерухомих елементів кінематичних пар, у нашому випадку, центри шарнірів А і D, відклавши відрізок AD.

4. З точки А радіусом АВ проводимо *траєкторію точки В* (коло радіусом АВ), а з точки D радіусом CD – траєкторію точки С (дуга кола C_0C_6).

5. Знаходимо *крайні (мертві) положення механізму*. Коромисло займає крайнє праве положення(рис.1) тоді, коли кривошип АВ і шатун ВС витягнуться в одну лінію, а тому з точки А роблять дугову засічку на траєкторії точки С радіусом $R = AB+BC$, одержимо точку C_0 . Точка B_0 , яка визначає положення кривошипа у крайньому правому положенні механізму, знаходиться на перетині лінії AC_0 і

траєкторії точки В. З'єднавши точки C_0 і D прямою, побудуємо крайнє праве положення коромисла CD .

Друге (ліве) крайнє положення механізму буде у тому випадку, коли кривошип AB і шатун BC складаються в одну лінію B_6AC_6 , а тому, щоб знайти точку C_6 , проводимо з точки A дугу засічку на траєкторії точки C радіусом $R=BC-AB$. Точка B_6 , яка визначає положення кривошипа в крайньому лівому положенні, знаходиться на перетині лінії, що проходить через точки C_6 і A , з траєкторією точки B . З'єднавши точки C_6 і D прямою, побудуємо крайнє ліве положення коромисла CD . Кут $C_0DC_6=\beta_{max}$ визначає максимальний кут повороту коромисла CD , його часто називають кутом розмаху коромисла.

6. Будуємо положення початкової ланки – кривошипа AB . Положення механізму можна побудувати при будь-якому положенні кривошипа AB , заданого кутом φ_1 . Проте для зручності подальшої побудови діаграм переміщень, швидкостей і прискорень вихідної ланки механізму (коромисла CD) траєкторією точки B ділять на ряд рівних частин (на рис.1) поділена на 12 рівних частин) і за початкове (нульове) положення кривошипа приймають таке положення AB_0 , при якому коромисло CD займає одне з крайніх положень (на рис.1– крайнє праве положення DC_0).

Прийнявши за нульове положення кривошипа лінію AB_0 , ділимо траєкторію точки B на N рівних частин. Положення точки B позначаємо $0,1,2,\dots,N-1$ у напрямі обертання кривошипа.

7. Знаходимо положення шатуна BC і коромисла CD . Для цього необхідно у відповідних положеннях механізму з точки B_i , де $i=0,1,2,\dots,11$, провести радіусом BC дугу засічку на перетині з траєкторією точки C . З'єднавши точки B_i і C_i та C_i і D прямими, побудуємо положення шатуна BC і коромисла CD у відповідних положеннях механізму.

8. Будуємо траєкторію точки M . Для цього на стороні BC у всіх положеннях механізму відкладаємо з точки B_i відрізок B_iM_i , одержимо точки M_i , з'єднавши які плавною кривою, одержимо траєкторію точки M (шатунну криву).

Графічне зображення кінематичної схеми механізму, яке визначає взаємне розміщення його ланок при певному заданому значенні узагальненої координати φ_1 (положенню кривошипа AB), називають планом механізму.

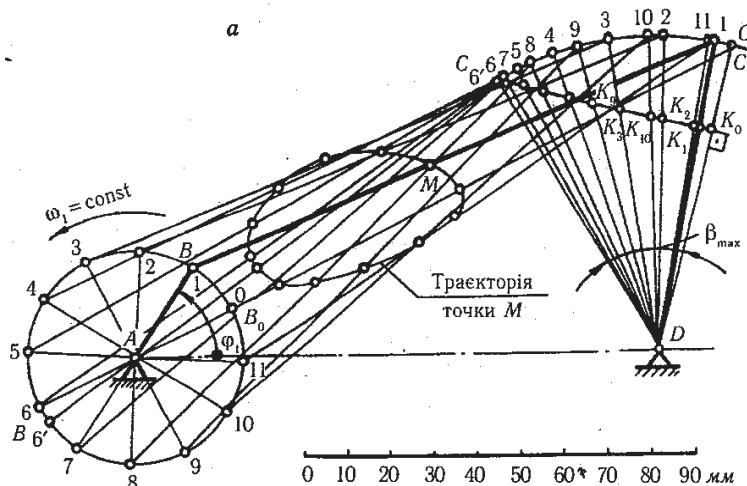


Рисунок 1 – Побудова 12 положень чотирьохланкового механізму

Порядок проведення роботи

1. Відповідно варіанту завдання (див. додаток А) побудувати 8 положень ланок механізму, використовуючи розрахований масштабний коефіцієнт. Побудову можливо виконувати як традиційними методами так і з використанням графічних комп'ютерних пакетів.
2. Результати розрахунків занести до бланку протоколу з лабораторної роботи.

ПРОТОКОЛ

звіту до лабораторної роботи №2
«Побудова положень ланок механізму»

Студент _____ група _____

_____ (варіант завдання)

Обчислення масштабного коефіцієнту:

Обчислення довжин ланок, які зображуються на кресленні:

Висновок:

До протоколу лабораторної роботи №2 обов'язково додається графічна частина з зображенням положень ланок механізму.

Питання для самоконтролю

1. Які основні задачі кінематичного дослідження?
2. З якою метою встановлюють траєкторії руху окремих точок механізму?
3. Які вихідні дані необхідні для розв'язання задач кінематики?
4. Як розраховується масштабний коефіцієнт при побудові кінематичної схеми механізму?
5. Надати визначення поняття «план механізму»?
6. Дати назву ланок механізму, обраного за варіантом завдань.

Лабораторна робота №3

Тема. Побудова картини евольвентного зубчастого зчеплення у торцевому перерізі.

Мета. Навчитися розраховувати основні геометричні параметри зубчастого зчеплення та отримати навички побудови картини евольвентного зубчастого зчеплення у торцевому перерізі за розрахованими геометричними параметрами.

Теоретичні основи

Зубчасті передачі є важливою складовою частиною більшості сучасних машин і багатьох приладів. Тому велике значення має їх грамотне проектування. Синтез зубчастої передачі полягає у правильному виборі вихідних параметрів та геометричному розрахунку передачі. У зубчастій передачі приймають участь два зубчастих колеса, менше з них називається шестернею.

Властивості зовнішнього евольвентного зачеплення найбільш наглядно можна пояснити на прикладі побудови картини зачеплення, тобто графічного зображення зубців, які знаходяться в зачепленні.

За даними обчислень будуємо початкові кола з центрами в точках O_1 і O_2 . Через точку їх дотику, тобто через полюс зачеплення P , проводимо лінію nn , яка складає кут α_w з перпендикуляром до міжосьової лінії O_1O_2 . Радіуси основних кіл знайдемо, опустивши на цю лінію перпендикуляри із точок O_1 і O_2 . Для контролю обчислень і побудови маємо формули:

$$r_{bu} = r_u \cos \alpha = 0,5mz_u \cos \alpha \quad (3)$$

$$r_{bk} = r_k \cos \alpha = 0,5mz_k \cos \alpha \quad (4)$$

Далі будуємо евольвентні профілі зубців, перекочуючи лінію nn спочатку по одному основному колу, а потім по другому. Евольвентні профілі зубців продовжуються до кіл вершин, радіуси яких знаходять за (5) після обчислення радіусів кіл впадин (6), тобто

$$r_{au} = a_w - r_{fk} - c^* m \quad (5)$$

$$r_{ak} = a_w - r_{fu} - c^* m \quad (6)$$

$$r_{fu} = 0,5mz_u - (h_a^* + c^* - x_u)m \quad (7)$$

$$r_{fk} = 0,5mz_k - (h_a^* + c^* - x_k)m \quad (8)$$

Контроль побудови: між колом вершин одного зубця і колом западин другого зубця повинен бути радіальний зазор, який дорівнює $0,25m$.

Точки a і b перетину кіл вершин зубців з лінією зачеплення $N_u N_k$ визначають активну лінію зачеплення, тобто ту частину лінії зачеплення, по якій при вибраних розмірах зубців переміщається точка контакту профілів зубців. **Активна ділянка** профілю зубця шестерні (відмічено двійною лінією з штриховкою) (рис. 2) розташовується від вершини зубця до точки перетину профілю з колом, проведеним із центра O_1 через точку a . Відповідно для зубчастого колеса необхідно провести коло із центру O_2 через точку b . **Переходні** (неробочі) ділянки профілю округлюються біля кола западин

радіусом $\approx 0,4m$, причому, якщо радіус основного кола більше радіуса кола впадин на величину більшу, чим $0,4m$, то додатково вводиться ділянка, окреслена по радіусу. Перехідні ділянки можна окреслювати і по другим кривим лініям при дотриманні обов'язкової умови, що вони не будуть приймати участі в зачепленні.

Після побудови однієї пари профілів будуються симетричні профілі кожного зубця з урахуванням того, що товщина зубця по ділильному колу $s = (0,5\pi + 2xtg\alpha)m$. Для визначення вісі симетрії зубця шестерні проводимо ділильне коло, радіус якого дорівнює $0,5mz$, і від точки перетину профілю зубця з цим колом відкладаємо дуги $s/2$. Аналогічно знаходимо вісь симетрії зуба зубчастого колеса.

Далі шляхом копіювання будуються ще декілька зубців, віддалених на відстанях, які дорівнюють кутовим крокам:

$$\tau_{ш} = \frac{2\pi}{z_{ш}}, \quad (9)$$

$$\tau_{к} = \frac{2\pi}{z_{к}} \quad (10)$$

Контроль графічних побудовань зубців полягає в тому, що точки дотику кожної пари зубців повинні лежати на лінії зачеплення $N_{ш}N_{к}$. Втім, графічне будівництво картини зачеплення має лише учбово-методичне значення. Для виконання робочих і складальних креслень достатньо визначення геометричних параметрів зубчастих коліс. Умовимось, що нарізування коліс проводиться інструментом рейкового типу. Параметри вихідного контуру: коефіцієнт висоти голівки $h_a^* = 1,0$; коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$, кут профілю $\alpha = 20^\circ$.

Приклад 3.1. Розрахунок і побудова геометричної картини зовнішнього евольвентного зачеплення зубчастих коліс, якщо $z_{ш} = 20$, $z_{к} = 24$, $m = 4$ мм, $\alpha = 20^\circ$ (рис.2).

1. Розрахунок геометричних параметрів зубчастих вінців коліс

Діаметр ділильного кола

$$\text{шестерні } d_{ш} = mz_{ш} = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм,}$$

$$\text{колеса } d_{к} = mz_{к} = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань

$$a = 0,5(d_{ш} + d_{к}) = 0,5(80 + 96) = 88 \text{ мм.}$$

Висота голівки зубця

$$h_a = m = 4 \text{ мм.}$$

Висота ніжки зубця

$$h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ мм.}$$

Повна висота зубця

$$h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ мм.}$$

Діаметр кола виступів:

$$\text{шестерні } d_{аш} = d_{ш} + 2m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм,}$$

$$\text{колеса} \quad d_{ак} = d_{к} + 2m = 96 + 2 \cdot 4 = 104 \text{ мм.}$$

Діаметр кола впадин:

$$\text{шестерні} \quad d_{fu} = d_{uu} - 2,5m = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70 \text{ мм,}$$

$$\text{колеса} \quad d_{fk} = d_{к} - 2,5m = 96 - 2,5 \cdot 4 = 86 \text{ мм.}$$

Діаметр основного кола

$$\text{шестерні} \quad d_{bu} = d_{uu} \cos \alpha = 80 \cdot \cos 20^\circ = 75,175 \text{ мм,}$$

$$\text{колеса} \quad d_{bk} = d_{к} \cos \alpha = 96 \cdot \cos 20^\circ = 90,21 \text{ мм.}$$

$$\text{Крок зачеплення} \quad p = \pi m = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ мм.}$$

Товщина зуба s і ширина впадини e

$$s = 0,5\pi m = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 4 = 6,283 \text{ мм}$$

$$e = 0,25m = 1$$

2. Побудова картини зачеплення.

