

ОСНОВНА ЛІТЕРАТУРА

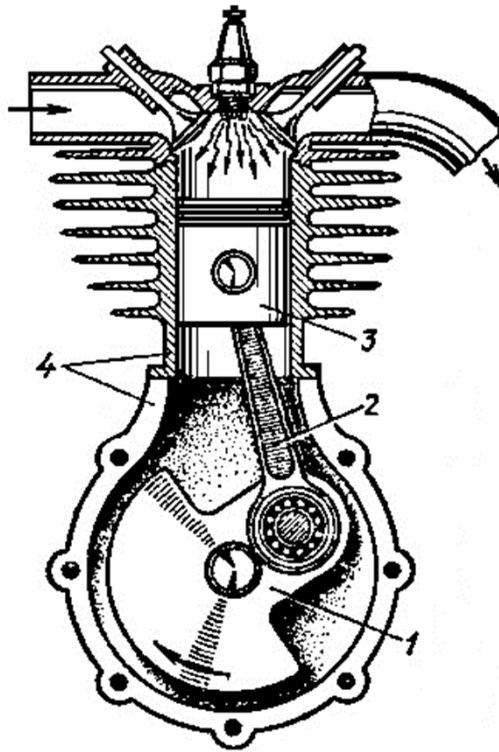
1. Воронкін М.Ф., Цимбалюк А.А. Основи теорії механізмів і машин: Конспект лекцій. – К.: КМУЦА, 2000. – 208 с.
2. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
- 3 Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин.– К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.

ДОДАТКОВА ЛІТЕРАТУРА

1. Теорія механізмів і машин: Методичні вказівки та завдання до курсової роботи /Уклад.: М.Ф. Воронкін, Є.М. Бабенко, О.В. Карлашов. – К.: НАУ, 2001. – 40 с.
2. Теорія механізмів і машин. Кінематичне та силове дослідження механізмів: Методичні вказівки до курсової роботи /Уклад.: М.Ф. Воронкін, О.В. Карлашов, Є.М. Бабенко. – К.: НАУ, 2000. – 88 с.
3. Теорія механізмів і машин. Зубчасті механізми: Методичні вказівки до курсової роботи / Уклад.: М.Ф. Воронкін, Є.М. Бабенко. – К.: НАУ, 2001 (2007). - 32с.

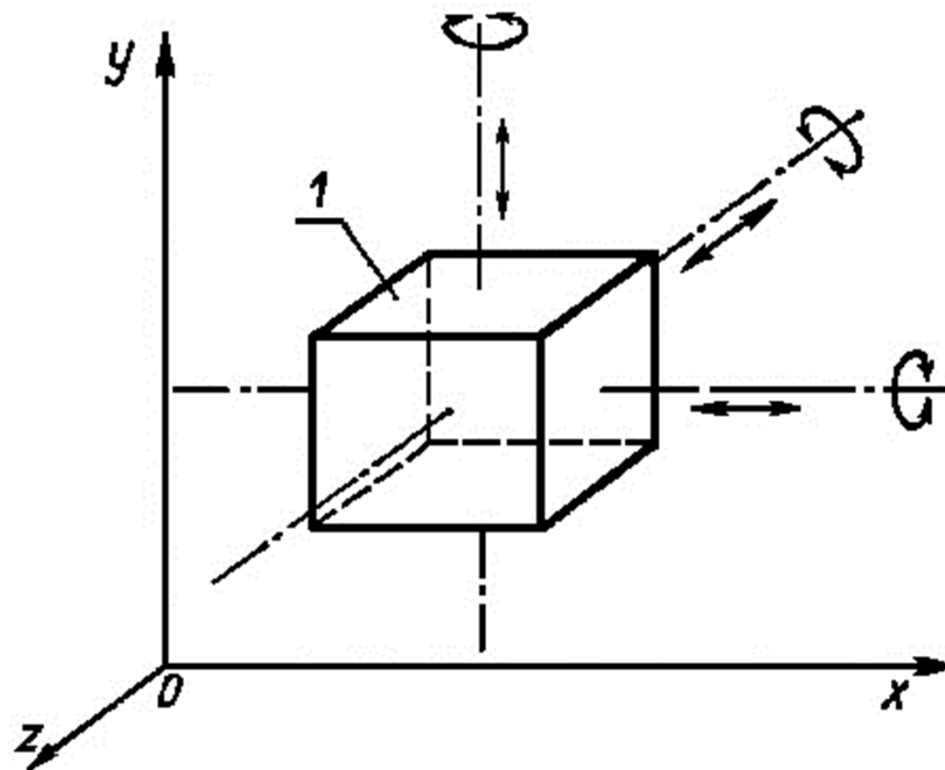
ЧИСЛО СТУПЕНІВ ВІЛЬНОСТІ МЕХАНІЗМІВ

МЕХАНІЗМ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

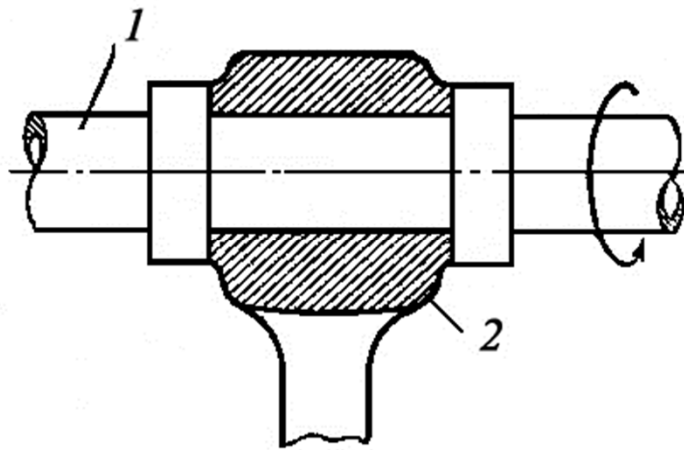


1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень;
4 – циліндр (нерухома ланка)

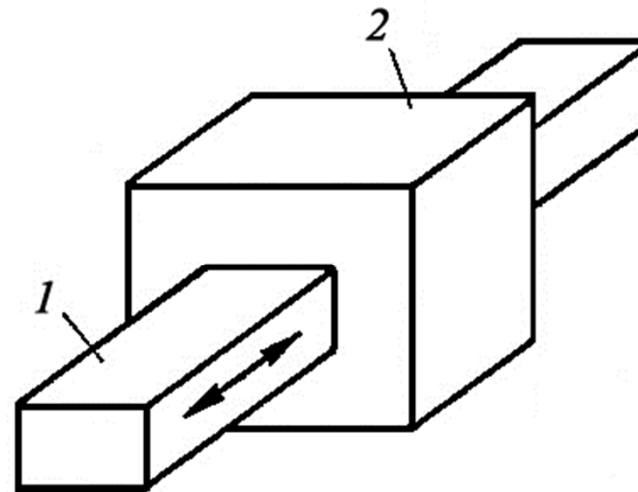
МОЖЛИВІ РУХИ ВІЛЬНОГО ТІЛА У ПРОСТОРИ



КІНЕМАТИЧНІ ПАРИ 1 РОДУ



a

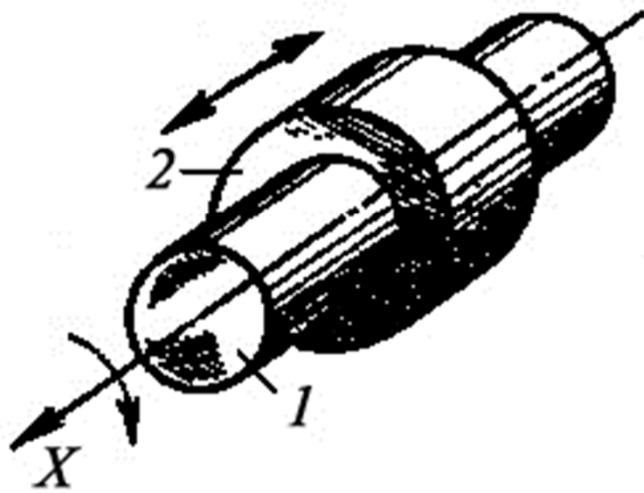


б

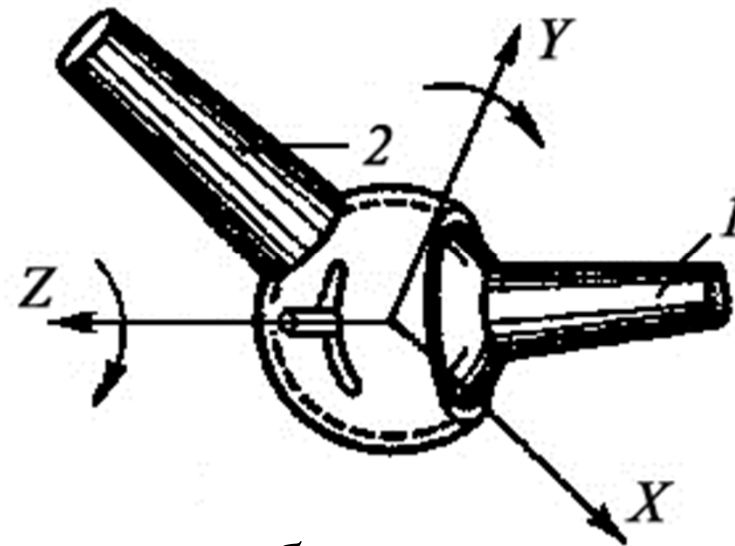
a – обертальна кінематична пара;

б – поступальна кінематична пара

КІНЕМАТИЧНІ ПАРИ 2 РОДУ



a

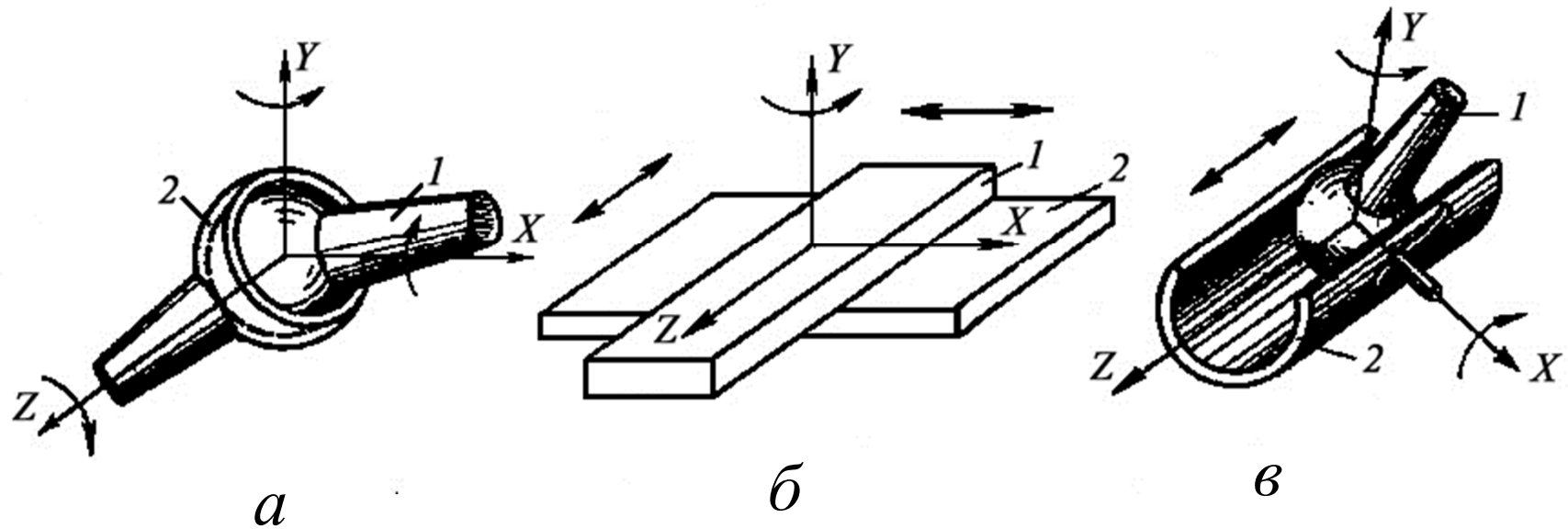


б

a – циліндрична кінематична пара;

б – сферична кінематична пара зі штирем

КІНЕМАТИЧНІ ПАРИ 3 РОДУ

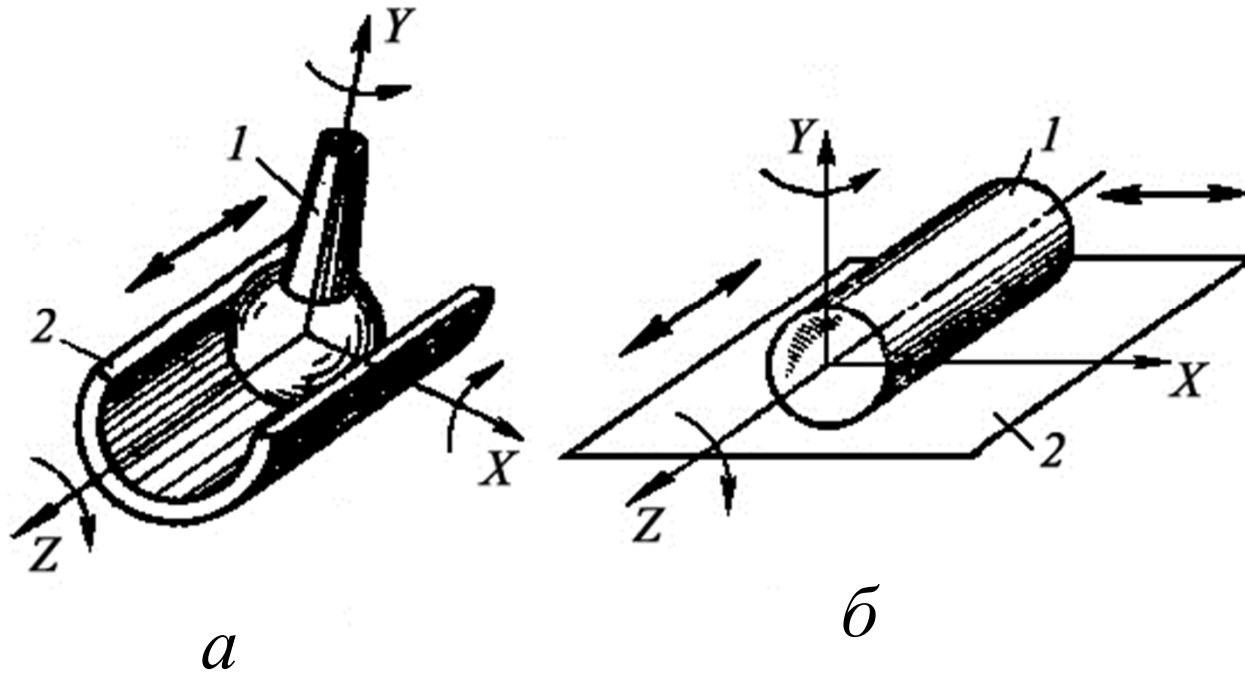


a – сферична кінематична пара;

б – плоска кінематична пара;