Згідно з обчисленими параметрами зубчасте зачеплення будується у такій послідовності:

2.1. Для побудови масштаб обирається таким, щоб висота зубця на кресленні (формат А1) знаходилась в межах 30...60 мм. Тоді масштабний коефіцієнт лінійних розмірів буде:

$$\mu_l = \frac{h}{h_\mu} = \frac{9}{30} = 0,3, \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

де h - дійсна висота зубця; h_μ - висота зубця на кресленні.

2.2. Проводиться лінія центрів, де відмічаються центри колеса O_k і шестерні O_u на відстані

$$a_\mu = \frac{a}{\mu_l} = \frac{88}{0,3} = 293 \text{ мм.}$$

2.3. Згідно з масштабним μ_l із центрів O_k і O_u проводяться кола зубчастих коліс: основні, початкові (ділительні), виступів і впадин.

2.4. Крізь полюс P зачеплення слід провести перпендикуляр tt до лінії центрів $\overline{O_k O_u}$. Лінія зачеплення проводиться дотично до основних кіл, при цьому кут зачеплення α повинен дорівнювати 20° .

2.5. Із центрів O_k і O_u до лінії зачеплення \overline{nn} слід опустити перпендикуляри $\overline{O_k N_k}$ і $\overline{O_u N_u}$ (довжина цих перпендикулярів дорівнює радіусам основних кіл). Лінія $\overline{N_k N_u}$ зветься теоретичною лінією зачеплення. Частина лінії $\overline{N_k N_u}$, що відсікається колами виступів (точка a і b), зветься практичною, або активною лінією зачеплення.

2.6. Будуються евольвентні профілі пари сполучених зубців, що дотикаються один одного у полюсі P зачеплення. Нехай утворююча пряма np знаходиться у положенні, коли вона торкається основних кіл d_{bk} і d_{bu} у точках N_k і N_u . Для побудови евольвенти, яку описує точка P , слід поділити відрізок $N_k P$ на рівні частини (наприклад, на чотири частки) і відкласти на основному

колі d_{bk} від точки N_k дуги, що дорівнюють відповідним часткам відрізка $N_k P$: $\overset{\frown}{4'3'} = \overline{43}$, $\overset{\frown}{2'1'} = \overline{21}$ і т.д. (при малих центральних кутах дуги можна замінити хордами). Через знайдені точки поділення кола до неї проводять дотичні і відкладають на них відрізки, послідовно зменшуючи довжину кожного відрізка на одну частку. Наприклад, із точки $3'$ відкладається відрізок, що вміщує три частки, із точки $2'$ - дві частки і т.д. З'єднуємо кінці відкладених відрізків (точки $3'', 2''$ і т.д.), отримуємо евольвенту.

Для одержання продовження евольвенти на утворюючій прямій mn від точки N_k ліворуч відкладаються відрізки $\overline{45} = \overline{56}$ і т.д., а на колі d_{bk} - дуги $\overset{\frown}{4'5'}$, $\overset{\frown}{5'6'}$. Для одержання точок евольвенти із точки $5'$ проводиться дотична до основного кола, на якій відкладаються відрізки, що вміщують п'ять часток і т.д. Для спряженого зубця шестерні евольвентний профіль будується подібно.

Неевольвентна частина профілю зубців, тобто частина в межах від основного кола до кола впадин, окреслюється радіальними прямими, які сполучені у основі зубця з колом впадин радіусом $r = (0,25 \dots 0,4)m$.

Для побудови симетричного профілю зубця слід відкласти товщину зубця s вздовж дуги початкового кола, знайти її середину і провести вісь симетрії зубця. Далі за методом дзеркальної симетрії, або за допомогою шаблону будується другий профіль зуба. Побудова профілю сусідніх зубців виконується за допомогою шаблону, однак спочатку слід провести осьові лінії профілю зубців згідно з кутовим, або дуговим кроком.

2.7. Визначається активна (робоча) частина профілю зубця. Враховуючи, що у точці a починається зачеплення, тобто у ній контактує крайня точка зубця колеса, радіусом $\overline{O_u a}$ слід зробити зарубку на профілі зубця шестерні, яка визначить положення крайньої робочої частини зубця шестерні. Зарубка, яку слід зробити на профілі зубця колеса радіусом $\overline{O_k b}$, визначить крайню точку, що бере участь у зачепленні для колеса.

2.8. Визначається довжина дуги зачеплення вздовж початкового кола, в межах якого відбувається зачеплення зубців. Попередньо пунктиром проводять крізь точки a і b спряжені профілі у положенні початку і кінця зачеплення. Дуги cd і ef між положеннями відповідних профілей зубців на початку і в кінці зачеплення для кожного з коліс є шлях, вимірний вздовж початкового кола, який проходять зубці під час зачеплення однієї пари зубців. Ці дуги звуться дугами зачеплення.

Порядок проведення роботи

1. Згідно варіанту завдання (таб.2) розрахувати основні геометричні параметри евольвентного зчеплення (див. приклад).
2. За розрахованими геометричними параметрами зубчастого зчеплення побудувати картину евольвентного профілю зубчастого зачеплення.
3. Результати розрахунків занести до бланку протоколу з лабораторної роботи.

3. Що називають кроком і модулем зубчастої передачі?
4. Яке коло називають ділительним, як знаходять його діаметр, радіус?
5. Яка ланка профілю зуба вважається робочою?
6. Яку криву називають евольвентою?
7. Чому евольвент не зубчасте зчеплення має переважне застосування?
8. Що називають кутом зачеплення?

Таблиця 2

№ п\п	Число зубців шестерні $Z_{ш}$	Число зубців колеса $Z_{к}$	Модуль зачеплення m , мм
1	20	22	20
2	21	23	20
3	22	24	20
4	23	25	15
5	24	26	15
6	25	27	15
7	26	28	12
8	27	29	12
9	28	30	12
10	29	31	10
11	30	32	10
12	31	33	10
13	32	34	8
14	33	35	8
15	34	36	8
16	20	24	20
17	21	25	20
18	22	26	20
19	23	27	15
20	24	28	15

ПРОТОКОЛ
звіту до лабораторної роботи №3

Студент _____ група _____

1. Діаметр ділильного кола
 шестерні $d_{ш} = mz_{ш} =$ мм,
 колеса $d_{к} = mz_{к} =$ мм.
2. Міжосьова відстань
 $a = 0,5(d_{ш} + d_{к}) =$ мм.
3. Висота голівки зубця
 $h_a = m =$ мм.
4. Висота ніжки зубця
 $h_f = 1,25m =$ мм.
5. Повна висота зубця
 $h = h_a + h_f =$ мм.
6. Діаметр кола виступів:
 шестерні $d_{аш} = d_{ш} + 2m =$ мм,
 колеса $d_{ак} = d_{к} + 2m =$ мм.
7. Діаметр кола впадин:
 шестерні $d_{фш} = d_{ш} - 2,5m =$ мм,
 колеса $d_{фк} = d_{к} - 2,5m =$ мм.
8. Діаметр основного кола
 шестерні $d_{бш} = d_{ш} \cos \alpha = 80 \cdot \cos 20^\circ =$ мм,
 колеса $d_{бк} = d_{к} \cos \alpha = 96 \cdot \cos 20^\circ =$ мм.
9. Крок зачеплення $p = \pi m = \pi \cdot 4 =$ мм.
10. Товщина зуба s і ширина впадини e
 $s = 0,5\pi m =$ мм
 $e = 0,25m =$ мм
11. $\mu_l = \frac{h}{h_\mu} =$ $\frac{мм}{мм}$
12. $a_\mu = \frac{a}{\mu_l} =$ мм.

Висновок:

До протоколу лабораторної роботи №3 обов'язково додається графічна частина з зображенням евольвентного профілю зубчастого зачеплення.

Лабораторна робота №4

Тема. Складання кінематичних схем зубчастих механізмів. Визначення передавального відношення багатоланкових зубчастих механізмів.

Мета. Оволодіння навичками складання кінематичних схем зубчастих механізмів за реальними механізмами, або їх моделями; закріплення знань стосовно визначення передавального відношення багатоланкових зубчастих механізмів.

Теоретичні основи

Передавальним відношенням U_{A-B} від ланки «А» до ланки «В» називається відношення кутової швидкості ланки «А» до кутової швидкості ланки «В»: $U_{A-B} = \omega_A / \omega_B$.

Можливих напрямів кутових швидкостей два, тому їх можна представити знаками «+» і «-». Позитивною звичайно вважається кутова швидкість, направлена проти ходу годинникової стрілки. В просторових передачах кутові швидкості ланок можуть мати незліченну безліч напрямів, тому двома знаками їх представити неможливо.

Передавальне відношення зубчастих передач можна виразити також через відносини чисел зубчастих коліс, початкових радіусів, частот обертання.

Наприклад:

$$U_{1-2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} = \pm \frac{r_{\omega_2}}{r_{\omega_1}} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (11)$$

де U_{1-2} - передавальне відношення від колеса 1 до колеса 2;
 Z - число зубів;
 r_{ω} - радіус початкового кола;
 n - частота обертання.

Розглянемо розрахунок передавальних відносин для деяких простих зубчастих механізмів.

- 1) Для передачі, що складається з двох циліндрових коліс (рис. 3 і рис. 4) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (12)$$

знак «плюс» відноситься до внутрішньої передачі.

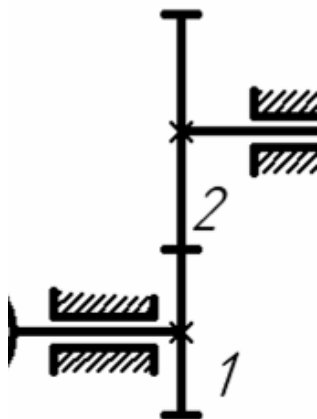


Рисунок 3

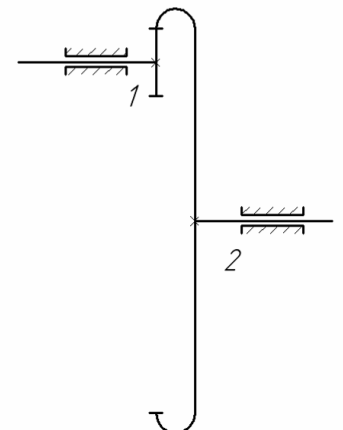


Рисунок 4

Для східчастого ряду коліс (рис. 5) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-n} = U_{1-2} \cdot U_{3-4} \cdot U_{(n-1)'_n} = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \dots Z_n}{Z_1 \cdot Z_3 \dots Z_{(n-1)'}} (-1)^p. \quad (13)$$

3) Для послідовного (паразитного) ряду коліс (рис. 6) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-n} = \frac{Z_n}{Z_1} (-1)^p, \quad (14)$$

де p - число зубчастих пар із зовнішнім зчепленням;

n - число зубчастих коліс (або осей).

З формули (14) видно, що передавальне відношення послідовного ряду не залежить від числа зубів «паразитного колеса».

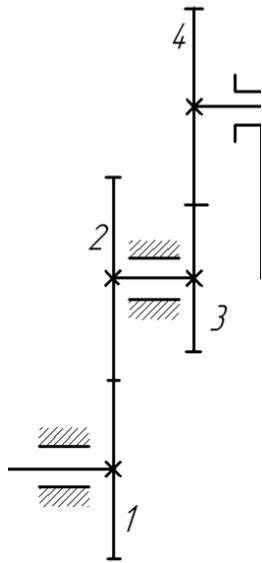


Рисунок 5

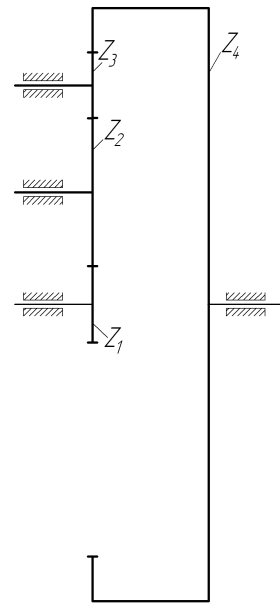


Рисунок 6

4) Передавальне відношення черв'ячної передачі (рис. 7) визначається за формулою:

$$U_{z-k} = \frac{Z_k}{Z_z}, \quad (15)$$

де U_{z-k} - передавальне відношення від черв'яка до колеса;

Z_k - число зубів черв'ячного колеса;

Z_z - число заходів черв'яка.