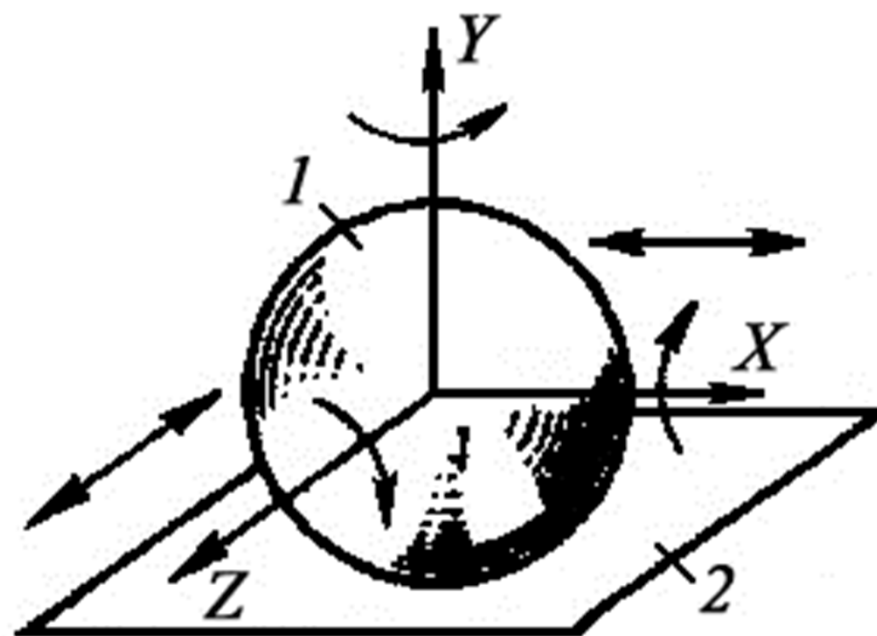
в – кінематична пара “сфера зі штирем – циліндр”

КІНЕМАТИЧНІ ПАРИ 4 РОДУ

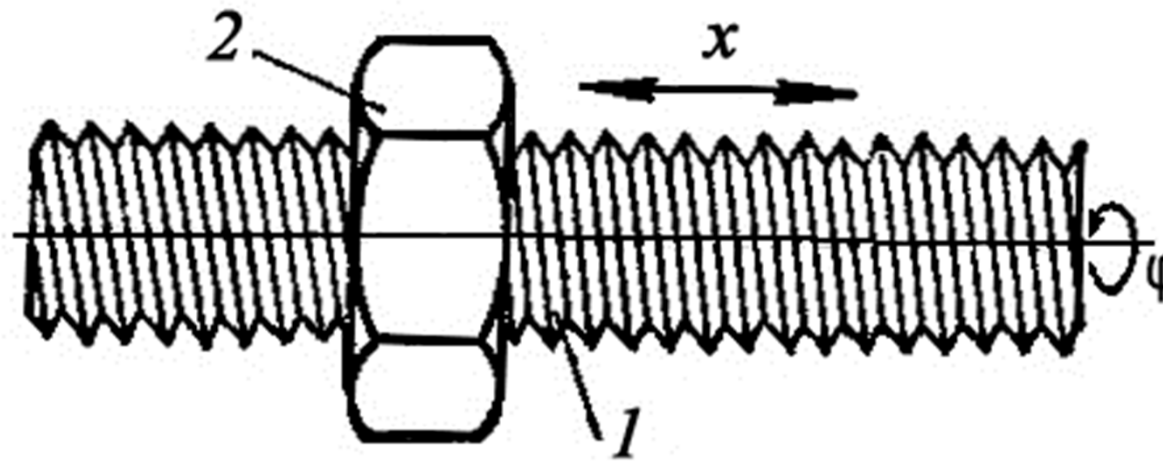


- a* – кінематична пара “сфера – циліндр”;
б – кінематична пара “циліндр – площина”

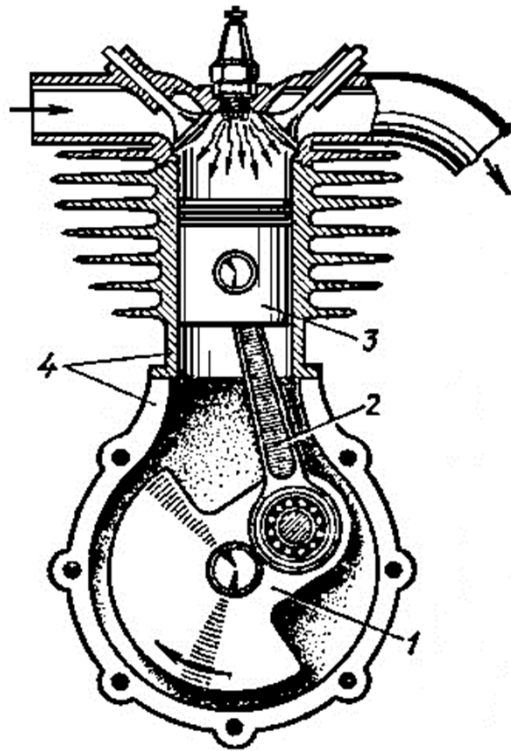
КІНЕМАТИЧНА ПАРА 5 РОДУ



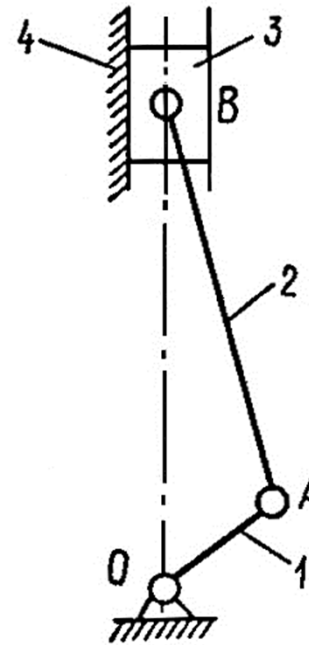
ГВИНТОВА КІНЕМАТИЧНА ПАРА 1 РОДУ



МЕХАНІЗМ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ (а) ТА ЙОГО СХЕМА (б)



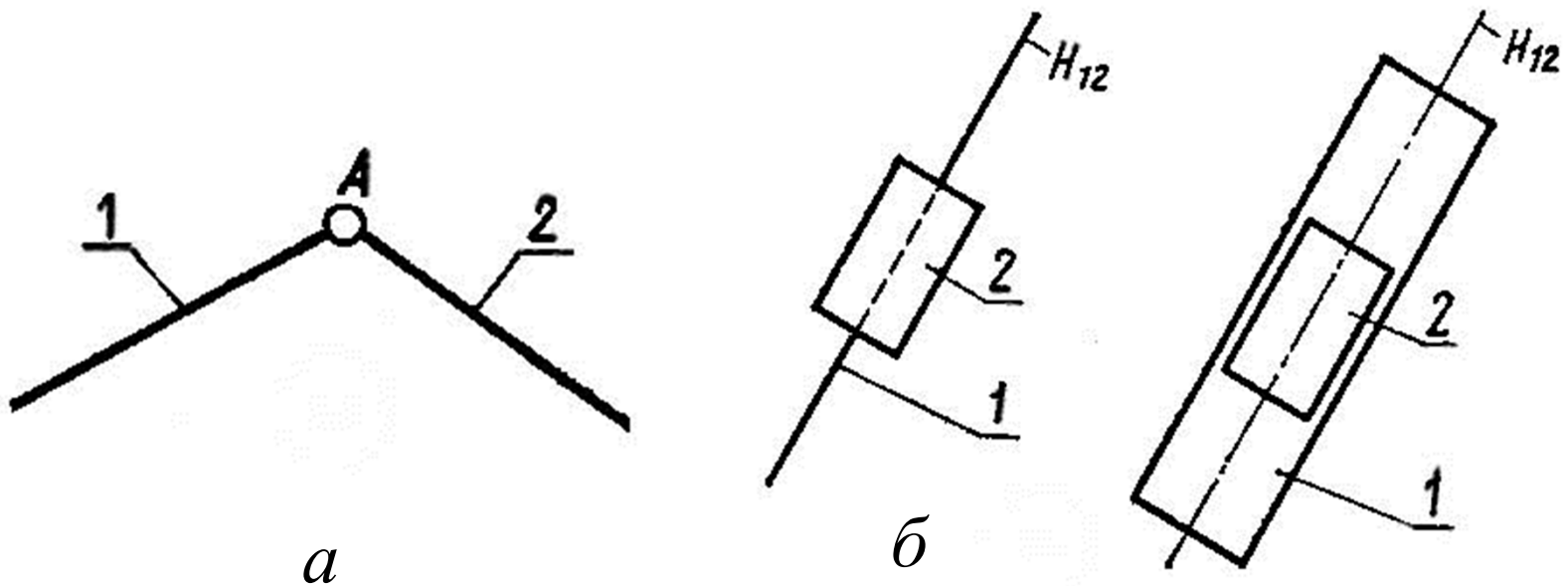
a



б

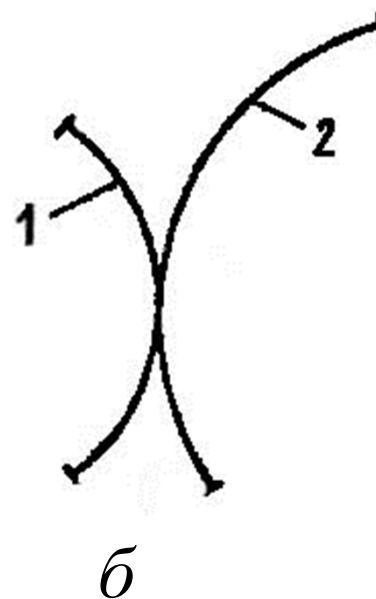
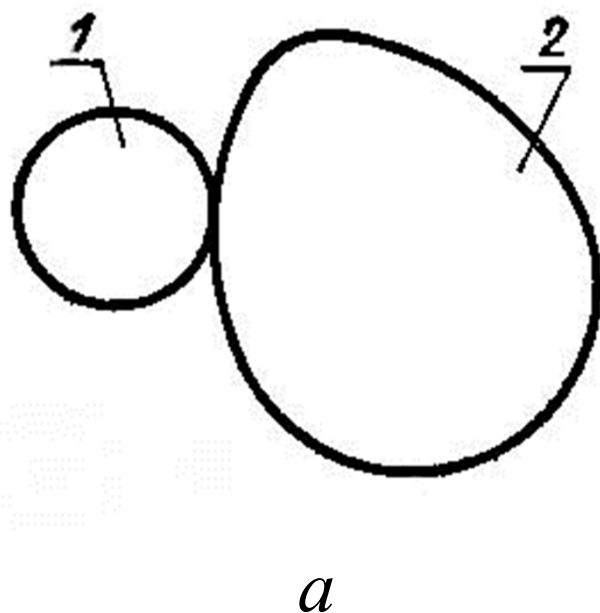
1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень;
4 – циліндр (нерухома ланка)

УМОВНІ ЗОБРАЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАР 1 РОДУ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ



a – оберտальна пара; *б* – поступальна пара

УМОВНІ ЗОБРАЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАР 2 РОДУ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ



a – дві ланки стикаються одна з одною всіма своїми точками;

б – ланки стикаються тільки на деякій ділянці профілів

УМОВНІ ЗОБРАЖЕННЯ ЛАНОК ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

a

б

в

г

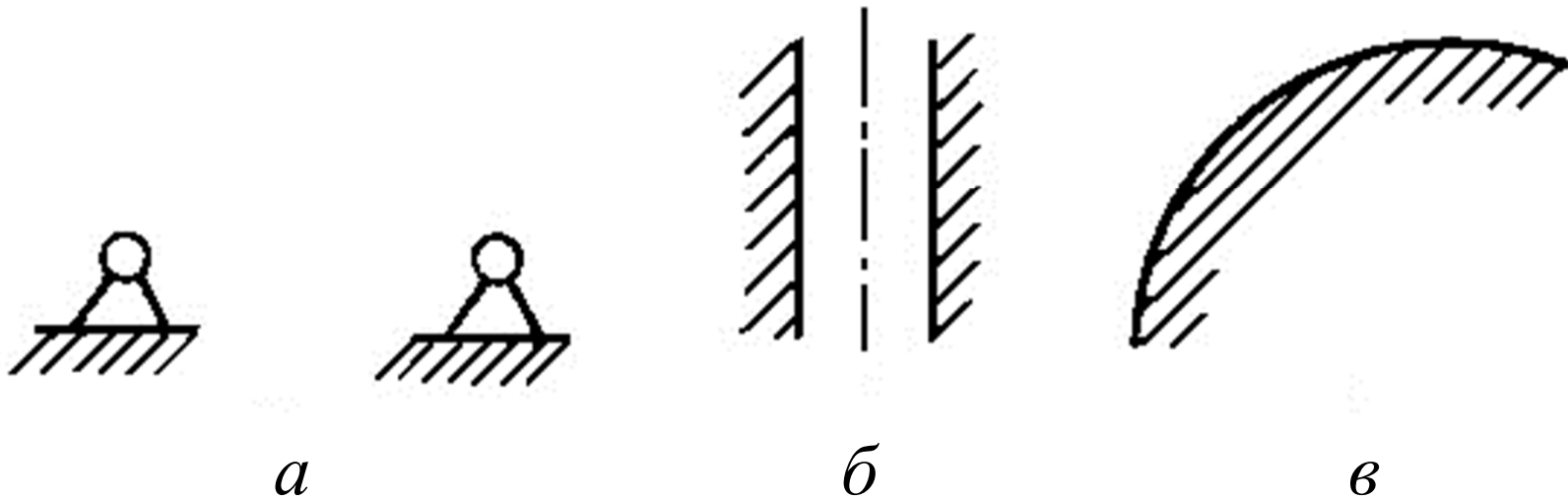
a – ланці належать дві обертальні кінематичні пари;

б – ланка має три обертальні кінематичні пари;

в – ланка має три обертальні кінематичні пари які
розміщуються в одну лінію;

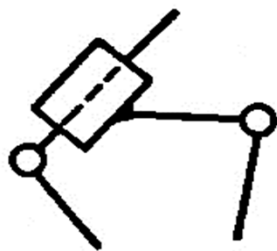
г – ланка має обертальну та поступальну кінематичні пари

УМОВНІ ЗОБРАЖЕННЯ НЕРУХОМОЇ ЛАНКИ

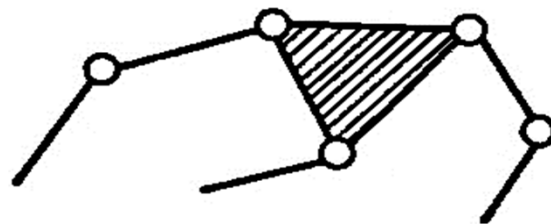


- a* – що входить до складу двох обертальних пар;
б – що входить до складу однієї поступальної пари;
в – що входить до складу пари 2-го роду

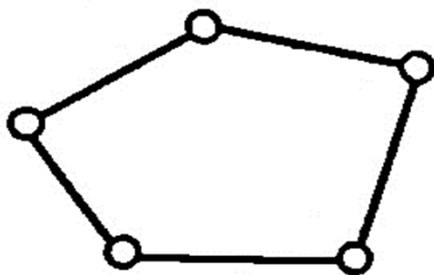
КІНЕМАТИЧНІ ЛАНЦЮГИ



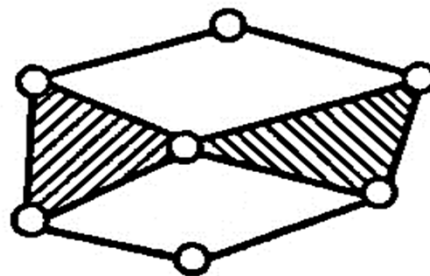
a



б



в



г

a – простий та незамкнутий ; *б* – складний та незамкнутий; *в* – простий та замкнутий; *г* - складний та замкнутий