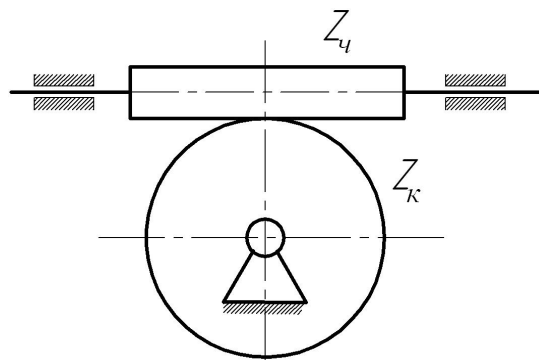


Рисунок 7

- 5) Передавальне відношення зовнішньої конічної передачі (рис.8) визначається за формулою:

$$U_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (16)$$

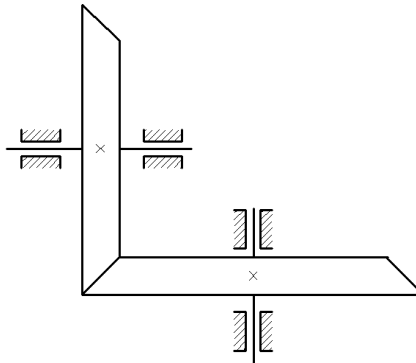


Рисунок 8

- 2) Передавальне відношення U_{1-n} простої планетарної передачі (рис.9) від ведучого колеса 1 до водила Н визначається за формулою:

$$U_{1-n} = 1 - U_{1-3}^{(n)} \quad (17)$$

Символ $U_{1-3}^{(n)}$ позначає передавальне відношення від першого колеса до закріпленого третього колеса в їх відносному русі по відношенню до водила Н. Для підрахунку передавального відношення $U_{1-3}^{(n)}$ потрібно припустити, що водило нерухомо, а колесо 3 отримало можливість обертатися навкруги своєї осі. Тоді колеса утворюють звичайний східчастий ряд коліс, тобто такий східчастий ряд, в якому осі обертання першого і останнього коліс лежать на одній прямій. Для цього ряду передавальне відношення визначається по формулі (13). Застосовуючи цю формулу до даного механізму (рис. 9) маємо:

$$U_{1-3}^{(n)} = \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} (-1)^p, \quad p = 2 \quad (18)$$

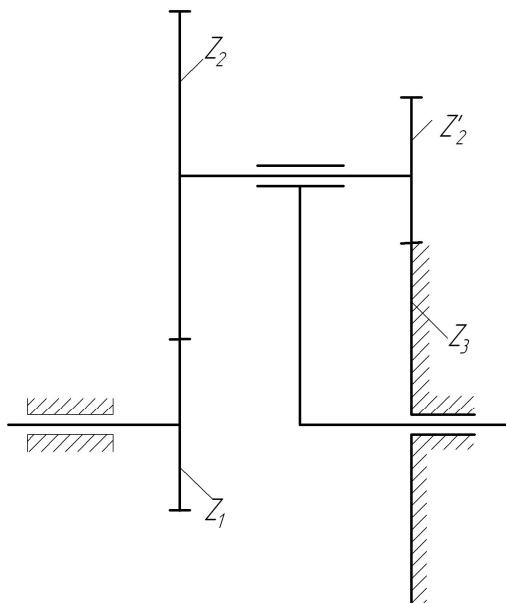


Рисунок 9

Передавальне відношення $U_{1-3}^{(n)}$ в даному випадку позитивно, оскільки колеса східчастого ряду утворюють два зовнішніх зачеплення, і тому при нерухомому водилі Н колеса 1 і 3 обертаються в одному напрямі.

$$U_{1-n} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} \quad (19)$$

Якщо багатоланкова зубчаста передача складається з декількох послідовно сполучених простих зубчастих передач, то загальне передавальне відношення багатоланкової передачі виходить перемножуванням передавальних відносин передач, що входять до її складу.

ПРОТОКОЛ
звіту до лабораторної роботи №4

Студент _____ група _____

Рисунок 1 – Кінематична схема багатоланкового зубчастого механізму

Рисунок 2 – Схеми простих зубчастих механізмів, які входять до складу багатоланкового зубчастого механізму

1. Визначення передавальних відношень простих механізмів:
2. Визначення передавального відношення всього багатоланкового механізму:

Висновок:

Питання для самоконтролю

1. Яка існує класифікація передач?
2. Назвіть передачі зчепленням.
3. Наведіть приклади застосування зубчастих передач.
4. Що таке передаточне відношення?
5. Як визначається знак передаточного відношення?
6. Які механізми називаються планетарними?
7. Запишіть формули визначення передаточного відношення через геометричні та кінематичні показники.
8. Особливості визначення передаточного відношення планетарних механізмів аналітичним методом.

Лабораторна робота №5

Тема. Побудова евольвентних профілів зубців методом огинання (обкочування).

Мета. Побудова методом обкочування евольвентних профілів зубців нульових та позитивних коліс з числом зубців меншим 17.

Теоретичні основи

У техніці широко застосовується нарізування зубців зубчастих коліс інструментом рейкового типу (інструментальною рейкою, черв'ячної фрезою) за методом обкатки.

Процес виготовлення зубчастих коліс інструментальною рейкою (рис. 10) за методом обкатки полягає в тому, що рейка, перекочуючись без ковзання середньої (модульної) прямої або однієї з ділильних прямих, паралельних модульній або одній з ділильних прямих, паралельних модульній, по ділильному колу ($d=mz$) колеса (рух обкатки), здійснює одночасно швидкі зворотно-поступальні рухи уздовж осі колеса, знімаючи при цьому стружку. Ділильне коло колеса і ділильна пряма рейки, яка перекочується без ковзання по ділильному колу, є початковими колом та прямою при зачепленні оброблюваного колеса та інструментальної рейки.

Колесо називається нульовим, якщо в процесі його виготовлення по ділильному колу котиться середня (модульна) пряма рейки. Якщо ж рейка відсунута від центру колеса (позитивний зсув) на деяку відстань b , то по ділильному колу котитиметься ділильна пряма рейки, розташована ближче до прямої виступів рейки. Зсув b рейки виражається через модуль m зачеплення за допомогою коефіцієнта зсуву ξ :

$$b = \xi m \quad (20)$$

Зубчасті колеса, виготовлені при позитивному зсуві рейки, називаються позитивними. Слід зауважити, що позитивне зміщення збільшує товщину зуба на ділильному колі і величини діаметрів кіл западин і виступів, але зменшує товщину зуба на колі виступів.

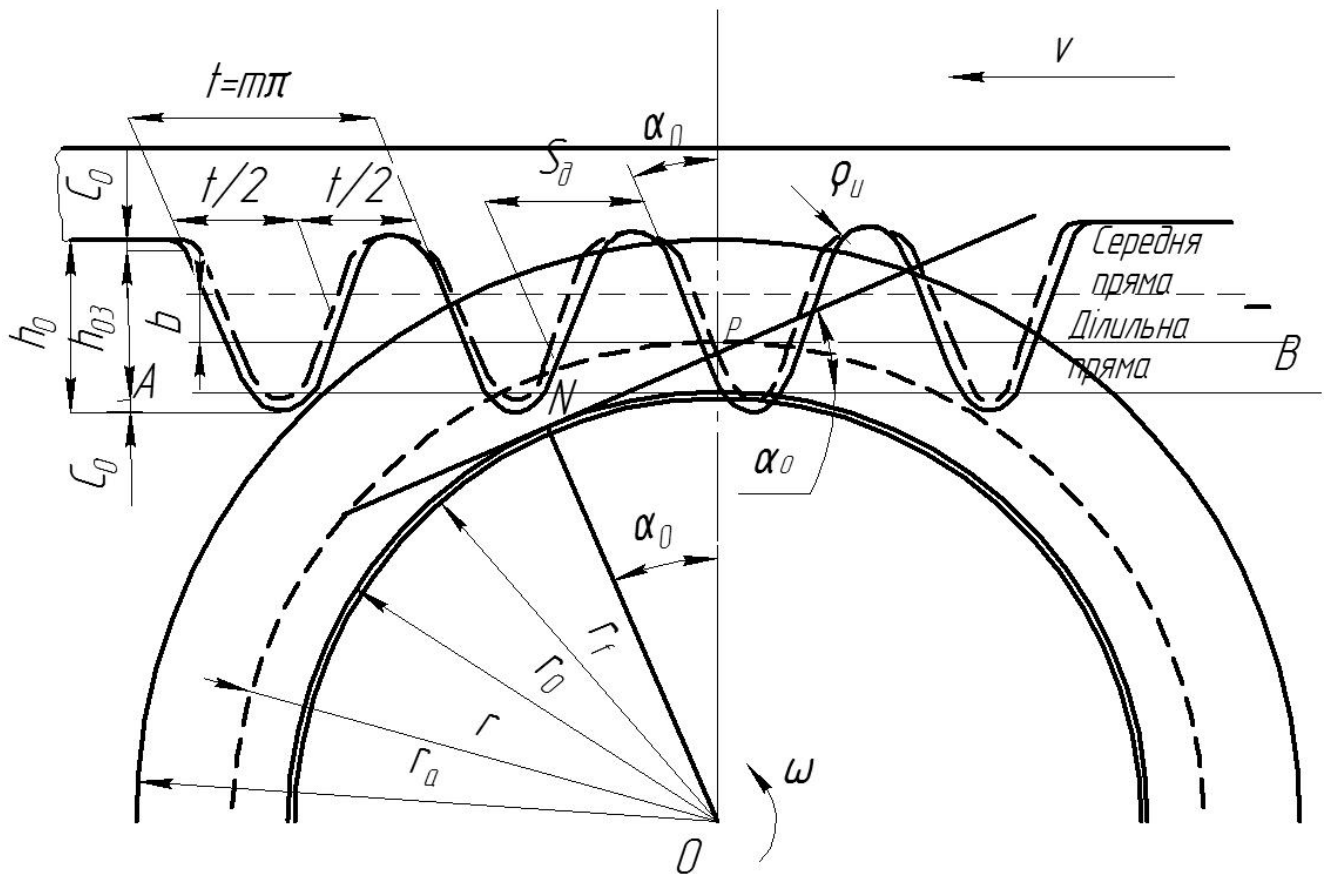


Рисунок 10

З курсу відомо, що у нульових коліс, що мають число зубців менше 17, зубці виявляються підрізаними біля основи, що зменшує їх міцність. Для усунення підрізання потрібно відсунути (змістити) рейку від центру колеса на відстань (зсув), яке визначається за допомогою коефіцієнта зсуву $\xi_{подр}$, який розраховується за формулою

$$\xi_{подр} = \frac{17-z}{17} \quad (21)$$

де z - число зубців колеса, що нарізується.

Після цього необхідне зміщення визначається за формулою (21).

Опис прибору ТММ-42. Основними частинами приладу є жорстко з'єднані диски 1 та 2 і зубчаста рейка 3; змонтовані на загальній плиті 12. Диски 1 і 2 можуть обертатися в процесі креслення зубців навколо нерухомої осі. Діаметр нижнього диска дорівнює діаметру ділильного кола колеса, що нарізується. Зубчаста рейка 3 розташована з невеликим зазором над верхнім диском 1 і закріплена гвинтами 6 на каретці 5, яка може переміщатися вліво і вправо в направляючих плити 12. На рейці нанесена риска 13, що зображає середню лінію (модульну пряму) рейки, а також вигравіровані значення модуля зачеплення m , профільного кута (кута зачеплення) $\alpha=20^\circ$ рейки і діаметра d_0 ділильного кола колеса, що «нарізується». Кінематичний зв'язок між рейкою і заготівкою, необхідний для здійснення руху обкатки під час креслення зубів, забезпечується струною 4, охоплює диск 2 по всьому колу. Струна правим кінцем прикріплена до каретки, а лівим - до захвату, з'єданого з кареткою, який за допомогою ексцентрикового механізму з рукояткою 11 може

створювати на тяжіння цієї струни. Прямолінійна ланка струни розташована уздовж горизонтального ребра планки 16, з'єднаної з кареткою.

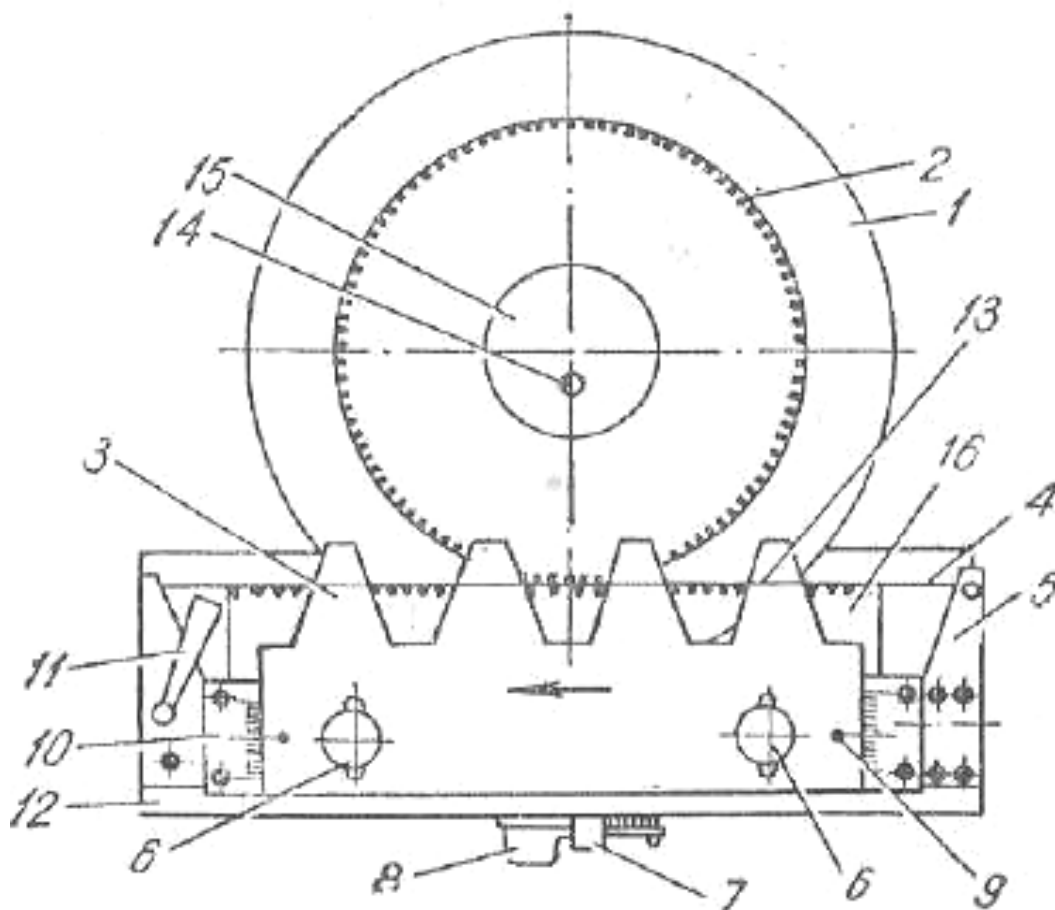


Рисунок 11

Рейка і диски приводяться до руху вручну шляхом натискання на важіль 8 храпового механізму. При кожному натисканні на важіль 8, робоча собачка храпового механізму пересуває рейку на 4-5 мм вліво. При цьому, завдяки наявності натягнутої струни 4, здійснюється перекочування без ковзання кола диска 2 (що збігається з ділильним колом) по горизонтальному ребру планки 16, збігається з ділильної прямої рейки. При звільненні важеля замикаюча собачка надійно фіксує рейку.

У приладі передбачена можливість переміщення рейки вліво і вправо. Для цього необхідно натиснути плоску пружину 7, яка виведе з зачеплення з кареткою обидві собачки. Послабивши гвинти 6, можна змінити відстань рейки від центру заготовки, а потім закріпити її тими ж гвинтами в положенні, визначеному зміщенням b , яке відраховується за шкалами 10.

Комплект приладів ТММ-42 включає 15 варіантів, що відрізняються один від одного модулем зачеплення m або числом зубів z колеса, що нарізується.

Прилади і приладдя:

- 1) прилад ТММ-42;
- 2) заготовля зубчастого колеса з креслярського паперу;
- 3) циркуль;
- 4) металева лінійка з міліметровими поділками;
- 5) бланк протоколу.

Порядок проведення роботи

1. Ознайомитися з пристроєм і принципом дії приладу ТММ-42.
2. Накласти на верхній диск паперову заготовку, діаметр якої зазначений на прозорому диску приладу, і закріпити його накладкою 15 за допомогою гвинта 14.
3. Встановити рейку так, щоб її індекси 9 знаходилися проти нульових поділок шкал 10.
4. Натиснути пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє праве положення.
5. Плавнo натиснути вниз до упору важіль 8 і, після переміщення рейки вліво до зупинки, окреслити на заготівлі контур зубців рейки. Так повторювати до тих пір, поки рейка займе крайнє ліве положення, а на заготівці вийде 2-3 зуба нульового колеса.
6. Послабити рукояткою 9 натяг струни 4 і повернути диск із заготівкою на 180° , після чого знову створити необхідний натяг струни тієї ж рукояткою.
7. Визначити число зубців колеса, що «нарізується» за формулою:
$$z = \frac{d_d}{m}.$$
8. Визначити за формулою (21) величину мінімального коефіцієнта зсуву рейки $\xi_{подр}$, що забезпечує усунення підрізання зубів.
9. Визначити за формулою (20) величину зсуву b рейки.
10. Змістити рейку від осі заготівки колеса на величину b , користуючись шкалами 10, та закріпити її гвинтами 6.
11. Натиснути на пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє праве положення.
12. Викреслити два-три зубця позитивного колеса, користуючись вказівками в пункті 5.
13. Зняти паперову заготовку з диска.
14. Обчислити за формулами, зазначеними у бланку протоколу, параметри нульового і позитивного коліс.
15. Нанести на заготовку за обчисленими в п. 14 значеннями діаметрів ділильне, основне, кола, кола западин і виступів нульового і позитивного коліс.
16. Порівняти на заготівці за допомогою вимірювача товщини зубів по хорді ділильного кола, а також діаметри кіл западин і виступів нульового і позитивного коліс.
17. Оформити виконану роботу протоколом і прикласти до нього ескіз з накресленими на лабораторній роботі профілями зубців коліс, на якому вказати основні геометричні параметри зубчастого колеса.

Питання для самоконтролю

1. Дати визначення евольвенти.
2. Назвати можливі профілі зубців зубчастих коліс.

3. У чому переваги евольвентного зчеплення у порівнянні зх. іншими?
4. Перелічити основні геометричні характеристики зубчастих коліс.
5. Що таке модуль зубчастого зчеплення?
6. Як можна визначити число зубців зубчастого колеса?
7. Яке зчеплення називають корегованим?
8. Які існують види корегування?
9. З якою метою застосовують корегування зубців?

ПРОТОКОЛ
звіту до лабораторної роботи №5

Студент _____ група _____

1. Вихідні дані приладу:

1.1 Модуль рейки $m =$ _____ мм.

1.2 Кут профілю рейки $\alpha = 20^{\circ}$

1.3 Діаметр ділительного кола $d_g =$ _____ мм

2. Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс:

Найменування	Нульове колесо		Кореговане колесо	
	розрахункова формула	розмір, мм	розрахункова формула	розміри колеса з коефіцієнтами корегування
Число зубців колеса	$z = \frac{d_g}{m}$		$z = \frac{d_g}{m}$	
Діаметр основного кола	$d_0 = d_0 \cos \alpha_0$		$d_0 = d_0 \cos \alpha_0$	
Діаметр кола западин	$d_f = m(z - 2,5)$		$d_f = m(z - 2,5)$	
Діаметр кола виступів	$d_a = m(z + 2)$		$d_a = m(z + 2)$	
Крок зчеплення	$t = \pi m$		$t = \pi m$	
Товщина зубця по ділительному колу	$S_d = \frac{\pi m}{2}$		$S_d = \frac{\pi m}{2} + 2xtg\alpha_0$	

Висновок:

До протоколу лабораторної роботи №5 обов'язково додається графічна частина з зображенням нульового та корегованого зубчастих коліс із нанесеними геометричними параметрами.

Лабораторна робота №6

Тема. Визначення основних параметрів циліндрових прямозубих евольвентних коліс нульового зовнішнього зачеплення.

Мета. Отримати навички з визначення дослідним шляхом основних параметрів циліндрового прямозубого колеса нульового зовнішнього евольвентного зачеплення.

Теоретичні основи

Основними параметрами циліндрового прямозубого колеса нульового евольвентного зачеплення є: число зубців z , кут зачеплення α , рівний профільному куту рейки, і модуль зачеплення m .

Знаючи основні параметри колеса, можна визначити такі його розміри: крок зачеплення t , діаметр ділительного кола d , діаметр кола виступів d_a , діаметр кола западин d_f , діаметр основного кола d_b , висоту зуба h , висоту голівки зуба h_α і висоту ніжки зуба h_f . Число зубців колеса знаходиться безпосереднім підрахунком. Кут зачеплення α для нормального колеса рівний 20° . Модуль зачеплення можна визначити, виходячи з наступних властивостей евольвенти (рис.12): а) загальна нормаль NN до різнойменних (правому і лівому) евольвентних профілів двох зубців зубчастого колеса стосується основного кола колеса; б) довжина відрізка AC загальної нормалі NN дорівнює довжині дуги A_0C_0 основного кола.

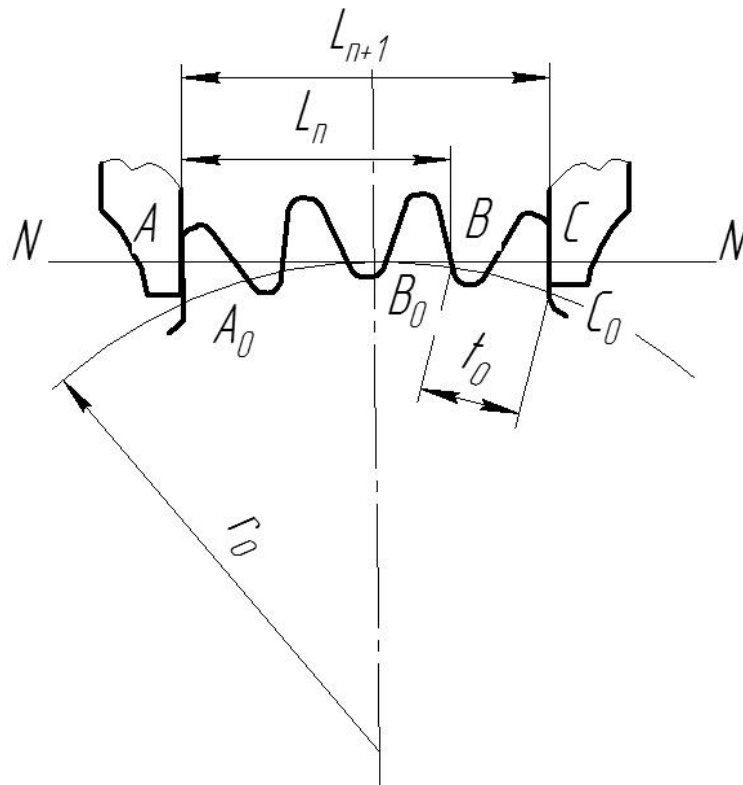


Рисунок 12

Звідси витікає, що, охопивши губками штангенциркуля спочатку n , а потім $n+1$ зубців колеса, ми вимірюємо відрізки L_n і L_{n+1} які дорівнюють відповідно дугам A_0B_0 і A_0C_0 основного кола. Очевидно, різниця цих дуг дорівнює кроку t_0 на основному колі. Отже,

$$t_0 = L_{n+1} - L_n \quad (22)$$

З іншого боку,

$$t_0 = t \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \quad (23)$$

Звідси

$$m = \frac{t_0}{\pi \cdot \cos \alpha} = \frac{L_{n+1} - L_n}{\pi \cdot \cos 20^\circ} \quad (24)$$

Для того щоб при установці штангенциркуля на колесі його губки торкалися профілів зубців неодмінно на евольвентній ділянці, число зубів n , яке підлягає обхвату, необхідно вибирати залежно від загального числа зубців z на колесі по приведеній нижче таблиці 3.