**ВИЗНАЧЕННЯ ЧИСЛА СТУПЕНІВ
ВІЛЬНОСТІ ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ
(формула П.Л.Чебишева)**

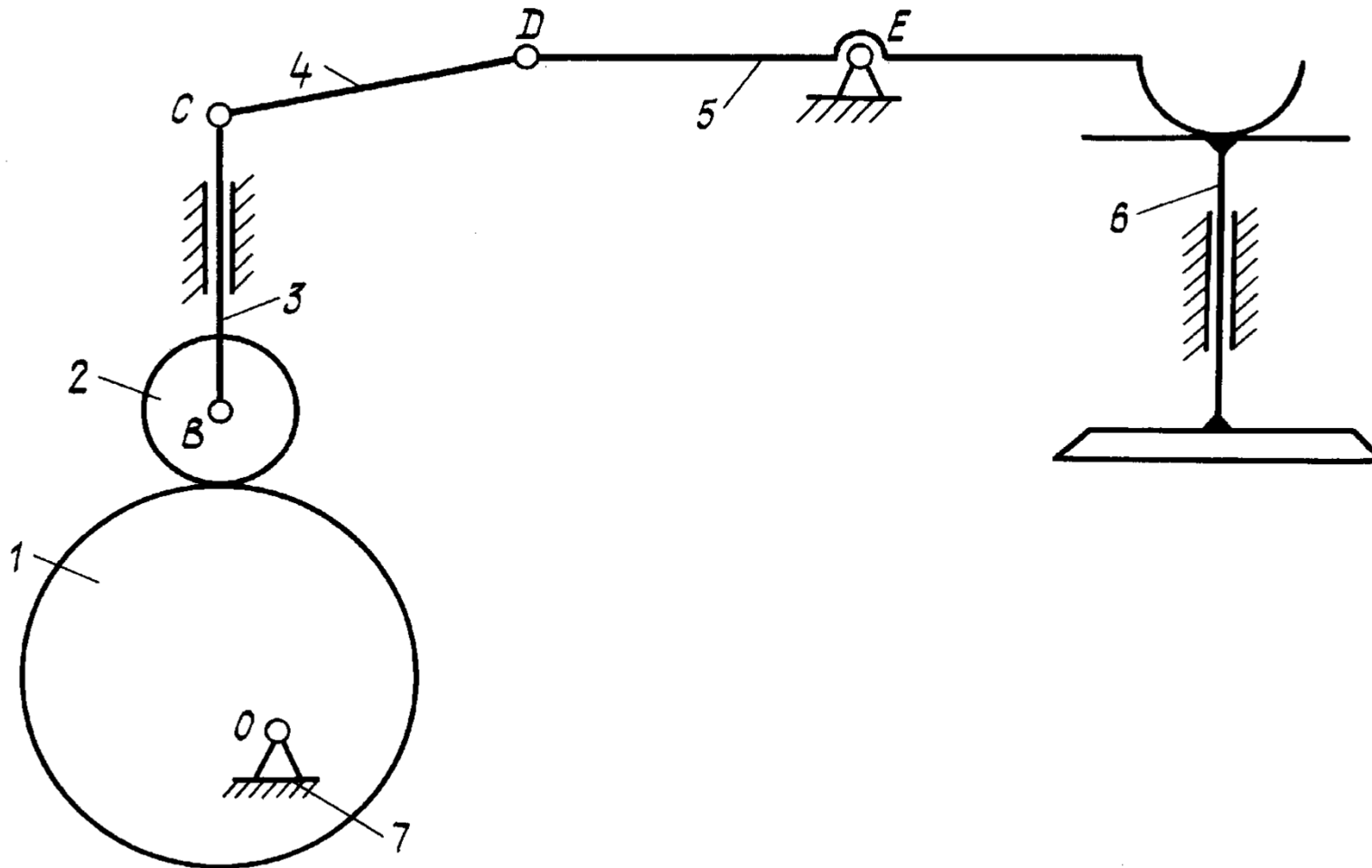
$$W = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot p_1 - p_2,$$

n – число усіх ланок механізму;

p₁ – число кінематичних пар 1-го роду;

p₂ – число кінематичних пар 2-го роду

ВИЗНАЧЕННЯ ЧИСЛА СТУПЕНІВ ВІЛЬНОСТІ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНА ВЕРТОЛЬОТА



1. Нумеруємо всі ланки механізму і визначаємо їх загальну кількість. Цифрою 1 будемо позначати ту ланку, якій задають примусовий рух, а останньою цифрою – нерухому ланку. Механізм має 7 ланок, тобто $n = 7$.

2. Визначаємо рід, вид та кількість кінематичних пар, які утворюють ланки механізму. Позначаємо літерами центри обертальних пар.

Ланки 7 і 1, 2 і 3, 3 і 4, 4 і 5, 5 і 7 утворюють пари 1-го роду (обертальні); ланки 3 і 7, 6 і 7 – пари 1-го роду (поступальні); ланки 1 і 2, 5 і 6 – пари 2-го роду (виду О П). Таким чином, в механізмі число пар 1-го роду дорівнює 7, число пар 2-го роду дорівнює 2, тобто $p_1 = 7, p_2 = 2$.

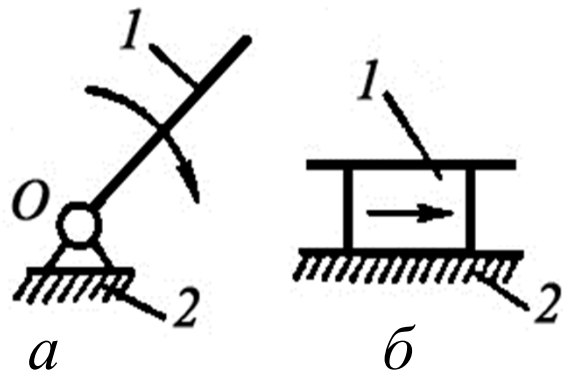
3. Визначаємо ступінь вільності механізму за формулою П.Л.Чебишева:

$$W = 3(n - 1) - 2 p_1 - 1 p_2 = 3(7 - 1) - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 2 = 2.$$

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

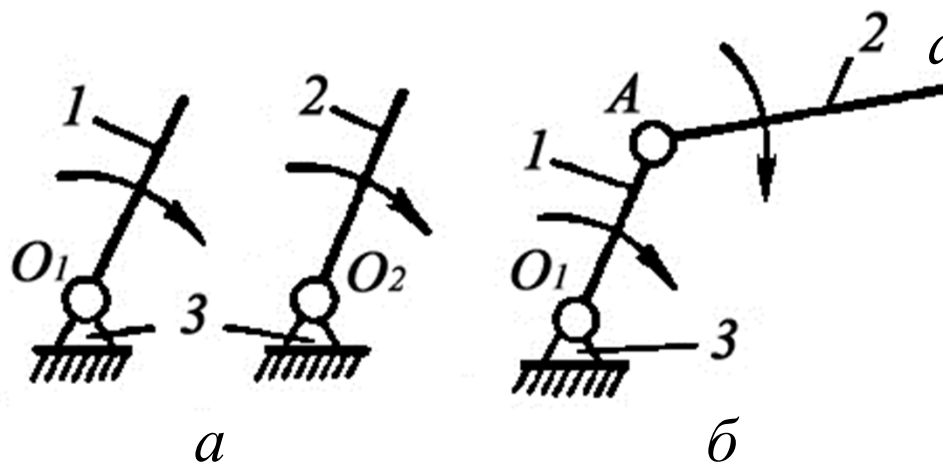
ГРУПИ ПОЧАТКОВИХ ЛАНОК

Ступінь вільності $W=1$



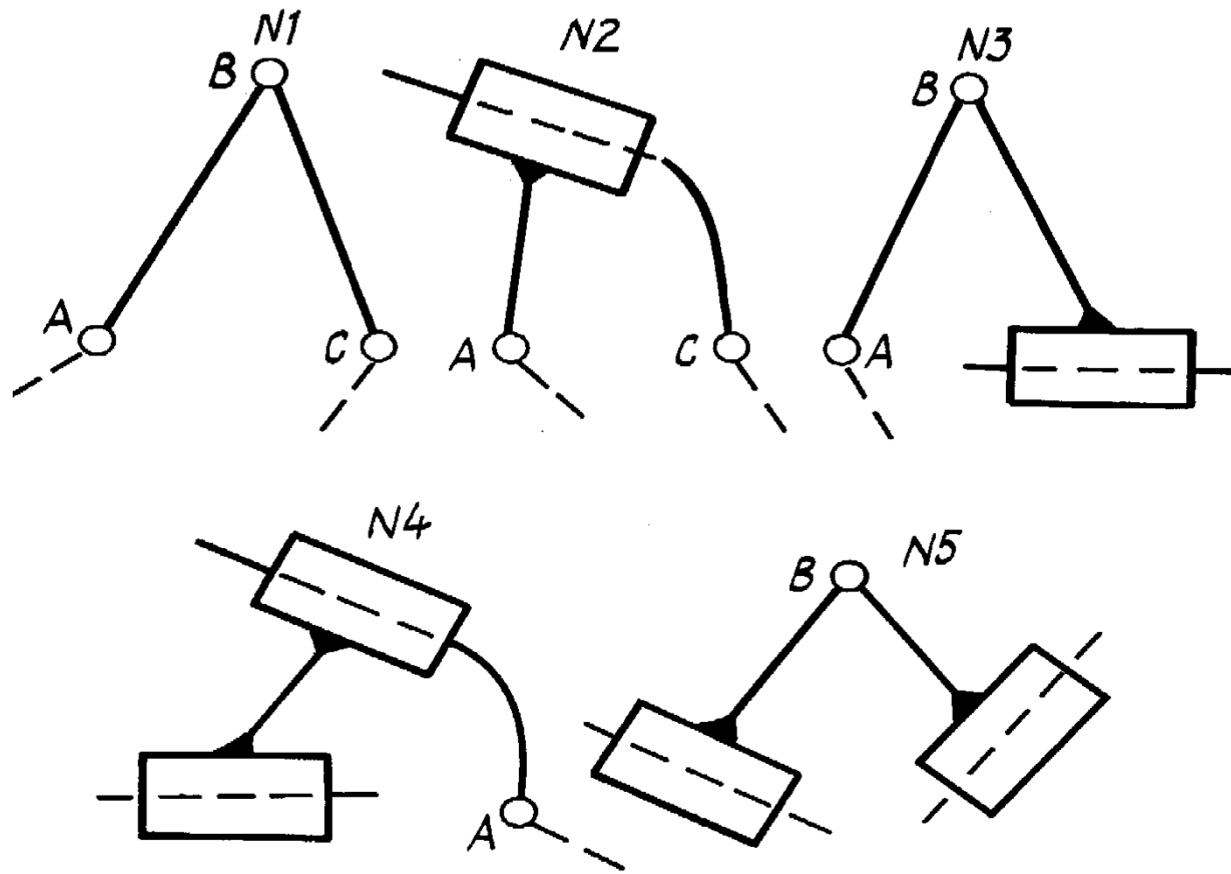
a – ланка 1 утворює обертальну пару з нерухомою ланкою;
б – ланка 1 утворює поступальну пару з нерухомою ланкою

Ступінь вільності $W=2$

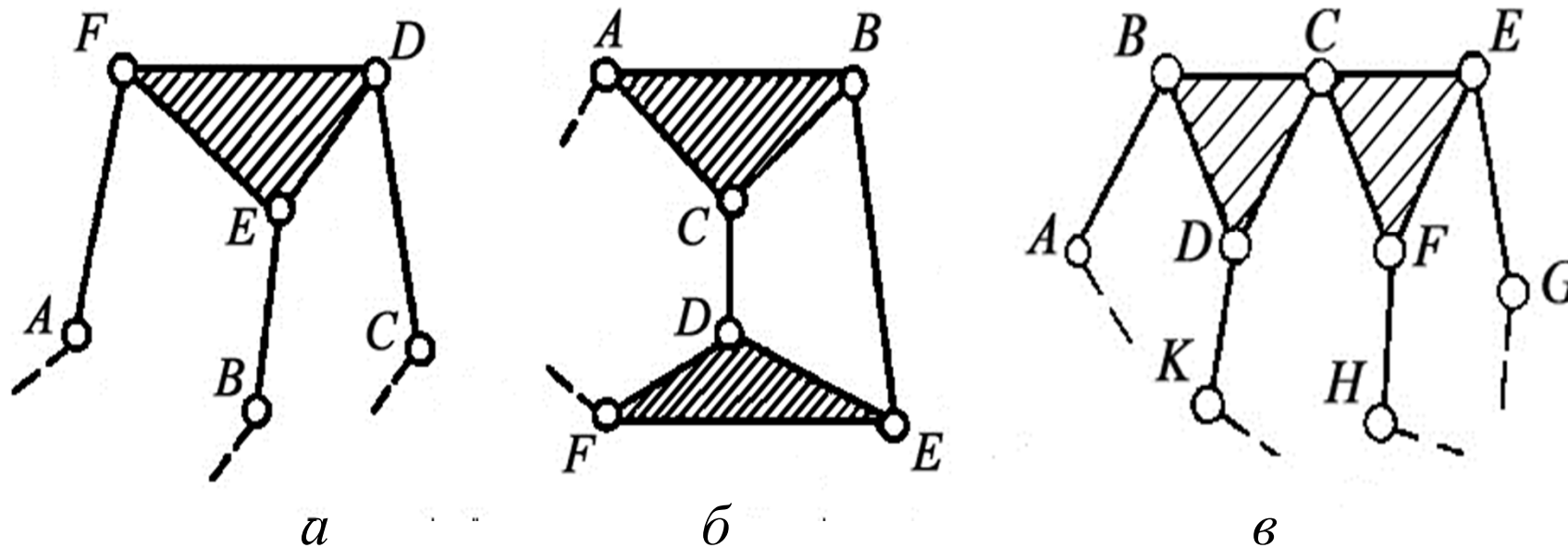


a – початкові ланки 1 і 2 утворюють обертальні пари зі стояком;
б – початкові ланки 1 і 2 рухомо з'єднані між собою, а ланка 1 утворює обертальну пару зі стояком 3

ВИДИ ДВОПОВІДКОВОЇ ГРУПИ – ДІАДИ (ГРУПИ АССУРА І КЛАСУ)



СКЛАДНІ ГРУПИ АССУРА

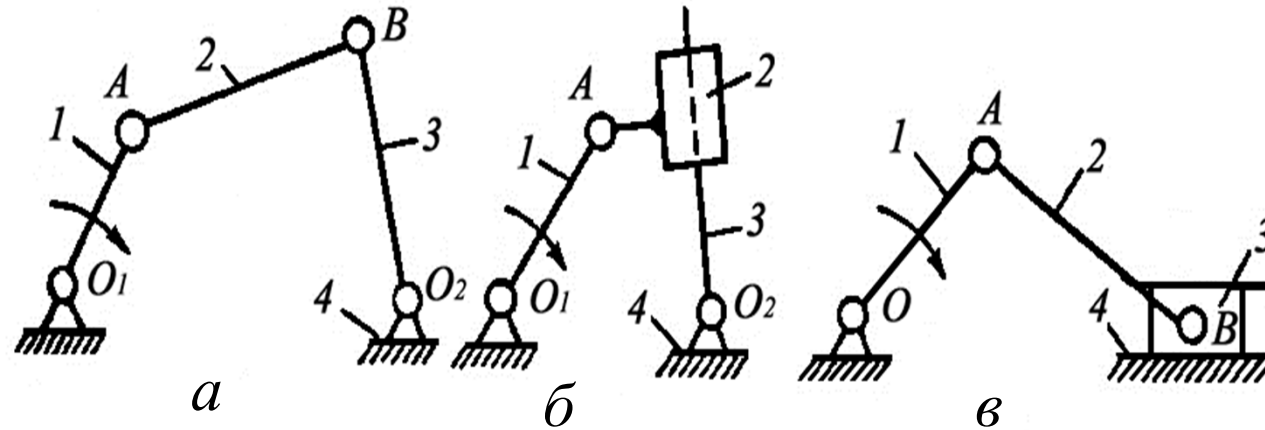


a – триповідкова група (II клас);

б – група із замкненим контуром (II клас);