Таблиця 3

z	12÷18	19÷27	28÷36	37÷45	46÷54	55÷63	64÷72	73÷81
n	2	3	4	5	6	7	8	9

В порядку контролю модуль зачеплення можна повторно визначити за формулою :

$$d_a = m' \cdot (z + 2) \quad (25)$$

де d_a – діаметр кола виступів колеса. Звідси:

$$m' = \frac{d_a}{z + 2} \quad (26)$$

Внаслідок неточностей виготовлення колеса та виконаного обмірювання, значення m і m' , підраховані за формулами (24) та (26), можуть незначно відрізнятись один від одного. Тому потрібно визначити середнє значення модуля зачеплення за формулою

$$m_{cp} = \frac{m + m'}{2} \quad (27)$$

і порівняти його із значенням модуля за ОСТ 1597.

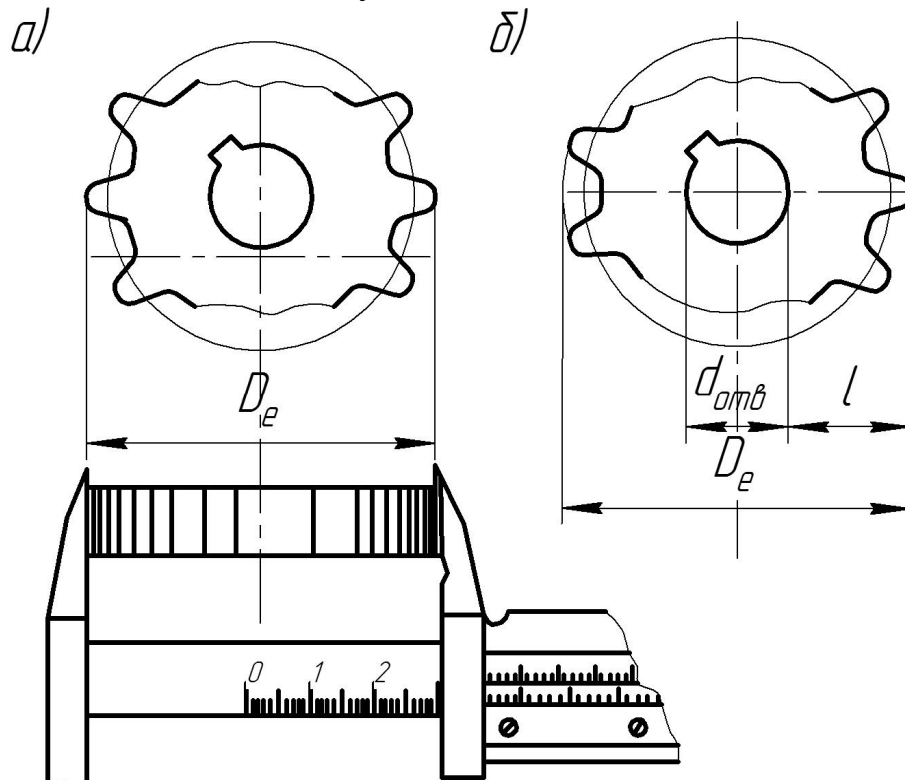


Рисунок 13

За остаточне приймається те стандартне значення модуля, що ближче всього до середнього значення. Величину діаметра кола виступів d_a , яка підставляється у формулу (45), можна або безпосередньо виміряти штангенциркулем, якщо число зубців колеса парне (рис. 13,а), або визначити за формулою:

$$d_a = d_{oms} + 2 \cdot l \quad (28)$$

Якщо число зубців непарне, то необхідно попередньо виміряти діаметр отвору маточини колеса та радіальну відстань l від поверхні отвору до вершини зуба (рис. 13,б). Для проведення роботи необхідно мати набір прямозубих циліндричних коліс зовнішнього нормального зачеплення і штангенциркуль (бажано з точністю відліку по ноніусу $0,02 \div 0,05$ мм).

Порядок проведення роботи

1. Підрахувати число зубців зубчастого колеса z .
 2. Визначити за таблицею число зубців n , при охопленні якого штангенциркулем губки доторкуватимуся профілів на евольвентних ділянках.
 3. Виміряти 3 рази штангенциркулем довжини відрізків L_n і L_{n+1} загальної нормалі NN і підрахувати їх середні значення.
 4. Визначити модуль зачеплення m за формулою (24).
 5. Визначити три рази діаметр кола виступів d_a :
 - а) безпосереднім виміром, якщо число зубів парне;
 - б) за формулою (28), попередньо вимірявши d_{oms} і l , якщо кількість зубців непарна.
- Підрахувати середнє значення d_a .
6. Провести перевірочний розрахунок модуля зчеплення m' за формулою (26).
 7. Визначити середнє значення модуля m_{cp} за формулою (27).
 8. Звірити середнє значення модуля m_{cp} з ОСТ 1597 та округлити його до найближчого стандартного значення.
 9. Заповнити бланк протоколу.

Питання для самоконтролю

1. Надати визначення поняття «ділильне коло зубчастого колеса».
2. Надати визначення поняття «коло виступів».
3. Надати визначення поняття «коло западин».
4. Надати визначення поняття «крок зчеплення».
5. Перелічити основні геометричні характеристики зубчастого зчеплення.
6. Навести формулу розрахунку діаметру ділильного кола.
7. Навести формулу розрахунку висоти зуба, висоти ніжки зуба, висоти голівки зуба.
8. Навести формулу розрахунку діаметру кола виступів.
9. Навести формулу розрахунку діаметру кола западин.

ПРОТОКОЛ
звіту до лабораторної роботи №6

Студент _____ група _____

1. Число зубців: $z=$
2. Визначене за таблицею число зубців n , при охопленні якого штангенциркулем губки доторкуватимуся профілів на евольвентних ділянках: $n=$

3. $L_{n1} =$ мм, $L_{n2} =$ мм, $L_{n3} =$ мм, $L_{nсер} =$ мм

$L_{n+1(1)} =$ мм, $L_{n+1(2)} =$ мм, $L_{n+1(3)} =$ мм, $L_{n+1(сер)} =$ мм

4. Визначення модулю зачеплення $m = \frac{t_0}{\pi \cdot \cos \alpha} = \frac{L_{n+1} - L_n}{\pi \cdot \cos 20^\circ} =$

5. Визначення діаметру кола виступів (виміряти три рази)

$d_{a1} =$ мм, $d_{a2} =$ мм, $d_{a3} =$ мм, $d_{aсер} =$ мм

6. Перевірочний розрахунок модуля зчеплення m' : $m' = \frac{d_a}{z+2} =$ мм

7. Визначення середнього значення модуля $m_{сер}$: $m_{сер} = \frac{m + m'}{2} =$ мм

8. Найближче стандартного значення модулю згідно ОСТ:

Висновок:

Лабораторна робота №7

Тема. Експериментальне дослідження плоского кулачкового механізму з роликівим штовхачем.

Мета. Ознайомитись з практичними прийомами кінематичного аналізу кулачкового механізму, який задано фізичною моделлю.

Теоретичні основи

Механізм, до складу якого входить деталь кулачок 1 (рис.14,а), називається кулачковим. Кулачком називається ланка, яка має елемент вищої пари, виготовлений у вигляді поверхні змінної кривизни. Він торкається ролика 2, утворюючи з ним вищу пару А. За формою кулачок нагадує стиснутий кулак

людини. Постійне торкання елементів вищої пари забезпечується пружиною, яка розміщується між стійкою 4 і вихідною ланкою 3 (штовхач). Якщо вихідна ланка здійснює обертальний рух, то вона називається коромислом (рис.14,б).

Різноманітність форм, яку можна надати кулачку, визначає надзвичайну різноманітність перетворень руху кулачкових механізмів.

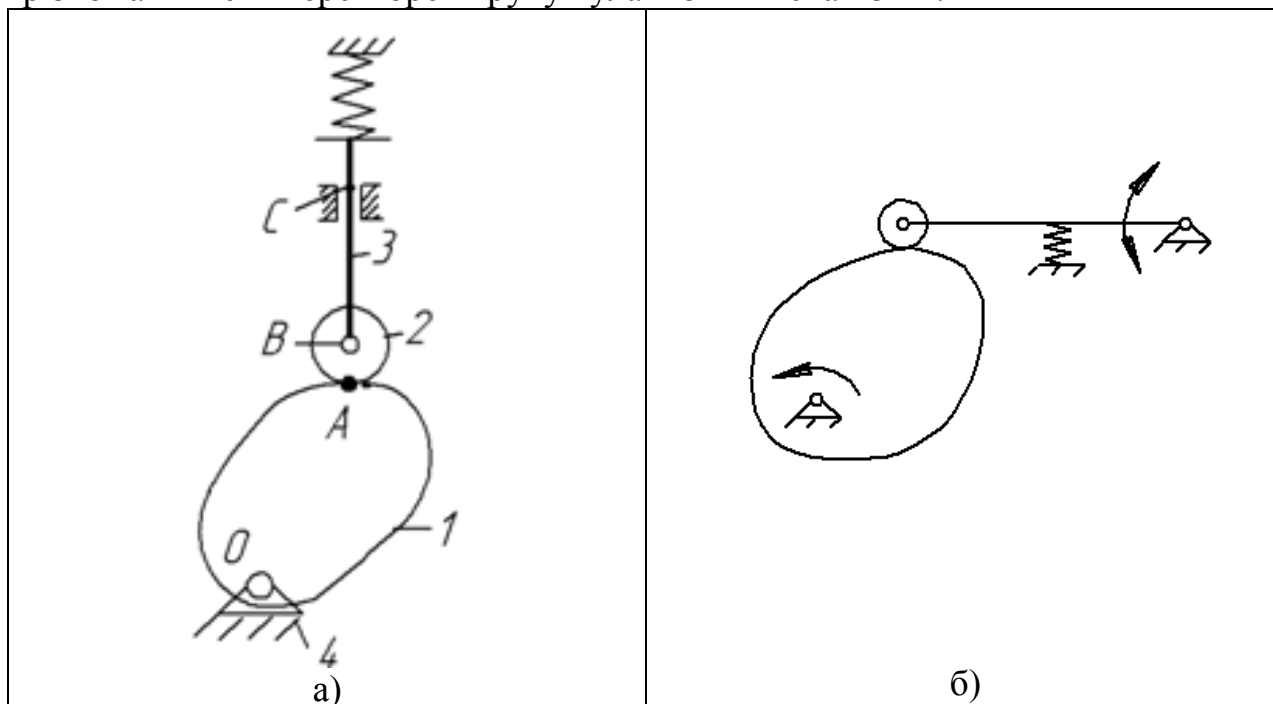


Рисунок 14 – Кулачковий механізм із вихідною ланкою: а) штовхач; б) коромисло

Постійне торкання ланок у вищій парі забезпечується силовим, або геометричним замкненням. При **силовому** замкненні (рис. 14, а, б) постійне притискання ланок відбувається під дією пружини, сили ваги і т.д. При **геометричному** замкненні можливість віддалення однієї ланки від другої унеможлиблюється введенням допоміжної (залишкової) в'язі, яка не накладає нових обмежень на відносний рух ланок. Одним із розповсюджених способів геометричного замкнення є застосування пазового кулачка.

Опис установки. Експериментальна установка являє собою плоский кулачковий механізм з обертним кулачком і штовхачем, що поступально рухається (рис. 15). Провідну ланку - кулачок 1 - нерухомо насаджено на вісь 2, яка спирається на підшипник 3. Для фіксації кута повороту кулачка встановлений лімб 4. Штовхач 6 притискається до кулачка пружиною 9, завдяки чому здійснюється силове замикання штовхача і кулачка. Для зменшення тертя штовхач забезпечений роликком 5, який котиться з профільної поверхні кулачка під час обертання останнього. Переміщення штовхача вказується стрілкою 7 по мірній лінійці 8. Вся установка змонтована на станині 10.

Порядок проведення роботи

1. Встановити механізм в початкове положення, при якому штовхач знаходиться в положенні, відповідному початку видалення його від центру кулачка.

2. Поступово повертаючи кулачок навколо осі, зробити повний оборот, фіксуючи при цьому через кожну 1/18 частину обороту (20°) переміщення штовхача.

3. Вважаючи обертання кулачка рівномірним і задавшись певним числом n оборотів кулачка в хвилину, побудувати в прямокутній системі координат графік ($s-t$), для чого відкласти по осі абсцис від початку координат відрізок x мм, що зображає у масштабі μ_t час одного обороту кулачка. Тоді $\mu_t = \frac{60 \text{ сек}}{n x \text{ мм}}$.

Відрізок x розділити на 18 рівних частин. Крапки розподілу пронумерувати, починаючи нумерацію з нуля. З точок поділу провести вертикальні лінії, на яких відкласти відрізки y_i , які зображують у вибраному масштабі μ_s відповідні переміщення штовхача S_i .

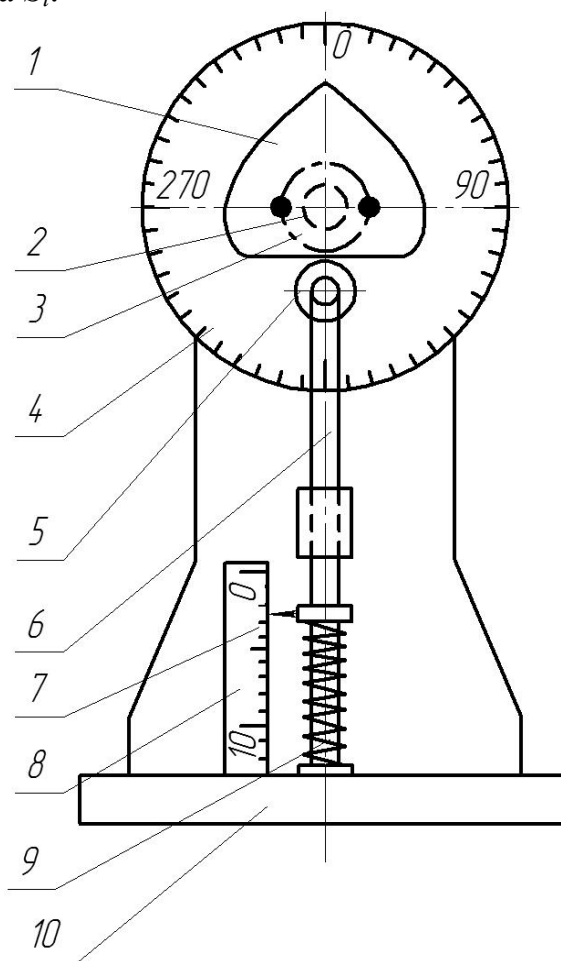


Рисунок 15

4. На осі абсцис графіка ($s-t$) відзначити фазові кути робочого циклу (кути видалення, дальнього вистою, повернення, ближнього вистою).

5. Шляхом графічного диференціювання побудувати графік швидкості штовхача ($v-t$), використовуючи метод хорд. При цьому масштаб μ_t по осі абсцис слід залишити такий же, як і на графіку ($s-t$). Тоді масштаб μ_v по осі ординат графіка ($v-t$) підраховується за формулою $\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t H_1} \frac{\text{м/сек}}{\text{мм}}$, де H_1 - полюсна відстань в мм.

6. Шляхом вторинного графічного диференціювання побудувати графік прискорення штовхача ($\omega-t$), застосовуючи той же метод хорд. Зберігаючи колишній масштаб μ_t по осі абсцис, визначаємо масштаб по осі ординат графіка ($\omega-t$) за формулою $\mu_\omega = \frac{\mu_v}{\mu_t H_1} \frac{м/сек^2}{мм}$, де H_2 - полюсний відстань при вторинному диференціюванні.
7. На підставі графіка прискорень ($\omega-t$) скласти висновок про те, якого характеру удари відчуває механізм під час роботи (жорсткі удари, м'які удари, працює безударний).
8. Отримані данні занести у протокол звіту.

ПРОТОКОЛ звіту до лабораторної роботи №7	
Студент _____	група _____
1. Задатися значенням $n =$ об/хв. 2. $\mu_t = \frac{60}{nx}, \frac{сек}{мм}$ 3. $\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t H_1}, \frac{м/сек}{мм}$ 4. $\mu_\omega = \frac{\mu_v}{\mu_t H_1}, \frac{м/сек^2}{мм}$	
Висновок:	
До протоколу додаються графіки переміщень, швидкостей та прискорень штовхача.	

Питання для самоконтролю

1. Який механізм називається кулачковим?
2. Назвати основні ланки кулачкового механізму.
3. Як класифікуються кулачкові механізми за рухом штовхача?
4. Як класифікуються кулачкові механізми за способом замикання кулачка та штовхача?
5. Який спосіб використовується при побудові графіків переміщень, швидкостей, прискорень.
6. Як за графіком визначити характер ударів роботи механізмів?
7. За якими параметрами може здійснюватись синтез кулачкових механізмів?
8. Наведіть приклади застосування кулачкових механізмів.
9. Надати визначення термінам: «кут віддалення», «кут повернення», «Кут дальнього вистюю».
10. Чим теоретичний профіль кулачка відрізняється від дійсного профілю?

Лабораторна робота №8

Тема. Визначення мінімальних розмірів кулачкових механізмів.

Мета. Ознайомитись з основними алгоритмами визначення мінімальних розмірів кулачкового механізму за заданими умовами.

Теоретичні основи

Під законом руху вихідної ланки механізму розуміють залежність між переміщеннями вихідної ланки та часом. У кулачковому механізмі закон руху вихідної ланки частіше всього задають залежністю прискорення задають залежністю прискорення цієї ланки від часу. Якщо закон руху вихідної ланки задають залежностями швидкості та прискоренням цієї ланки від часу. При рівномірному обертанні кулачка закон руху вихідної ланки можна виразити у функції кута φ повороту кулачка, оскільки $\varphi = \omega_1 t$.

Вибір закону руху вихідної ланки є одним із найвідповідальніших і, як правило, найскладніших етапів при проектуванні кулачкових механізмів, оскільки він визначає динаміку роботи механізму, а деколи всієї машини, якість виконання технологічного процесу. Теоретично кулачкові механізми можуть забезпечувати різноманітні закони руху, але на практиці користуються лише тими, які забезпечують більш просту технологію обробки профілю кулачка та відповідають кінематичним і динамічним вимогам до кулачкових механізмів.

Синтез кулачкових механізмів можна розділити на два етапи. На першому етапі, який називають **динамічним синтезом**, необхідно визначити основні розміри механізму, зокрема мінімальний радіус кулачка, міжосьову відстань (для коромислових кулачкових механізмів). На другому етапі, який називають **кінематичним синтезом**, необхідно за заданими законами руху вхідної (кулачка), і вихідної (штовхача або коромисла) ланок побудувати профіль кулачка.

При кінематичному синтезі кулачкових механізмів повинні бути задані або вибрані з технологічних і конструктивних міркувань такі вихідні дані:

- закон руху кулачка (як правило, приймають, що кулачок обертається рівномірно);
- закон руху вихідної ланки;
- максимальний хід штовхача S_{\max} або максимальний кут розмаху коромисла β_{\max} ;
- фазові кути $\varphi_{\text{п}}$, $\varphi_{\text{д.с}}$, $\varphi_{\text{пов.}}$;
- мінімальний радіус кулачка r_0 ;
- радіус ролика $r_{\text{рол.}}$;
- інші розміри (ексцентриситет e , довжина коромисла $l_{\text{к}}$ тощо).

Задачу можна розв'язувати графічним або аналітичним способами. Приклад визначення закону переміщення штовхача графічним способом показано на рис.16.

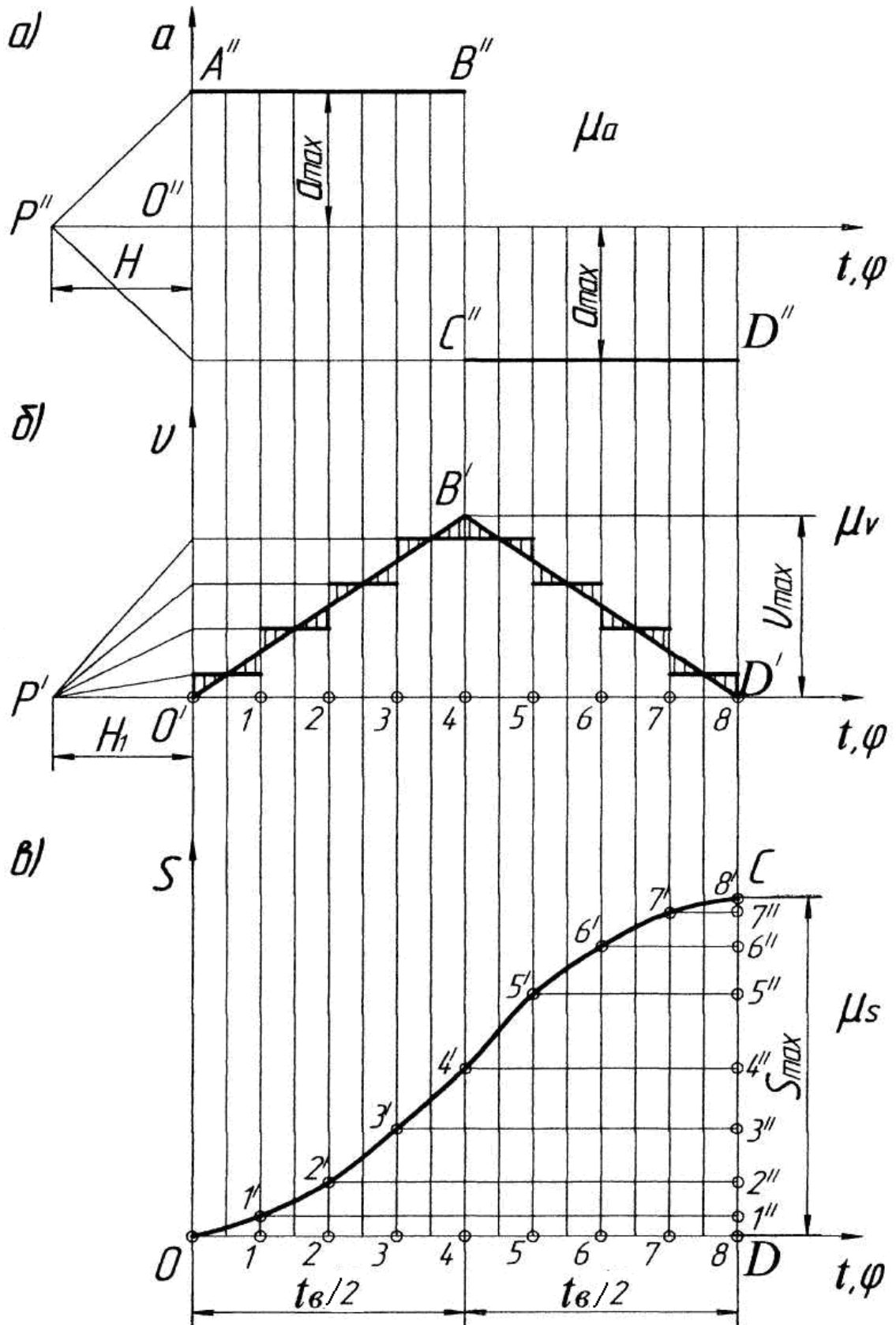


Рисунок 16 – Графічне розв’язання задачі кінематичного синтезу: а) графік прискорень; б) графік швидкостей; в) графік переміщень штовхача

Порядок проведення роботи

1. Згідно отриманому завданню (значення кутів та максимального ходу штовхача обирається за таблицею 4, закон прискорення штовхача – за

рисунком 17/, визначити мінімальні розміри кулачкового механізму. Найменування кулачкового механізму з голчатим штовхачем без зміщення:

- $\varphi_{\text{п}}$ – кут підйому, град.,
- $\varphi_{\text{д.с.}}$ – кут дальнього вистою, град.,
- $\varphi_{\text{пов.}}$ – кут повернення, град.,
- $\alpha_{\text{доп.}} = 25^\circ$ – допустимий кут тиску для кулачкових механізмів з голчатим штовхачем.
- $h_{\text{мах.}}$ – максимальний хід штовхача, мм.