в – група Ассура 3-го класу

УТВОРЕННЯ ЧОТИРИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

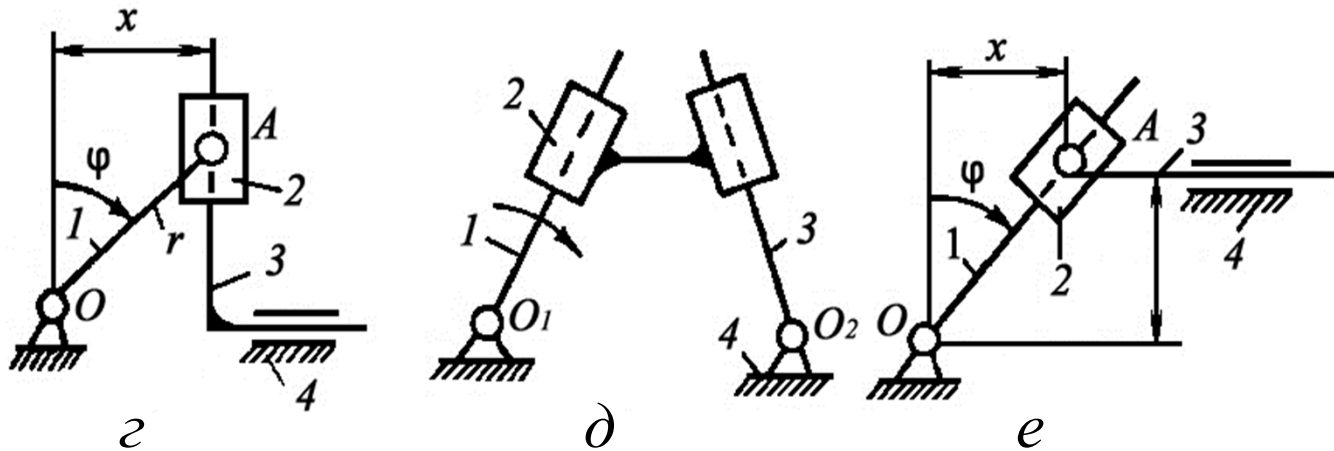


а – чотирьох шарнірний механізм
(1 кривошип; 2 шатун; 3 коромисло)

б – кулісний механізм
(1 кривошип; 2 повзун (камінь); 3 куліса);

в – кривошипно-повзунний механізм
(1 кривошип; 2 шатун; 3 повзун)

SYNTHESIS OF FOUR-LINK МЕВHANISMS



z – механізм подвійного повзуна
(1 кривошип; 2 повзун; 3 повзун);

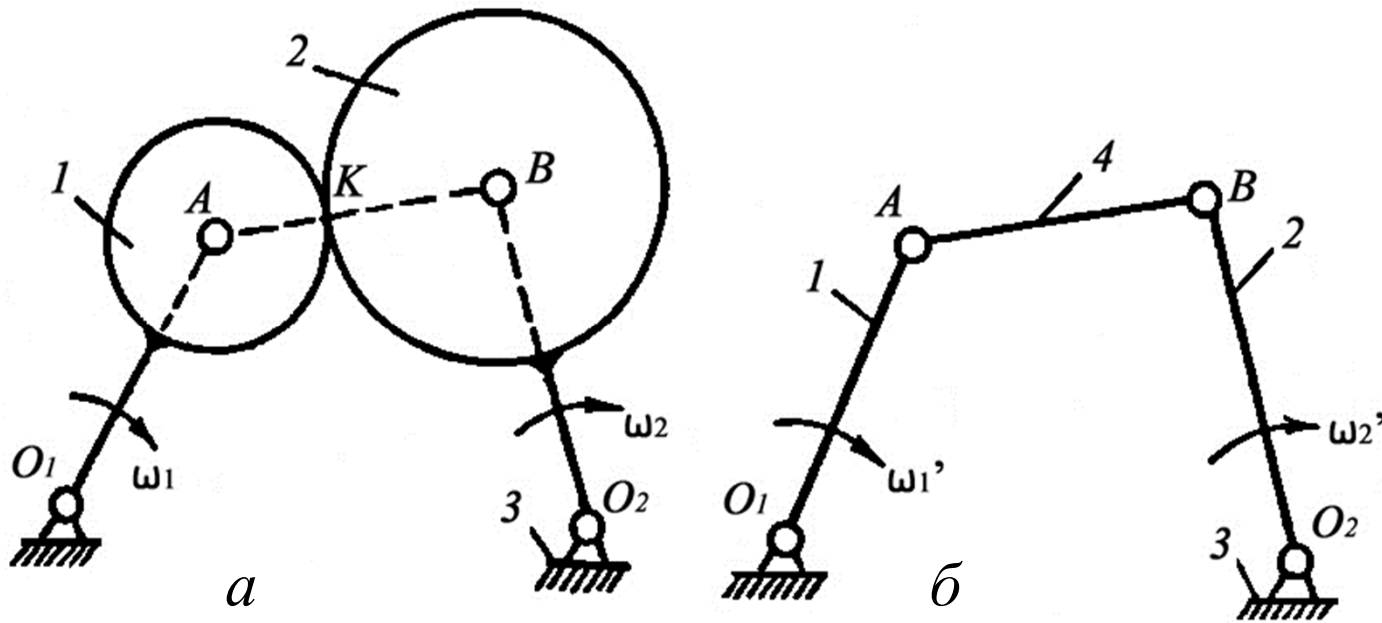
d – двокулісний механізм;

(1 куліса; 2 кулісний камінь; 3 куліса)

e – кулісно повзунний механізм

(1 куліса; 2 камінь; 3 повзун)

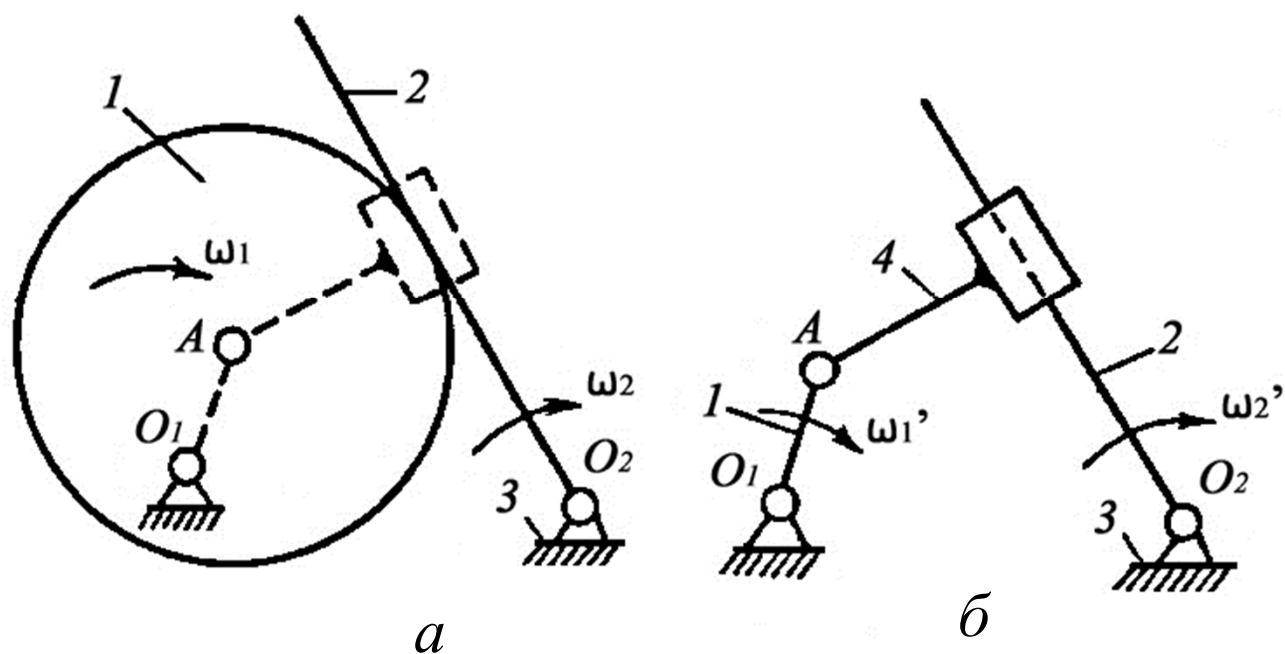
Механізми з вищими кінематичними парами, утвореними ланками з криволінійним профілем



a – діаграма механізму;

б – замінний (еквівалентний) механізм

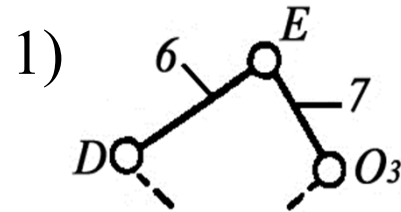
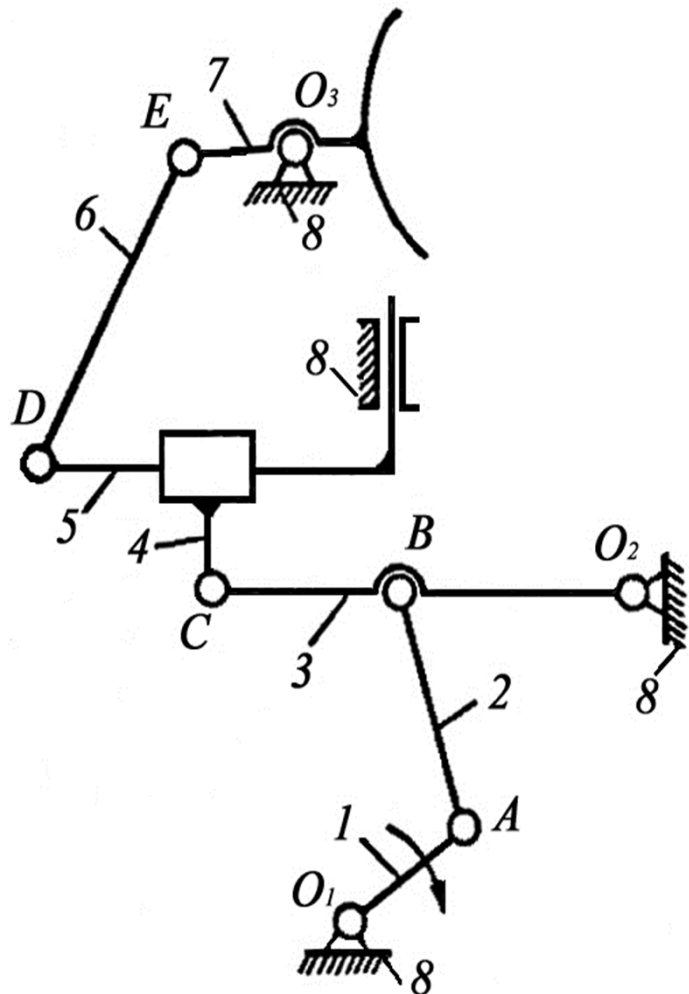
Механізми з вищими кінематичними парами, що утворюються ланками з криволінійним та прямолінійним профілем



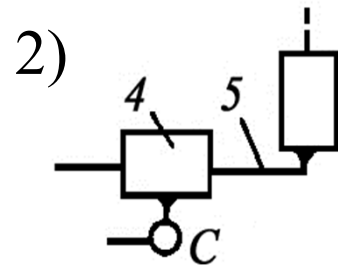
a – діаграма механізму;

б – замінний (еквівалентний) механізм

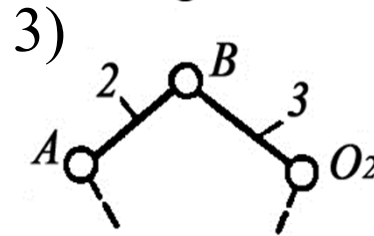
ВИЗНАЧЕННЯ СТРУКТУРИ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ (Механізм РЛС літака)



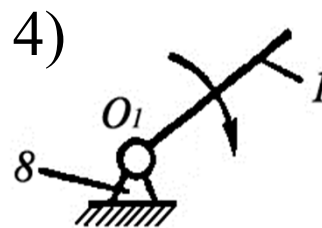
ланки 6 і 7 – діада №1;



ланки 4 і 5 – діада №4;



ланки 2 і 3 – діада №1;



ланки 1 і 8 – група
початкових ланок

**КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ**

Основна задача кінематичного дослідження - аналіз руху ланок механізму незалежно від сил, які викликають ці рухи.

Кінематичне дослідження механізму здійснюється з метою оцінки якості роботи механізму, або з метою одержання даних для силового розрахунку.

ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ КІНЕМАТИЧНОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМІВ

- побудова планів механізму та визначення положень ланок;
- побудова траєкторії будь-якої точки механізму та визначення радіусу кривизни в будь-якій точці траєкторії;
- визначення переміщень ланок механізму та його крайніх положень;
- визначення величини та напрямку лінійних швидкостей і прискорень будь-якої точки механізму;
- визначення величини та напрямку кутових швидкостей і прискорень будь-якої ланки механізму.

МЕТОДИ КІНЕМАТИЧНОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМІВ

- графічні методи;
- аналітичні методи;
- експериментальні методи.

ВИЗНАЧЕННЯ МАСШТАБНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ

Масштабний коефіцієнт –
відношення дійсної
величини параметра до
довжини відрізка, що його
зображує на кресленні в
масштабі
Масштабний коефіцієнт довжини
[м/мм]

$$k = \frac{\dot{A}}{\hat{I}}$$

Масштабний коефіцієнт швидкості
[м·с⁻¹/мм]

$$k_l = \frac{l_{AB}}{AB}$$

Масштабний коефіцієнт прискорення
[м·с⁻²/мм]

$$k_v = \frac{V_A}{pa}$$

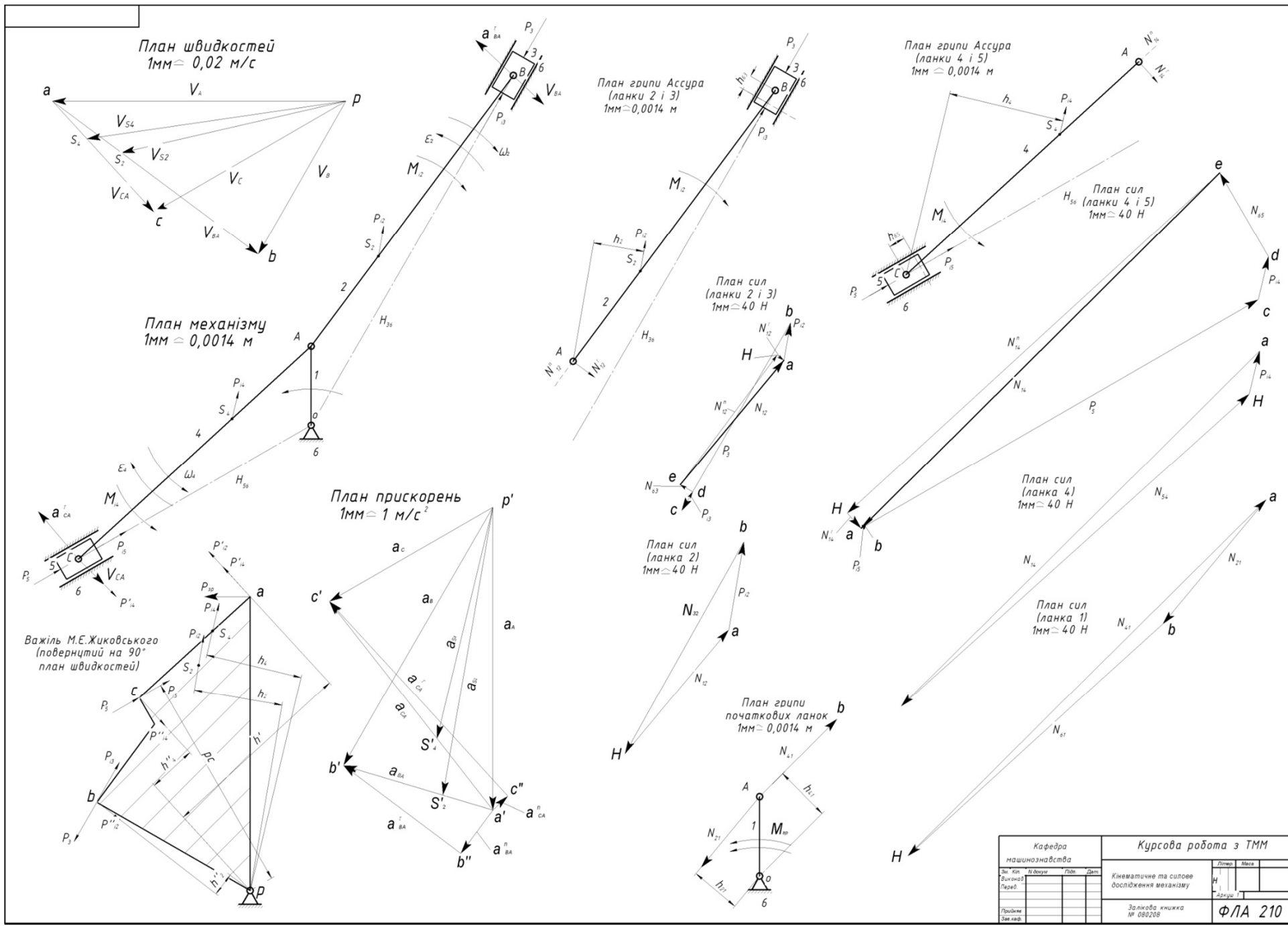
$$k_a = \frac{a_A}{p'a'}$$

**Стандартні значення масштабних
коефіцієнтів:**

...5000; 500; 50; 5; 0,5; 0,05; 0,005 ...

...2000; 200; 20; 2; 0,2; 0,02; 0,002 ...

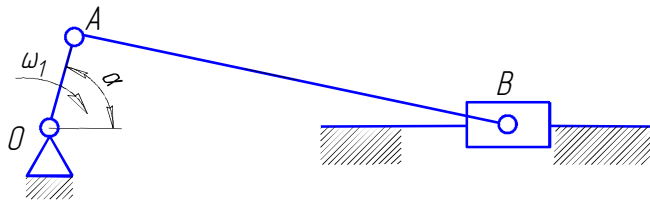
1000; 100; 10; 1; 0,1; 0,01; 0,001



Кафедра				Курсова робота з ТММ			
машинознавства							
Зм.	Кл.	№ докум.	Лист	Дат.	Лист	Маса	
Знак				Кінематичне та силове			
Робота				ослідження механізму			
Листове				Залікова книжка			
Заклад				№ 080208			
						ФЛА 210	

1. ПОБУДОВА ПЛАНУ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

План механізму - графічне зображення взаємного розташування ланок механізму, виконаних у масштабі відповідно обраному моменту часу. План механізму будується за допомогою метода засічек.



Визначаємо масштабний коефіцієнт довжини

$$k_l = \frac{l_{OA}}{OA}$$

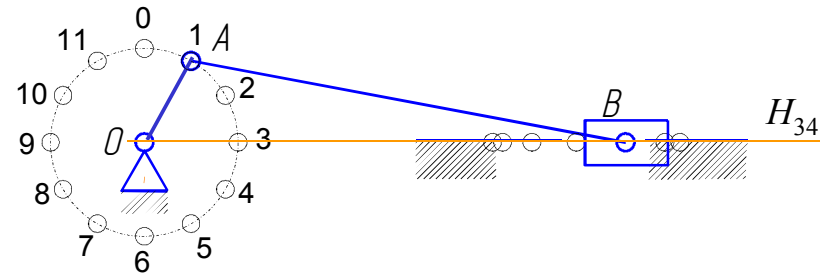
Для визначення довжин відрізків інших ланок використовуємо вирази

$$\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{k_l} \quad \overline{AS_2} = \frac{l_{AS_2}}{k_l}$$

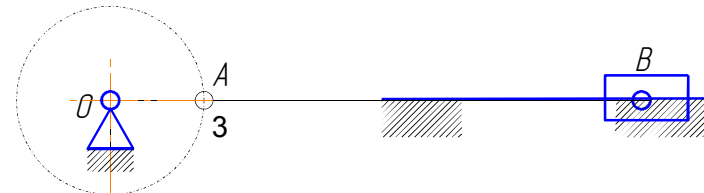
1.1 Будуємо план механізму. Спочатку обираємо положення точки O – центру обертання кривошипу 1 і відкладаємо в масштабі відрізок OA в заданому положенні. Через $t. O$ проводимо напрямну H_{34} та будуємо решту ланок механізму в масштабі.

1.2 Визначаємо ступінь вільності

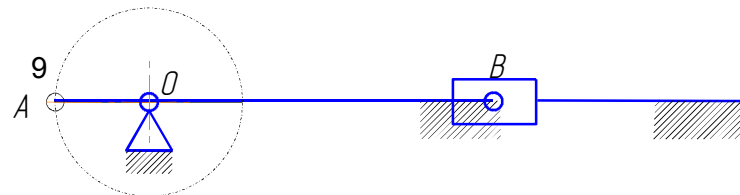
1.2 Визначаємо структуру механізму



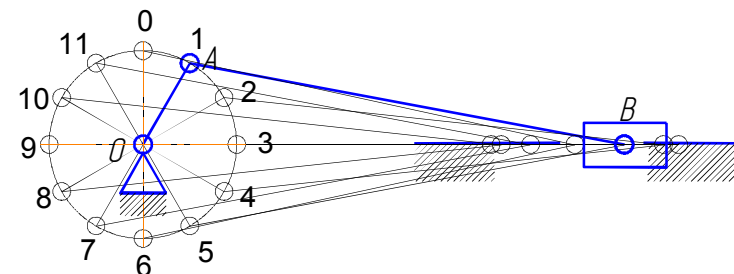
Приклади побудови планів механізму для різних положень



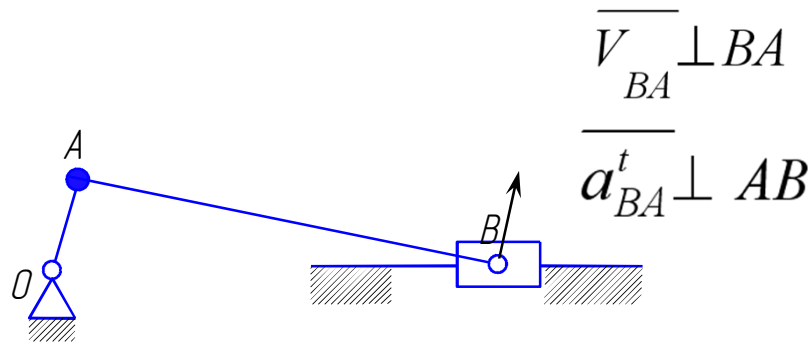
Положення повзуна у верхній мертвій точці



Положення повзуна у нижній мертвій точці



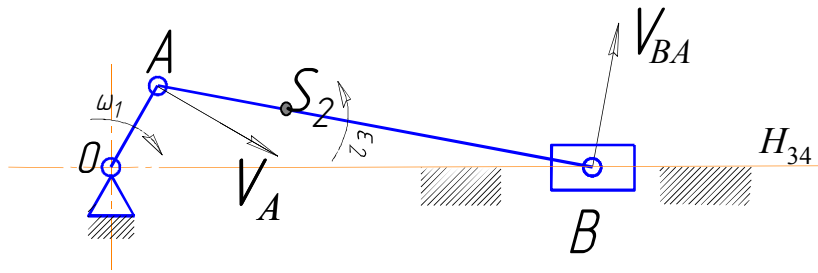
Швидкості та прискорення двох точок, що належать до однієї ланки



$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}$$

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

2. Побудова плану швидкостей



2.1. Визначаємо колову швидкість точки A

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot l_{OA}$$

2.2. Визначаємо масштабний коефіцієнт швидкостей

$$k_V = \frac{V_A}{\rho a}$$

де V_A – колова швидкість ведучої ланки в м/с до довжини відрізка ρa , що зображає дану швидкість на плані швидкостей в мм

2.3. Довільно обираємо полюс p та будуємо план швидкостей в масштабі

2.4. Відкладаємо із полюса p в масштабі швидкість V_A . Оскільки ведуча ланка (кривошип) обертається навколо т.О, то вектор ρa , що зображує швидкість т.А направлений перпендикулярно до кривошипу OA в бік його обертання

2.5. Шатун AB здійснює плоскопаралельний рух і векторне рівняння для визначення швидкості точки B запишеться у вигляді

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}$$

Для швидкостей V_{BA} и V_B відомі лише їх напрями: вектор V_B направлено вздовж напрямної H_{34} , а вектор V_{BA} направлено перпендикулярно ланці AB .

На перетині напрямів отримаємо точку b , що є кінцем відповідних векторів V_{BA} и V_B .

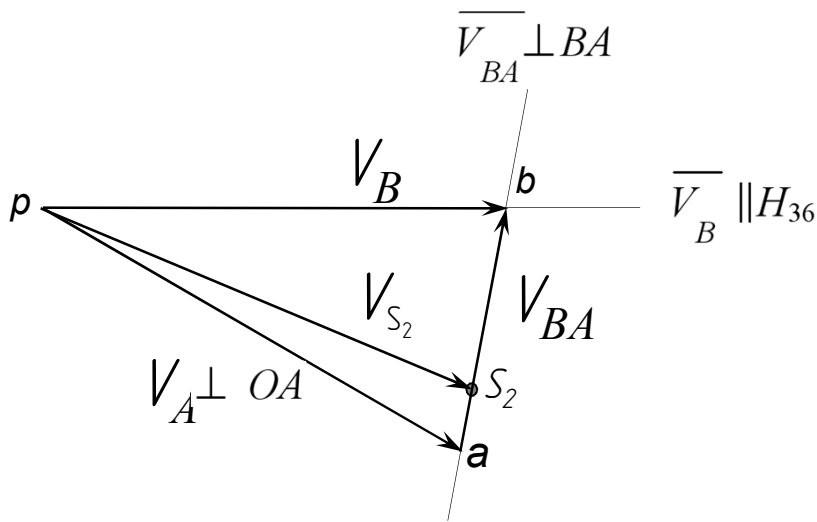
2.6. Швидкість V_{S_2} центру ваги ланки 2 (точка S_2) визначаємо за теоремою про відносні швидкості точок однієї ланки виходячи із пропорції

$$\frac{\overline{AS}_2}{\overline{AB}} = \frac{\overline{as}_2}{\overline{ab}} \Rightarrow \overline{as}_2 = \overline{as}_2 \frac{\overline{AS}_2}{\overline{AB}}$$

2.7 За планом швидкостей визначаємо дійсні швидкості точок механізму

$$V_B = k_V \cdot \overline{pb}; \quad V_{BA} = k_V \cdot \overline{ab}; \quad V_{S_2} = k_V \cdot \overline{pS_2}$$

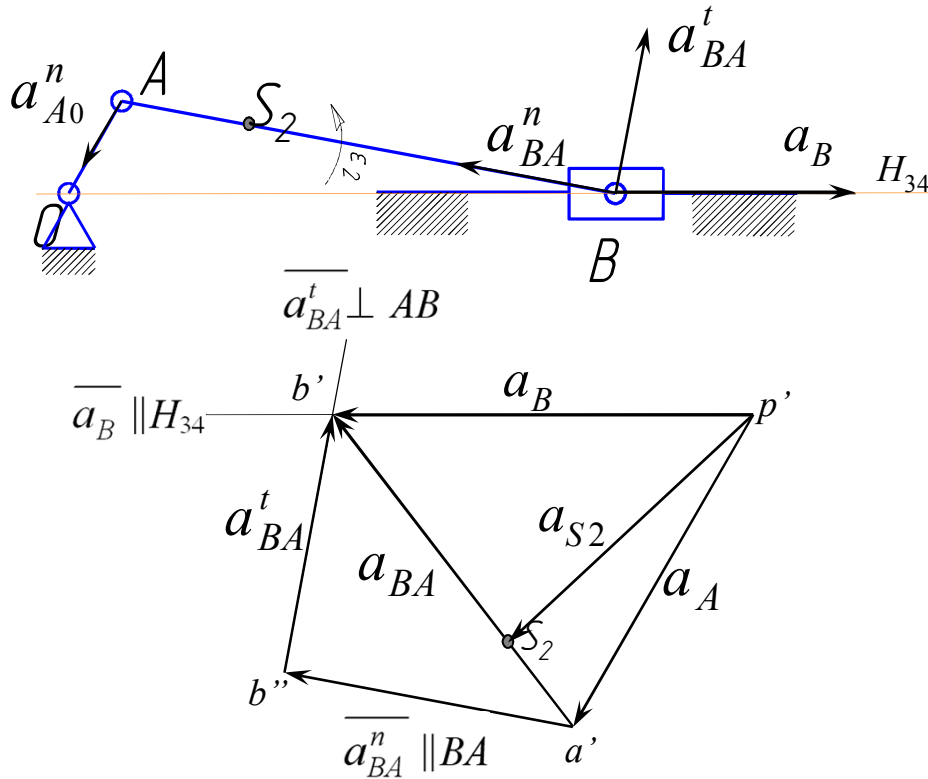
2.8. Для визначення напрямку кутової швидкості ω_2 ланки 2 переносимо вектор V_{BA} , зі збереженням його напрямку, з плану швидкостей в точку B на плані механізму. Кутова швидкість буде направлена в той же бік, в який рухається точка B відносно точки A під дією вектора V_{BA} . Величину швидкості визначаємо за формулою $\omega_2 = V_{BA}/l_{AB}$.



Властивості плану швидкостей

1. Відрізки плану швидкостей, що проходять через полюс, зображують абсолютні швидкості. Напрямок абсолютних швидкостей завжди виходить від полюса. На кінці векторів абсолютних швидкостей прийнято ставити ту малу букву, якою позначається відповідна точка на плані механізму;
2. Відрізки плану швидкостей, що не проходять через полюс, зображують відносні швидкості;
3. Нерухомі точки механізму мають відповідні їм точки на плані швидкостей, розташовані в полюсі

3. Побудова плана прискорень



1. Прискорення точки A визначається з векторного рівняння

$$\overline{a_A} = \overline{a_{AO}^n} + \overline{a_{AO}^t}$$

$$a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA} = \frac{V_A^2}{l_{OA}}$$

2. Нормальне прискорення визначається
Тангенціальне прискорення т. А

$$a_A^t = \varepsilon \cdot l_{OA}$$

Так як $\omega_1 = \text{const}$, маємо $\varepsilon_1 = 0$

$$a_{AO}^t = 0$$

3. Визначаємо масштабний коефіцієнт

$$k_a = \frac{a}{p'a'}$$

4. Довільно обираємо полюс p' та будуємо план прискорень в масштабі.

5. Відкладаємо з полюсу p' в масштабі прискорення a_A , що направлене вздовж ланки з точки A до центру обертання - т.О.

6. Прискорення точки B визначається з векторного рівняння

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t}$$

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}}$$

7. Нормальне прискорення a_{BA}^n направляєється вздовж шатуна AB з т.В до центра обертання – т.А

8. Для прискорень a_{BA}^t і a_B відомі лише напрямки:

a_{BA}^t направляєється перпендикулярно до шатуна AB,

а a_B вздовж напрямної повзуна H_{34}

На перетині напрямів отримуємо точку b' , що є кінцем відповідних векторів a_{BA}^t та a_B .

9. Прискорення a_{S_2} центра ваги ланки 2 (точка S_2) визначаємо з пропорції

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{a's'_2}}{\overline{a'b'}} \Rightarrow \overline{a's'_2} = \overline{a's'_2} \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}}$$

7. З плану визначаємо прискорення точок механізму $a_B = k_a \cdot \overline{p'b'}$; $a_{BA}^t = k_a \cdot \overline{b'b''}$; $a_{BA}^n = k_a \cdot \overline{a'b'}$; $a_{S_2} = k_a \cdot \overline{p'S'_2}$

8. Для визначення напрямку кутового прискорення ε_2 ланки 2 переносимо вектор a_{BA}^t , зі збереженням його напрямку, з плану прискорень в точку B на плані механізму. Кутове прискорення направляєється в бік руху точки B відносно точки A під дією вектора a_{BA}^t . Значення визначаємо за формулою $\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{AB}$.

Властивості плану швидкостей/прискорень

1. Відрізки плану швидкостей/прискорень, що проходять через полюс, зображують абсолютні швидкості/прискорення. Напрямок абсолютних швидкостей/прискорень завжди виходить від полюса. На кінці векторів абсолютних швидкостей /прискорень прийнято ставити ту малу букву, якою позначається відповідна точка на плані механізму;
2. Відрізки плану швидкостей/прискорень, що не проходять через полюс, зображують відносні швидкості/прискорення;
3. Нерухомі точки механізму мають відповідні їм точки на плані швидкостей/прискорень, розташовані в полюсі

СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

ГОЛОВНІ ЗАДАЧІ СИЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

- Визначення зусиль у кінематичних парах;
- Визначення невідомих зовнішніх зусиль та моментів, що діють на ланки механізму (зрівноважуючої сили та моменту).