2. Методом подвійного інтегрування побудувати графіки швидкостей та переміщень штовхача у залежності від кута повороту (див.6, с.136-139).
3. Обрати мінімальний радіус шайби кулачка з урахуванням допустимого кута тиску.
4. Побудувати профіль кулачка та штовхача з урахуванням допустимого кута тиску.
5. Графічно (за допомогою транспортиру) визначити кути тиску для кожного положення (не менш 8-12).
6. Отримані данні занести у протокол звіту.

ПРОТОКОЛ
звіту до лабораторної роботи №8

Студент _____ група _____

1. Вихідні дані:

кут підйому $\varphi_{\text{п}} =$ град.

кут дальнього вистою $\varphi_{\text{д.с.}} =$ град.

кут повернення $\varphi_{\text{пов.}} =$ град.,

допустимий кут тиску для кулачкових механізмів з голчатим штовхачем

$\alpha_{\text{доп.}} = 25^\circ$

максимальний хід штовхача $h_{\text{мах.}} =$ мм.

2. Визначення мінімального радіусу шайби кулачка з урахуванням допустимого кута тиску:

4. Кути тиску для кожного положення (не менш 8-12):

Висновок:

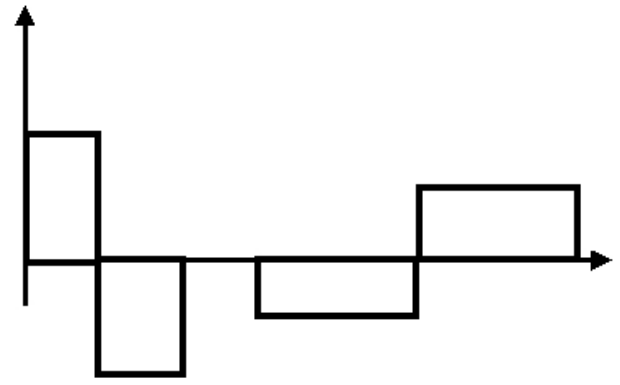
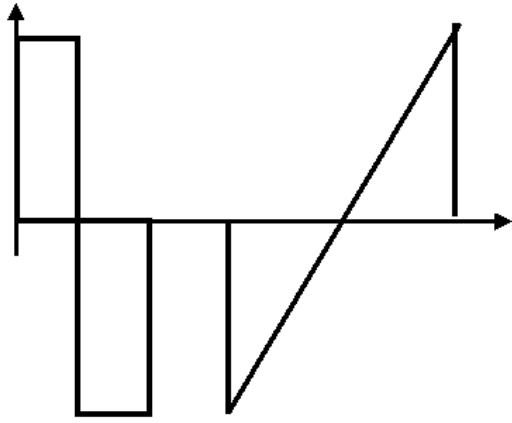
До протоколу додаються графіки переміщень, швидкостей та прискорень штовхача, зображення профілю кулачка.

Параметри кулачкового механізму з голчатим штовхачем без зміщення:

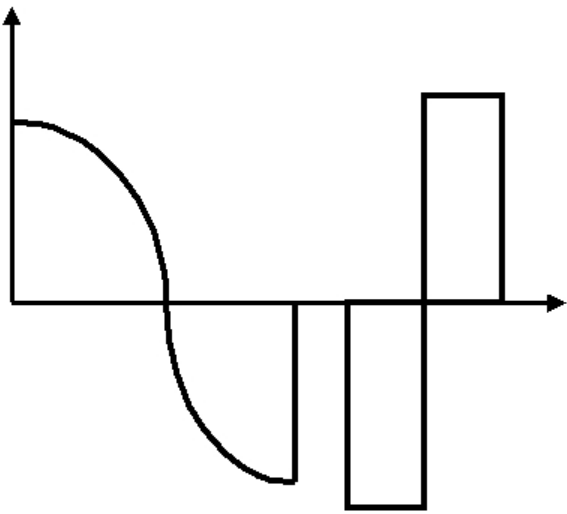
№	φ_p , град.	$\varphi_{д.с.}$, град.	$\varphi_{пов.}$, град.	h_{max} , мм
1	150	5	100	0,1
2	145	10	105	0,2
3	140	15	110	0,3
4	135	20	115	0,4
5	130	25	120	0,5
6	125	30	125	0,6
7	120	35	130	0,7
8	115	40	135	0,8
9	110	45	140	0,9
10	105	50	135	1,0
11	100	55	130	1,1
12	95	60	125	1,2
13	90	65	120	1,3
14	85	70	115	1,4
15	80	75	110	1,5
16	75	80	105	1,6
17	70	85	100	1,7
18	65	90	95	1,8
19	60	95	90	1,9
20	130	15	140	2,0

Питання для самоконтролю

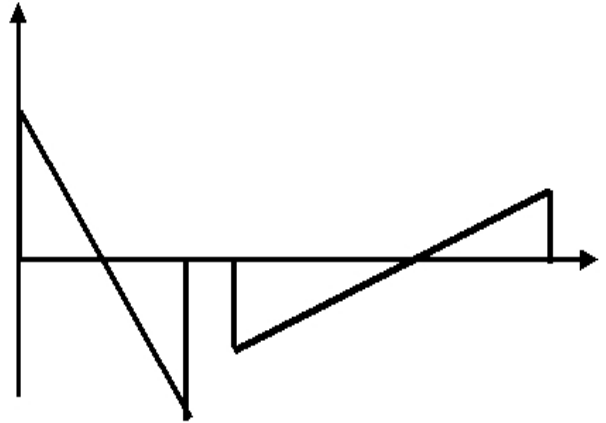
1. Що розуміють під законом руху вихідної ланки кулачкового механізму?
2. У яких випадках у кулачкових механізмах мають місце «м'які» та «жорсткі» удари?
3. Які задачі кінематичного та динамічного синтезу кулачкових механізмів?
4. Яким чином будується теоретичний профіль кулачка і які дані для цього потрібні?
5. Яка різниця між кутами профілю кулачка та фазовими кутами руху штовхача?
6. Як, маючи креслення кулачкового механізму, одержати діаграму переміщень вихідної ланки?
7. Яким чином будується практичний профіль кулачка, якщо відомий його теоретичний профіль?
8. Що називають кутом тиску і кутом передачі? Покажіть ці кути на різних типах кулачкових механізмів.



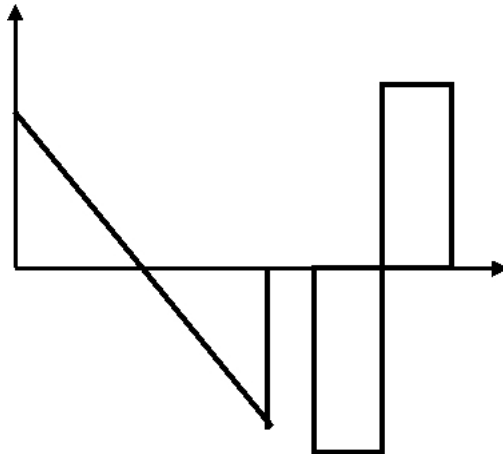
а)



б)



в)



г)

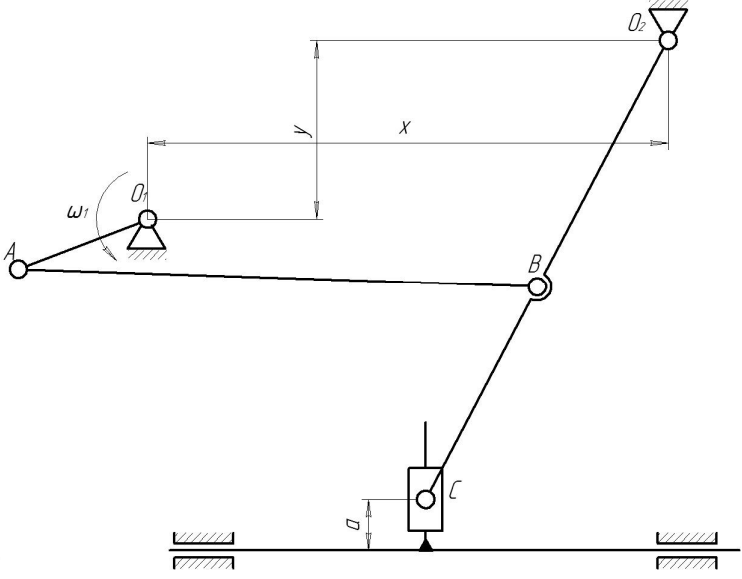
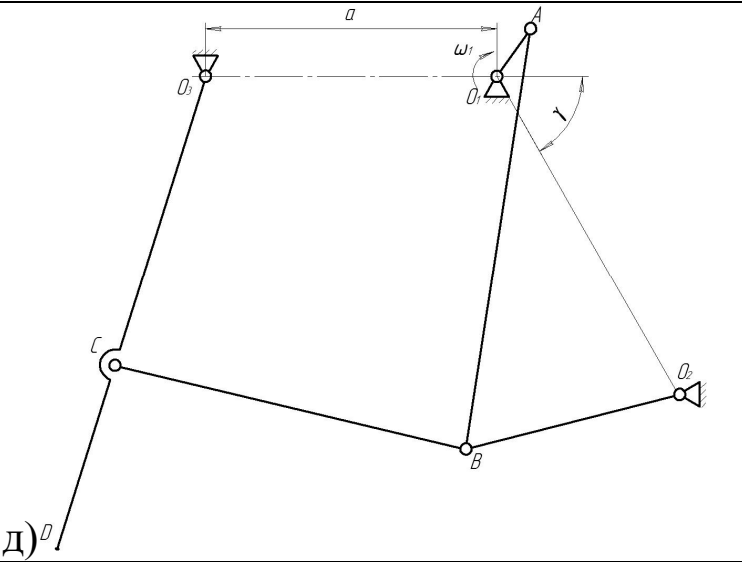
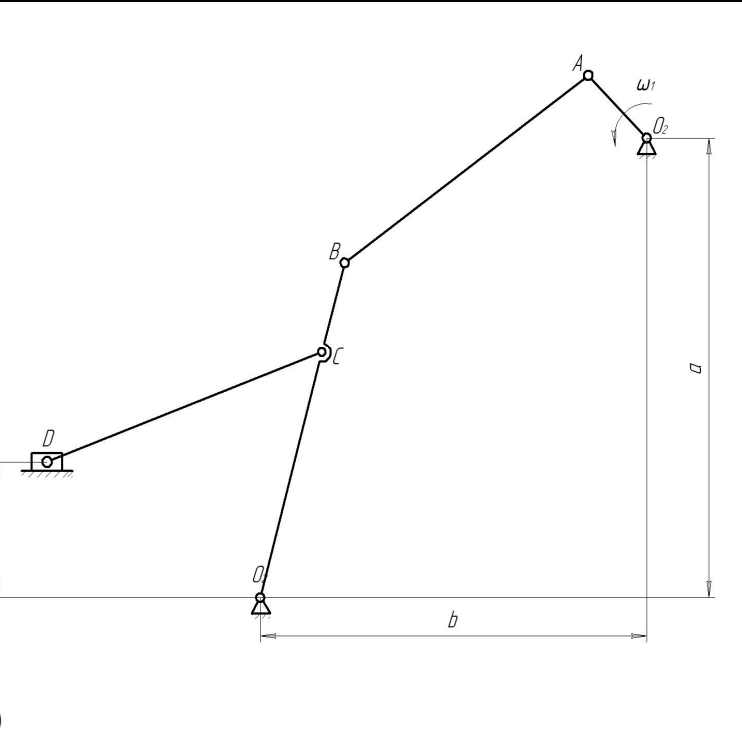
д)