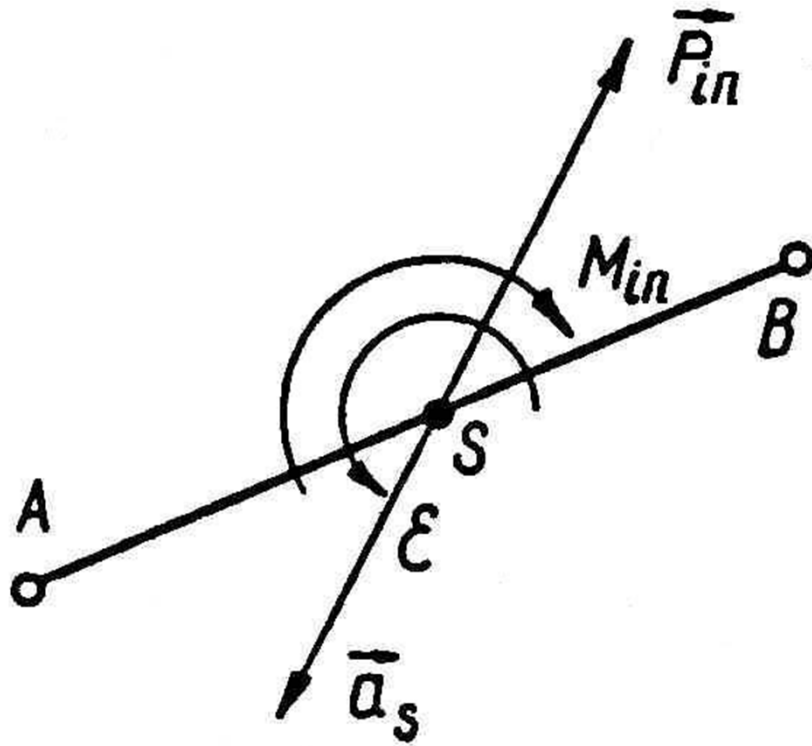
ВИСНОВКИ СИЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЗВОЛЯЮТЬ:

- Розрахувати ланки механізму на міцність;
- Визначити потужність необхідну для приводу механізму;
- Визначення сил та моментів тертя, а також потужності на їх подолання;
- Підібрати тип підшипників.

СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА ЛАНКИ МЕХАНІЗМУ

1. Рушійні;
2. Сили опору
 - сили позитивного опору;
 - сили негативного опору;
3. Сили ваги;
4. Сили інерції;
5. Реакції у кінематичних парах.

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ТА МОМЕНТІВ ІНВЕРЦІЇ



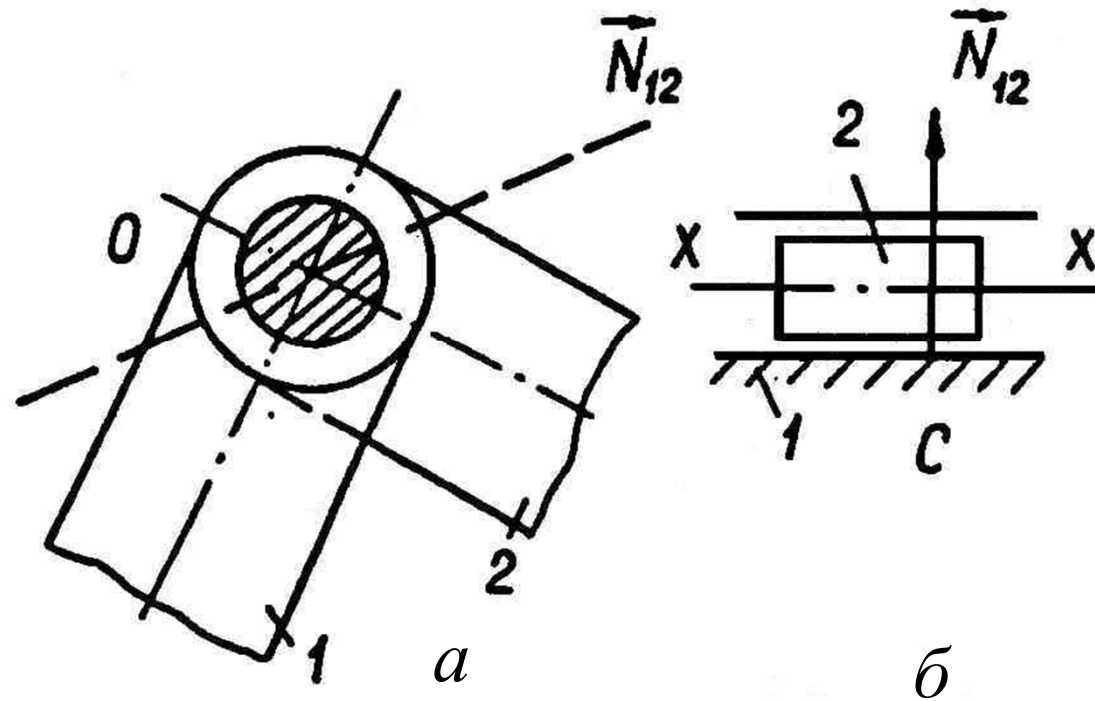
Сила інерції

$$\vec{P}_{in} = -m \cdot \vec{a}_s$$

Момент інерції

$$\vec{M}_{in} = -J_s \cdot \epsilon$$

РЕАКЦІЇ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ ПЕРШОГО РОДУ



a – обертальна кінематична пара;
б – поступальна кінематична пара.

МЕТОДИ СИЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

- Статичний метод (без урахування сил інерції);
- Кінетостатичний метод (з урахуванням сил інерції) – використовується принцип Даламбера.

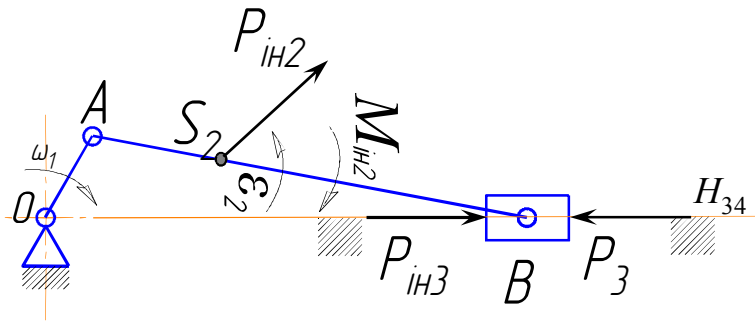
Порядок силового дослідження

Вихідні дані:

1. Довжини ланок
2. Маса ланок m_2, m_3
3. Зовнішнє зусилля, P_3
4. Момент інерції J_2
5. Дані отриманні при виконання кінематичного дослідження механізму.

Визначити:

зусилля у кінематичних парах $N_{12}, N_{23}, N_{43}, N_{41}$,
зрівноважуючі силу та момент P_{3p}, M_{3p}

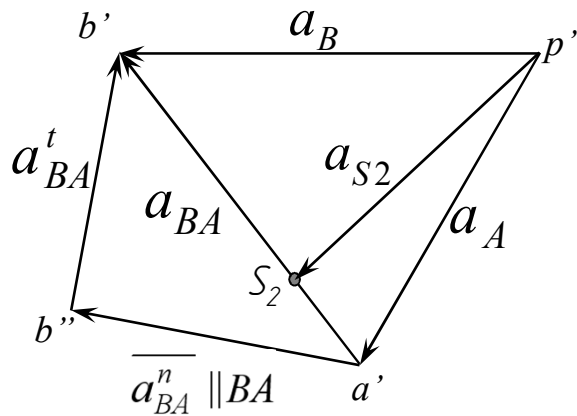


1. Визначити сили та моменти інерції

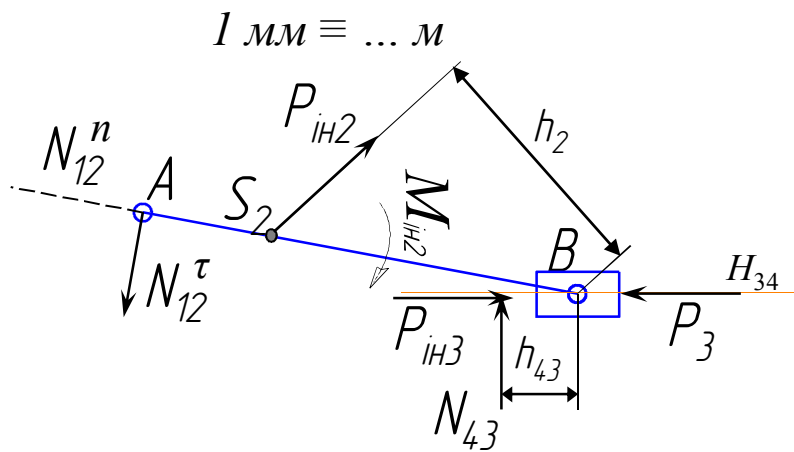
$$\overline{P}_{ii_2} = -m_2 \cdot \overline{a}_{S_2}$$

$$\overline{P}_{ii_3} = -m_3 \cdot \overline{a}_{\hat{A}}$$

$$\overline{M}_{ii_2} = -J_2 \cdot \overline{\epsilon}_2$$



які направляються в сторону протилежну відповідним прискоренням



1. Накреслимо окремо діаду №3 з усіма силами.
2. Розкладаємо невідоме зусилля у т. А на дві складові: нормальну та тангенційну.
3. Розглянемо в рівновазі ланку 2, складемо рівняння моментів відносно т. В.

$$\sum M_{iB} = 0; \quad -N_{12}^{\tau} \cdot \ell_{AB} + P_{in2} \cdot h_2 \cdot k_l + M_{in2} = 0$$

$$N_{12}^{\tau} = (P_{in2} \cdot h_2 \cdot k_l + M_{i2}) / \ell_{AB}$$

4. Розглянемо в рівновазі ланки 2 і 3 та складемо векторне рівняння сил.

$$\underline{\underline{N_{12}^{\tau}}} + \underline{\underline{P_{in3}}} + \underline{\underline{P_3}} + \underline{\underline{P_{in2}}} + \underline{\underline{N_{43}}} + \underline{\underline{N_{12}^n}} = 0$$

4. Задаємося масштабним коефіцієнтом сил k_P і будуємо план сил для ланок 2 і 3 в даному масштабі.

5. Визначаємо невідомі зусилля з плану сил

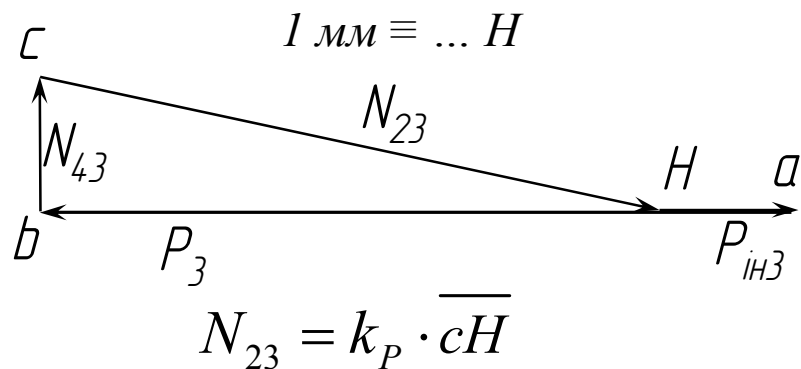
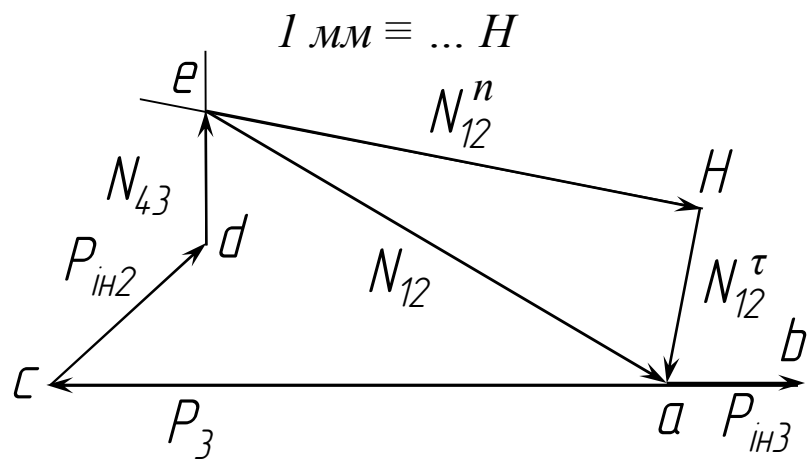
$$N_{12} = k_P \cdot ea; \quad N_{12}^n = k_P \cdot eH; \quad N_{43} = k_P \cdot da$$

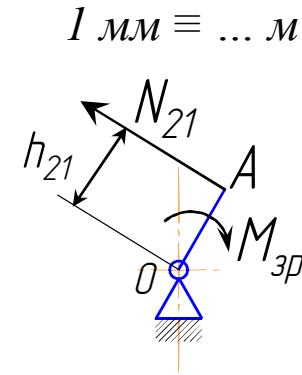
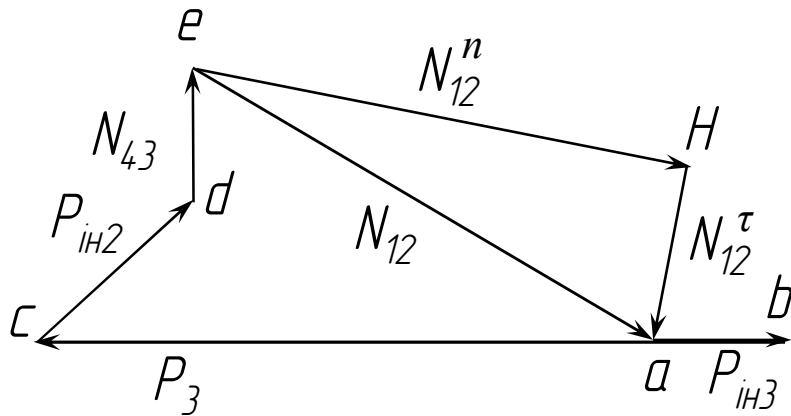
6. Визначаємо точку прикладання сили N_{23} , для чого розглянемо в рівновазі ланку 3, складемо рівняння моментів відносно т. В.

$$\sum M_{iB} = 0; \quad N_{43} \cdot h_{43} = 0; \Rightarrow h_{43} = 0$$

7. Розглянемо в рівновазі ланку 3 та складемо векторне рівняння сил.

$$\underline{\underline{P_{in3}}} + \underline{\underline{P_3}} + \underline{\underline{N_{43}}} + \underline{\underline{N_{23}}} = 0$$



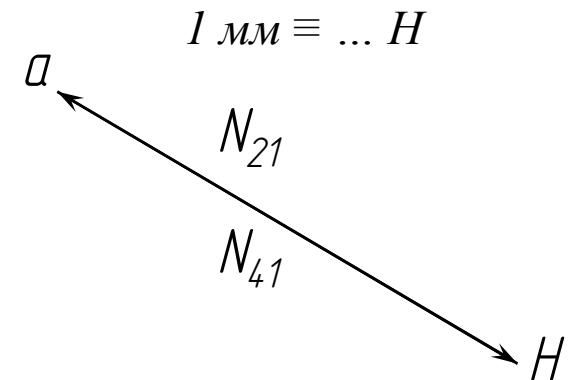


8. Накреслимо групу початкових ланок та прикладемо до неї зусилля $N_{21} = -N_{12}$.

9. Визначаємо зусилля у кінематичні парі O (N_{41}). Розглянемо у рівновазі ланку 1 і складемо векторне рівняння сил, розв'яжемо його графічно

$$\underline{\underline{\overline{N_{21}}} + \overline{N_{41}} = 0; \Rightarrow N_{21} = -N_{41}}$$

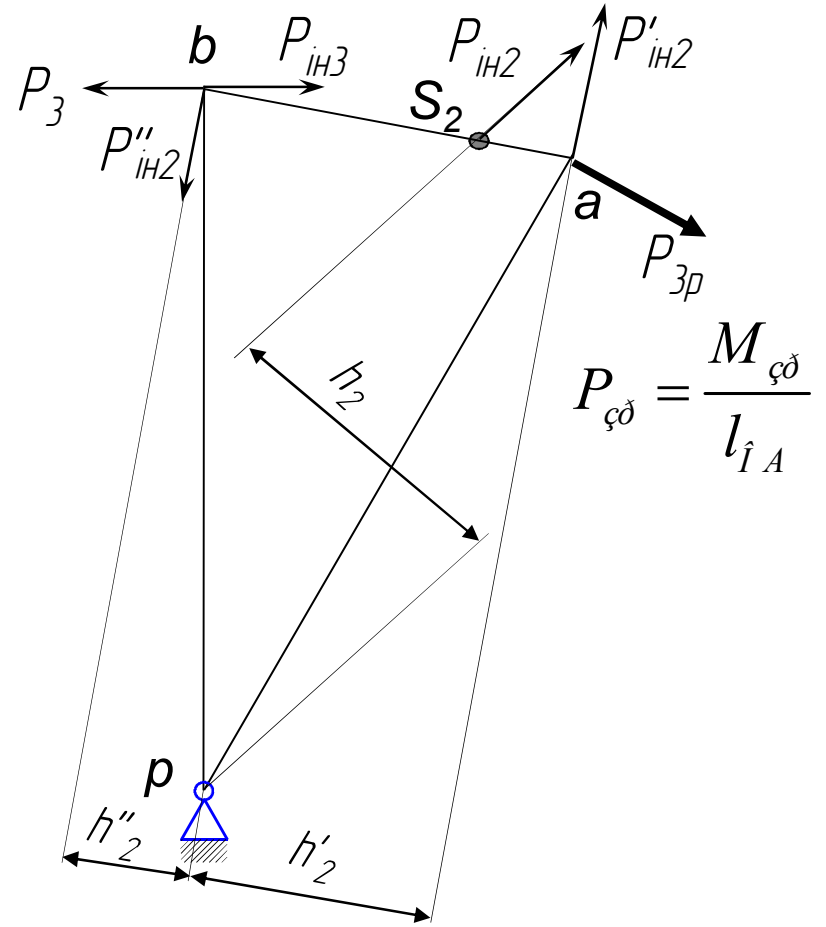
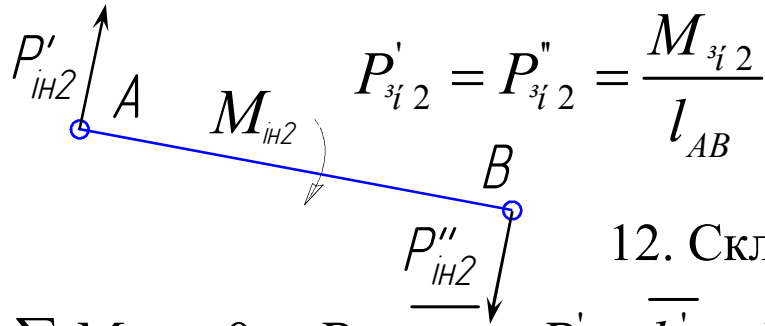
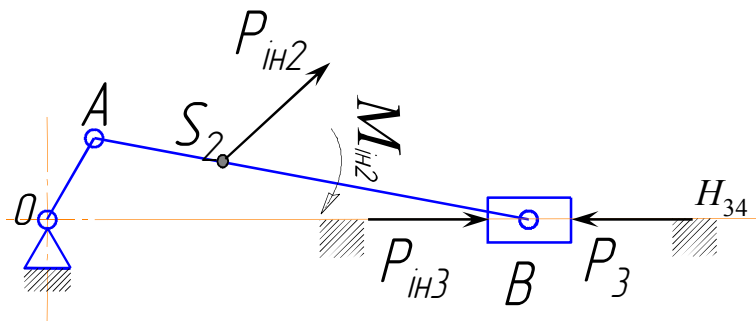
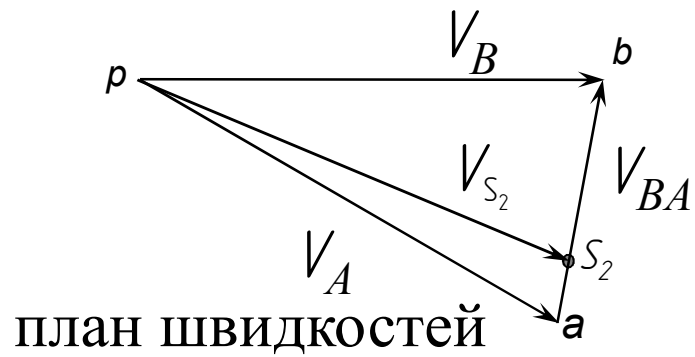
10. Задаємося довільно на початковій ланці 1 напрямом зрівноважуючого моменту та визначаємо його величину, склавши рівняння моментів відносно т. O.



$$\sum M_{iO} = 0; -\dot{I}_{\zeta\delta} + N_{21} \cdot h_{21} = 0; \Rightarrow$$

$$\dot{I}_{\zeta\delta} = N_{21} \cdot h_{21}$$

11. Визначення зрівноважуючого моменту методом жорсткого важеля Жуковського (повернутий на 90° план швидкостей)



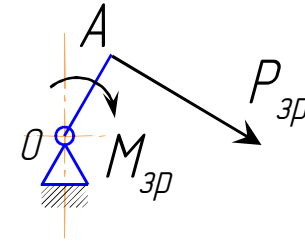
12. Складаємо рівняння моментів відносно полюса

$$\sum M_{iP} = 0; -P_{\varphi\delta} \cdot \overline{pa} + P'_{\varphi 2} \cdot \overline{h'_2} - P_{\varphi 2} \cdot \overline{h_2} - P_{\varphi 3} \cdot \overline{pb} + P''_{\varphi 2} \cdot \overline{h''_2} + P_3 \cdot \overline{pb} = 0$$

$$P_{\varphi\delta} = (P'_{\varphi 2} \cdot \overline{h'_2} - P_{\varphi 2} \cdot \overline{h_2} - P_{\varphi 3} \cdot \overline{pb} + P''_{\varphi 2} \cdot \overline{h''_2} + P_3 \cdot \overline{pb}) / \overline{pa}$$

13. Переносимо з важеля Жуковського зрівноважуючу силу в т. А на початковій ланці 1 та визначаємо величину зрівноважуючого моменту

$$\dot{I}_{\zeta\delta}^{\mathcal{A}} = P_{\zeta\delta} \cdot l_{OA}$$



та порівнюємо отримане значення зі значенням зрівноважуючого моменту обрахованого раніше.

14. Знаходимо похибку визначення зрівноважуючого моменту різними методами

$$\varepsilon = \frac{\dot{I}_{\zeta\delta}^{\mathcal{A}} - \dot{I}_{\zeta\delta}}{\dot{I}_{\zeta\delta}^{\mathcal{A}}} \cdot 100\% \leq 5\%$$

СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

ГОЛОВНІ ЗАДАЧІ СИЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

- Визначення зусиль у кінематичних парах;
- Визначення невідомих зовнішніх зусиль та моментів, що діють на ланки механізму (зрівноважуючої сили та моменту).

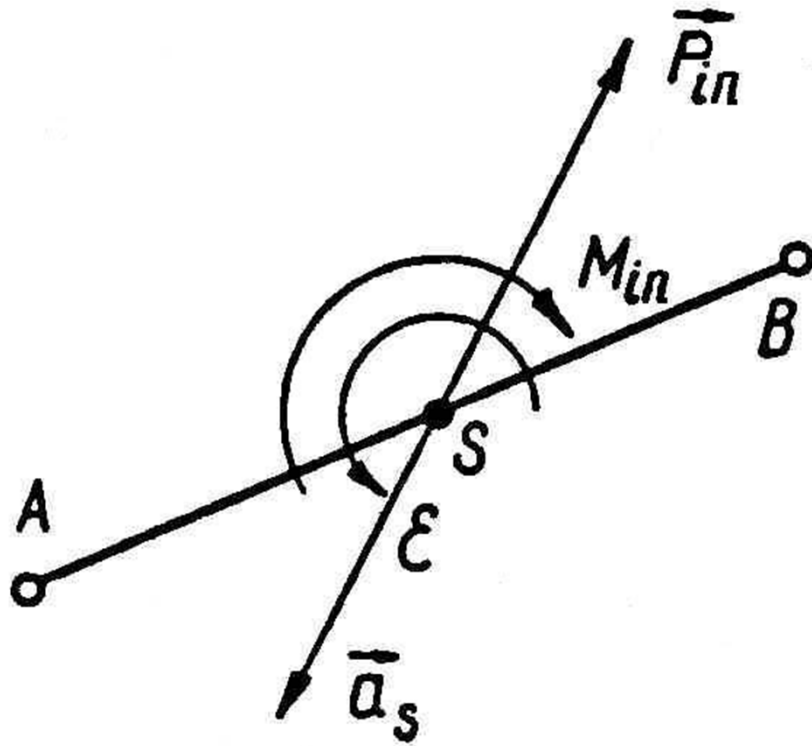
ВИСНОВКИ СИЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЗВОЛЯЮТЬ:

- Розрахувати ланки механізму на міцність;
- Визначити потужність необхідну для приводу механізму;
- Визначення сил та моментів тертя, а також потужності на їх подолання;
- Підібрати тип підшипників.

СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА ЛАНКИ МЕХАНІЗМУ

1. Рушійні;
2. Сили опору
 - сили позитивного опору;
 - сили негативного опору;
3. Сили ваги;
4. Сили інерції;
5. Реакції у кінематичних парах.

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ТА МОМЕНТІВ ІНВЕРЦІЇ



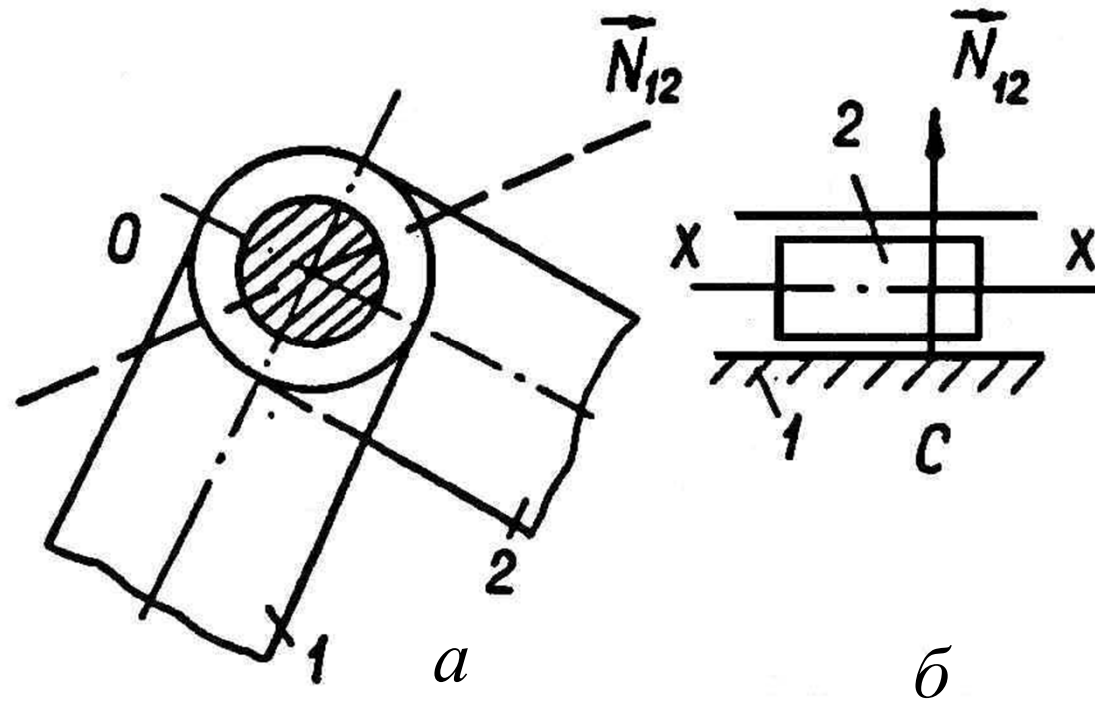
Сила інерції

$$\vec{P}_{in} = -m \cdot \vec{a}_s$$

Момент інерції

$$\vec{M}_{in} = -J_s \cdot \epsilon$$

РЕАКЦІЇ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ ПЕРШОГО РОДУ



a – обертальна кінематична пара;
б – поступальна кінематична пара.

МЕТОДИ СИЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

- Статичний метод (без урахування сил інерції);
- Кінетостатичний метод (з урахуванням сил інерції) – використовується принцип Даламбера.

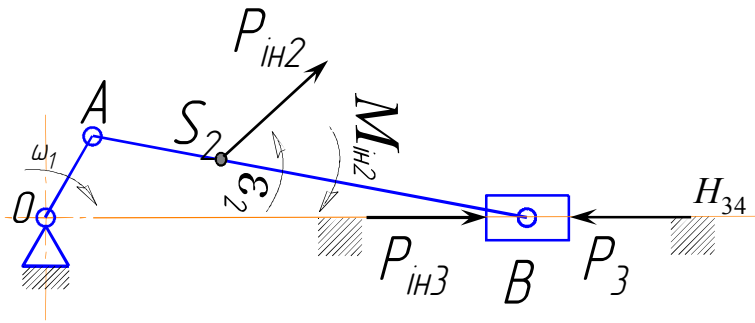
Порядок силового дослідження

Вихідні дані:

1. Довжини ланок
2. Маса ланок m_2, m_3
3. Зовнішнє зусилля, P_3
4. Момент інерції J_2
5. Дані отриманні при виконання кінематичного дослідження механізму.

Визначити:

зусилля у кінематичних парах $N_{12}, N_{23}, N_{43}, N_{41}$,
зрівноважуючі силу та момент $P_{зр}, M_{зр}$

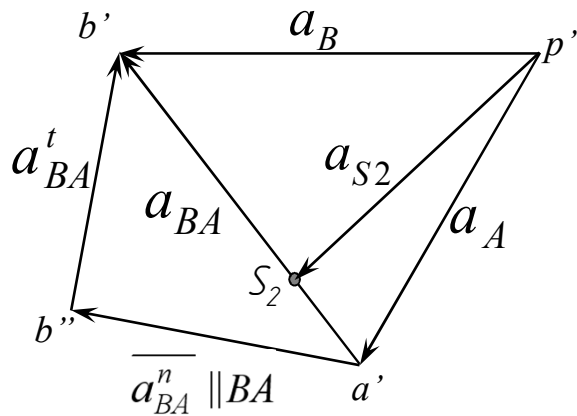


1. Визначити сили та моменти інерції

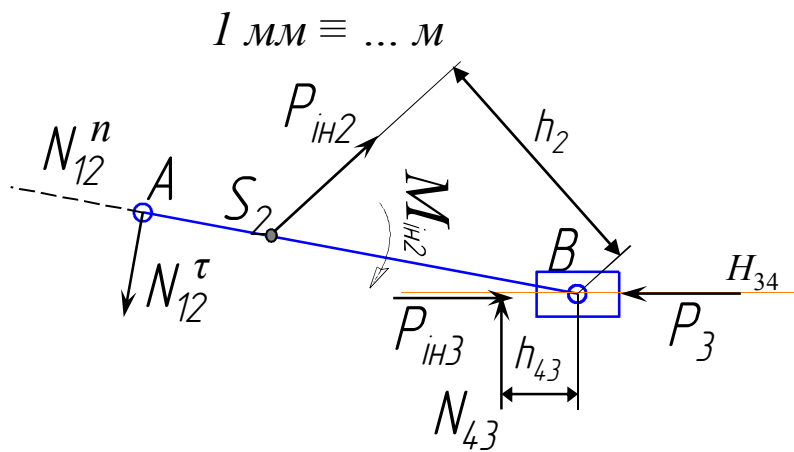
$$\overline{P}_{ii_2} = -m_2 \cdot \overline{a}_{S_2}$$

$$\overline{P}_{ii_3} = -m_3 \cdot \overline{a}_{\hat{A}}$$

$$\overline{M}_{ii_2} = -J_2 \cdot \overline{\varepsilon}_2$$



які направляються в сторону протилежну відповідним прискоренням



1. Накреслимо окремо діаду №3 з усіма силами.
2. Розкладаємо невідоме зусилля у т. А на дві складові: нормальну та тангенційну.
3. Розглянемо в рівновазі ланку 2, складемо рівняння моментів відносно т. В.

$$\sum M_{iB} = 0; \quad -N_{12}^{\tau} \cdot \ell_{AB} + P_{in2} \cdot h_2 \cdot k_l + M_{in2} = 0$$

$$N_{12}^{\tau} = (P_{in2} \cdot h_2 \cdot k_l + M_{i2}) / \ell_{AB}$$

4. Розглянемо в рівновазі ланки 2 і 3 та складемо векторне рівняння сил.

$$\underline{\underline{N_{12}^{\tau}}} + \underline{\underline{P_{in3}}} + \underline{\underline{P_3}} + \underline{\underline{P_{in2}}} + \underline{\underline{N_{43}}} + \underline{\underline{N_{12}^n}} = 0$$

4. Задаємося масштабним коефіцієнтом сил k_P і будуємо план сил для ланок 2 і 3 в даному масштабі.