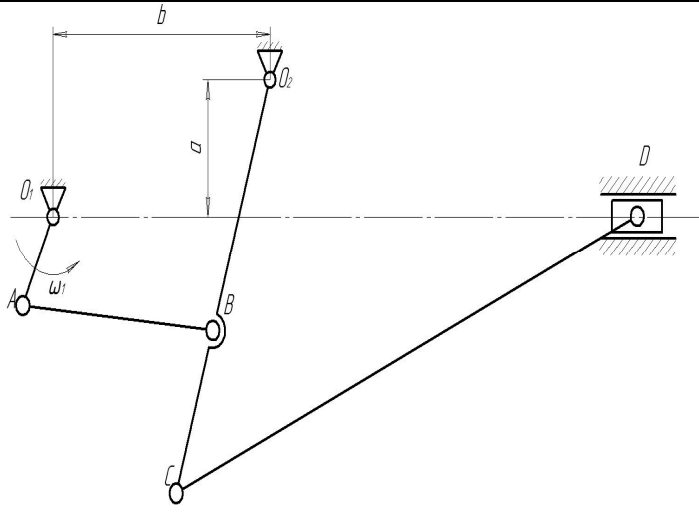
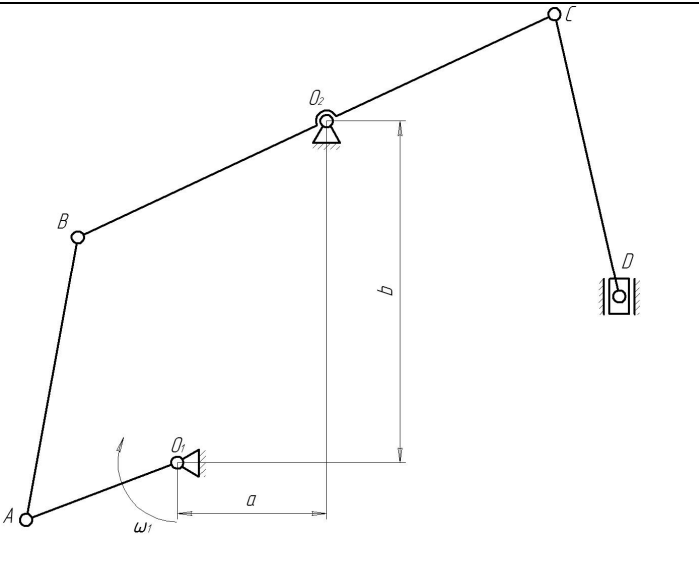
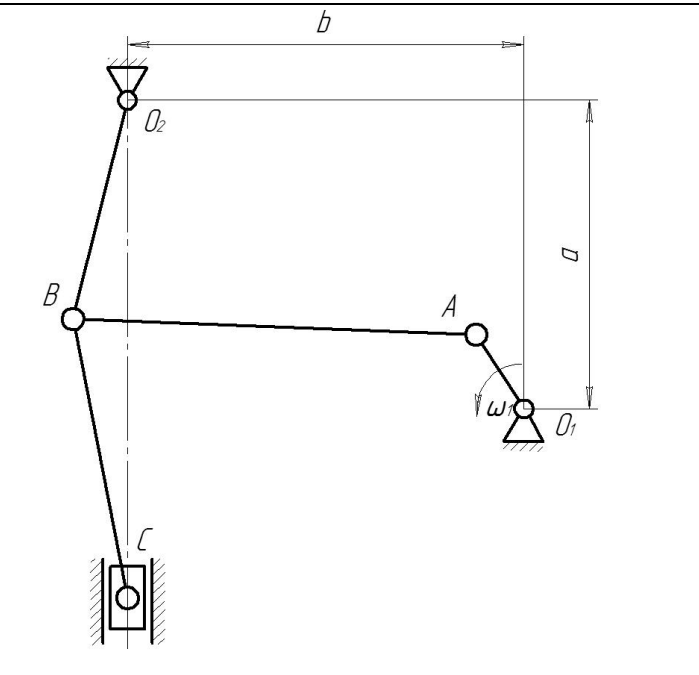
Рисунок 16 - Закони прискорень штовхача кулачкового механізму з голчатим штовхачем без зміщення

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1998. – 640 с.
2. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М.: Высш. шк., 1985. – 279 с.
3. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2001. – 660с.
4. Теория механизмов и машин/Под ред. Фролова К.В. – М.: Высш. Шк., 1987 – 496с.
5. Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин – К.: Вища шк., 1989 – 376 с.
6. Кіницький Я.Т. Практикум із терії механізмів і машин. Львів.: «Афіша», 2002 – 453 с.
7. Образование механизмов с группами Ассура разных модификаций и структурный анализ. Методические указания к выполнению лабораторной работы по курсу "Теория механизмов и машин" / В.В. Мазуренко, Э.Л. Гордиенко, А.Л. Сотников. – Донецк: ДонНТУ, 2005. – 15 с.
8. URL: <http://m-lab.donntu.edu.ua/computersystem/>.

Схема механізму	Вихідні дані		
	варіант 1	варіант 2	варіант 3
1	2	3	4
<p>a)</p>	$l_{O_2A} = 0,1м$ $l_{O_2B} = 0,6м$ $l_{AB} = 0,6м$ $l_{BO_2} = 0,25м$ $l_{CO_2} = 0,5м$ $l_{DC} = 0,35м$ $d = 0,55м$ $\gamma = 10^0$	$l_{O_2A} = 0,12м$ $l_{O_2B} = 0,62м$ $l_{AB} = 0,6м$ $l_{BO_2} = 0,25м$ $l_{CO_2} = 0,5м$ $l_{DC} = 0,40м$ $d = 0,55м$ $\gamma = 10^0$	$l_{O_2A} = 0,15м$ $l_{O_2B} = 0,64м$ $l_{AB} = 0,6м$ $l_{BO_2} = 0,3м$ $l_{CO_2} = 0,5м$ $l_{DC} = 0,4м$ $d = 0,53м$ $\gamma = 10^0$
<p>б)</p>	$l_{O_1A} = 0,11м$ $l_{AC} = 0,61м$ $l_{CB} = 0,48м$ $l_{CD} = 0,48м$ $L = 0,42м$ $a = 0,38м$	$l_{O_1A} = 0,13м$ $l_{AC} = 0,61м$ $l_{CB} = 0,50м$ $l_{CD} = 0,50м$ $L = 0,42м$ $a = 0,38м$	$l_{O_1A} = 0,10м$ $l_{AC} = 0,64м$ $l_{CB} = 0,50м$ $l_{CD} = 0,50м$ $L = 0,48м$ $a = 0,38м$
<p>в)</p>	$l_{O_2A} = 0,05м$ $l_{AB} = 0,225м$ $l_{BO_2} = l_{BC} = 0,2м$ $a = 0,2м$ $b = 0,31м$	$l_{O_2A} = 0,055м$ $l_{AB} = 0,205м$ $l_{BO_2} = l_{BC} = 0,2м$ $a = 0,2м$ $b = 0,28м$	$l_{O_2A} = 0,055м$ $l_{AB} = 0,270м$ $l_{BO_2} = l_{BC} = 0,2м$ $a = 0,175м$ $b = 0,350м$

1	2	3	4
<p>Г)</p> 	$l_{O_1A} = 0,07\text{м}$ $l_{AB} = 0,26\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,14\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,26\text{м}$ $a = 0,02\text{м}$ $x = 0,26\text{м}$ $y = 0,09\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,12\text{м}$ $l_{AB} = 0,305\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,185\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,305\text{м}$ $a = 0,03\text{м}$ $x = 0,26\text{м}$ $y = 0,095\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,085\text{м}$ $l_{AB} = 0,275\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,155\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,26\text{м}$ $a = 0,03\text{м}$ $x = 0,285\text{м}$ $y = 0,105\text{м}$
<p>Д)</p> 	$l_{O_1A} = 0,1\text{м}$ $l_{AB} = 0,73\text{м}$ $l_{O_1O_2} = 0,63\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,38\text{м}$ $l_{BC} = 0,62\text{м}$ $l_{O_3C} = 0,52\text{м}$ $l_{O_3D} = 0,85\text{м}$ $a = 0,5\text{м}$ $\gamma = 60^\circ$	$l_{O_1A} = 0,1\text{м}$ $l_{AB} = 0,73\text{м}$ $l_{O_1O_2} = 0,71\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,54\text{м}$ $l_{BC} = 0,63\text{м}$ $l_{O_3C} = 0,52\text{м}$ $l_{O_3D} = 0,85\text{м}$ $a = 0,5\text{м}$ $\gamma = 50^\circ$	$l_{O_1A} = 0,1\text{м}$ $l_{AB} = 0,77\text{м}$ $l_{O_1O_2} = 0,68\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,45\text{м}$ $l_{BC} = 0,72\text{м}$ $l_{O_3C} = 0,47\text{м}$ $l_{O_3D} = 0,85\text{м}$ $a = 0,5\text{м}$ $\gamma = 55^\circ$
<p>е)</p> 	$l_{O_1A} = 0,3\text{м}$ $l_{AB} = 0,92\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,88\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,44\text{м}$ $l_{CD} = 0,97\text{м}$ $a = 1,0\text{м}$ $b = 0,9\text{м}$ $d = 0,4\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,38\text{м}$ $l_{AB} = 0,92\text{м}$ $l_{O_2B} = 1,1\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,8\text{м}$ $l_{CD} = 1,2\text{м}$ $a = 1,0\text{м}$ $b = 0,9\text{м}$ $d = 0,45\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,34\text{м}$ $l_{AB} = 0,875\text{м}$ $l_{O_2B} = 1,02\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,73\text{м}$ $l_{CD} = 1,3\text{м}$ $a = 0,7\text{м}$ $b = 0,8\text{м}$ $d = 0,45\text{м}$

1	2	3	4
<p>ж)</p> 	$l_{O_1A} = 0,08\text{м}$ $l_{AB} = 0,26\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,2\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,3\text{м}$ $l_{CD} = 0,6\text{м}$ $a = 0,11\text{м}$ $b = 0,25\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,08\text{м}$ $l_{AB} = 0,3\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,22\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,3\text{м}$ $l_{CD} = 0,6\text{м}$ $a = 0,11\text{м}$ $b = 0,28\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,09\text{м}$ $l_{AB} = 0,33\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,23\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,31\text{м}$ $l_{CD} = 0,62\text{м}$ $a = 0,12\text{м}$ $b = 0,32\text{м}$
<p>3)</p> 	$l_{O_1A} = 0,062\text{м}$ $l_{AB} = 0,248\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,2\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,15\text{м}$ $l_{CD} = 0,24\text{м}$ $a = 0,1\text{м}$ $b = 0,23\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,066\text{м}$ $l_{AB} = 0,224\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,2\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,18\text{м}$ $l_{CD} = 0,22\text{м}$ $a = 0,09\text{м}$ $b = 0,2\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,07\text{м}$ $l_{AB} = 0,27\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,23\text{м}$ $l_{O_2C} = 0,2\text{м}$ $l_{CD} = 0,25\text{м}$ $a = 0,1\text{м}$ $b = 0,24\text{м}$
<p>i)</p> 	$l_{O_1A} = 0,04\text{м}$ $l_{AB} = 0,234\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,12\text{м}$ $l_{BC} = 0,16\text{м}$ $a = 0,14\text{м}$ $b = 0,18\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,05\text{м}$ $l_{AB} = 0,276\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,15\text{м}$ $l_{BC} = 0,15\text{м}$ $a = 0,17\text{м}$ $b = 0,21\text{м}$	$l_{O_1A} = 0,065\text{м}$ $l_{AB} = 0,235\text{м}$ $l_{O_2B} = 0,17\text{м}$ $l_{BC} = 0,25\text{м}$ $a = 0,19\text{м}$ $b = 0,24\text{м}$