5. Визначаємо невідомі зусилля з плану сил

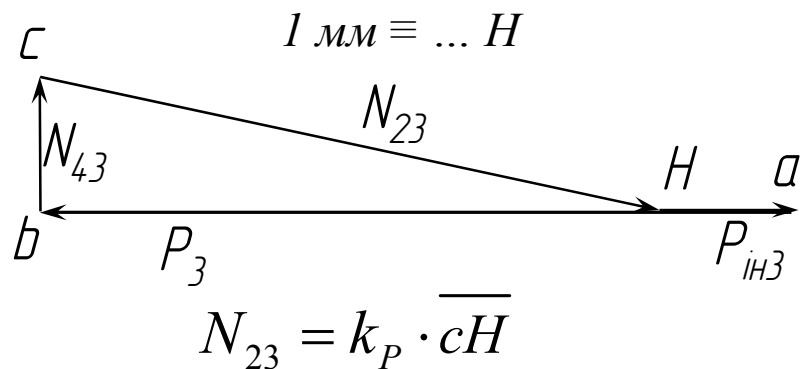
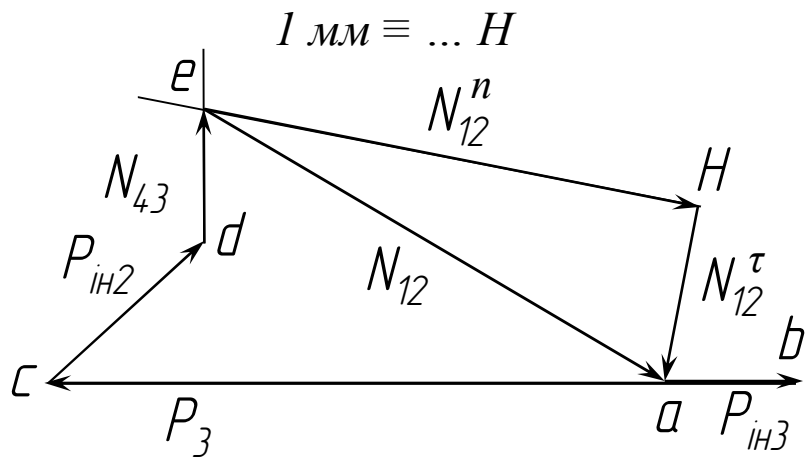
$$N_{12} = k_P \cdot ea; \quad N_{12}^n = k_P \cdot eH; \quad N_{43} = k_P \cdot da$$

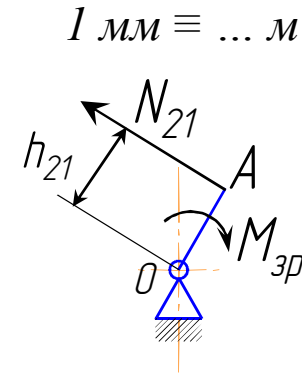
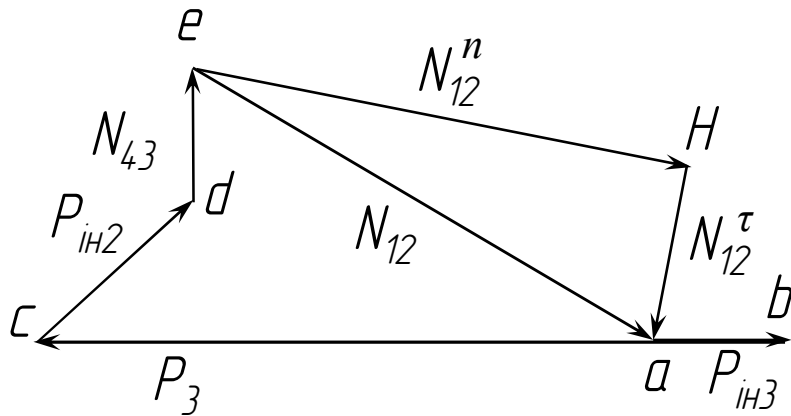
6. Визначаємо точку прикладання сили N_{23} , для чого розглянемо в рівновазі ланку 3, складемо рівняння моментів відносно т. В.

$$\sum M_{iB} = 0; \quad N_{43} \cdot h_{43} = 0; \Rightarrow h_{43} = 0$$

7. Розглянемо в рівновазі ланку 3 та складемо векторне рівняння сил.

$$\underline{\underline{P_{in3}}} + \underline{\underline{P_3}} + \underline{\underline{N_{43}}} + \underline{\underline{N_{23}}} = 0$$



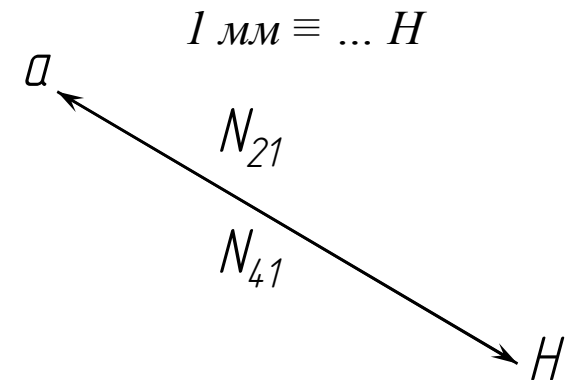


8. Накреслимо групу початкових ланок та прикладемо до неї зусилля $N_{21} = -N_{12}$.

9. Визначаємо зусилля у кінематичні парі O (N_{41}). Розглянемо у рівновазі ланку 1 і складемо векторне рівняння сил, розв'яжемо його графічно

$$\underline{\underline{\overline{N_{21}}} + \overline{N_{41}} = 0; \Rightarrow N_{21} = -N_{41}}$$

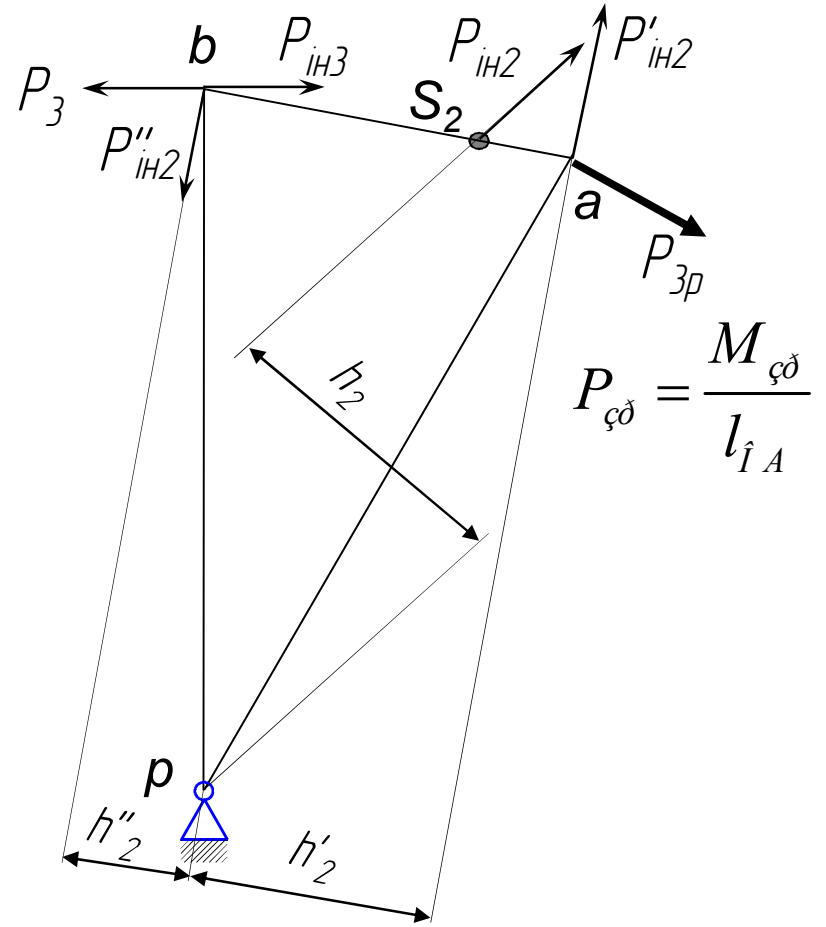
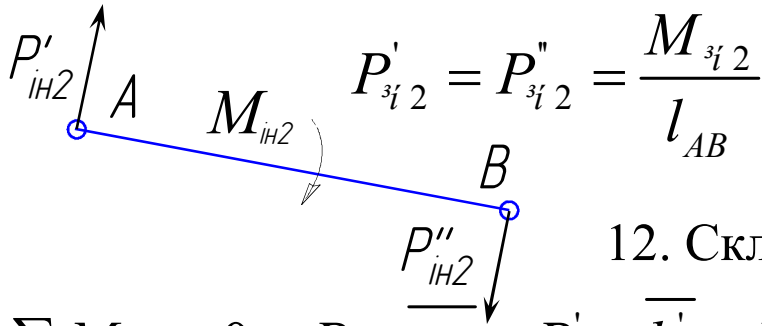
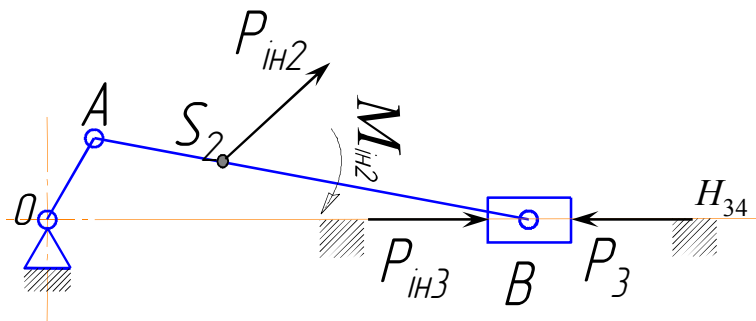
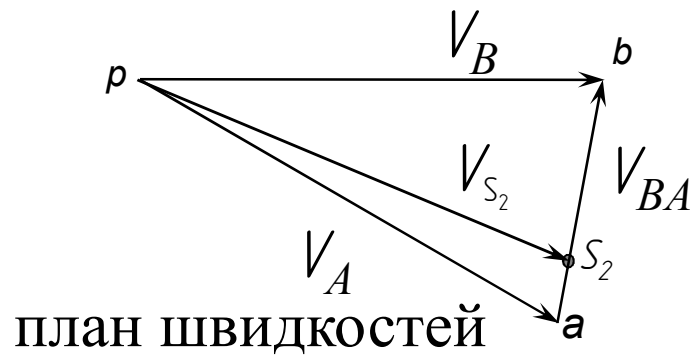
10. Задаємося довільно на початковій ланці 1 напрямом зрівноважуючого моменту та визначаємо його величину, склавши рівняння моментів відносно т. O.



$$\sum M_{iO} = 0; -\dot{I}_{\zeta\delta} + N_{21} \cdot h_{21} = 0; \Rightarrow$$

$$\dot{I}_{\zeta\delta} = N_{21} \cdot h_{21}$$

11. Визначення зрівноважуючого моменту методом жорсткого важеля Жуковського (повернутий на 90° план швидкостей)



$$P_{\varphi\delta} = \frac{M_{\varphi\delta}}{l_{\hat{I}A}}$$

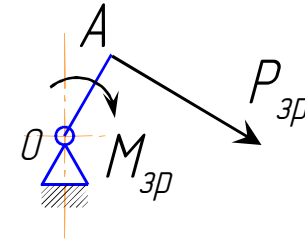
12. Складаємо рівняння моментів відносно полюса

$$\sum M_{iP} = 0; -P_{\varphi\delta} \cdot \overline{pa} + P'_{\varphi 2} \cdot \overline{h'_2} - P_{\varphi 2} \cdot \overline{h_2} - P_{\varphi 3} \cdot \overline{pb} + P''_{\varphi 2} \cdot \overline{h''_2} + P_3 \cdot \overline{pb} = 0$$

$$P_{\varphi\delta} = (\overline{P'_{\varphi 2} \cdot h'_2} - \overline{P_{\varphi 2} \cdot h_2} - \overline{P_{\varphi 3} \cdot pb} + \overline{P''_{\varphi 2} \cdot h''_2} + \overline{P_3 \cdot pb}) / \overline{pa}$$

13. Переносимо з важеля Жуковського зрівноважуючу силу в т. А на початковій ланці 1 та визначаємо величину зрівноважуючого моменту

$$\dot{I}_{\zeta\delta}^{\mathcal{A}} = P_{\zeta\delta} \cdot l_{OA}$$



та порівнюємо отримане значення зі значенням зрівноважуючого моменту обрахованого раніше.

14. Знаходимо похибку визначення зрівноважуючого моменту різними методами

$$\varepsilon = \frac{\dot{I}_{\zeta\delta}^{\mathcal{A}} - \dot{I}_{\zeta\delta}}{\dot{I}_{\zeta\delta}^{\mathcal{A}}} \cdot 100\% \leq 5\%$$

ТЕРТЯ В МЕХАНІЗМАХ І МАШИНАХ. КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ МЕХАНІЗМУ.

ТЕРТЯ — сукупність явищ, що спричиняють опір рухові одне відносно одного макроскопічних тіл (**зовнішнє тертя**) або елементів одного і того ж тіла (**внутрішнє тертя**), при якому механічна енергія розсіюється у вигляді тепла.

ВИДИ ТЕРТЯ

тертя ковзання;

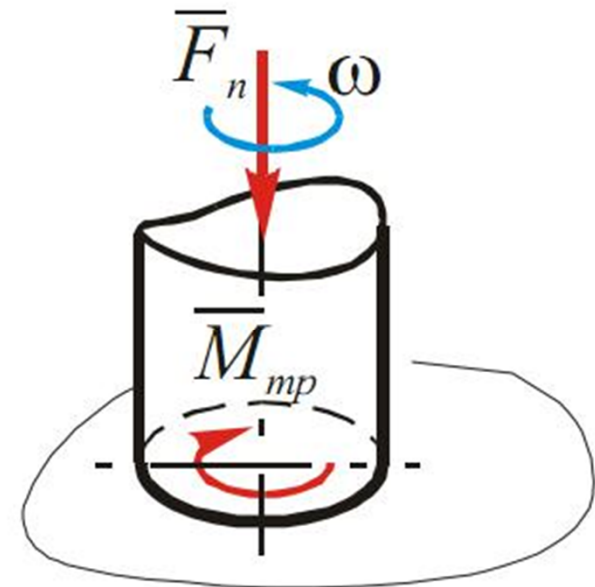
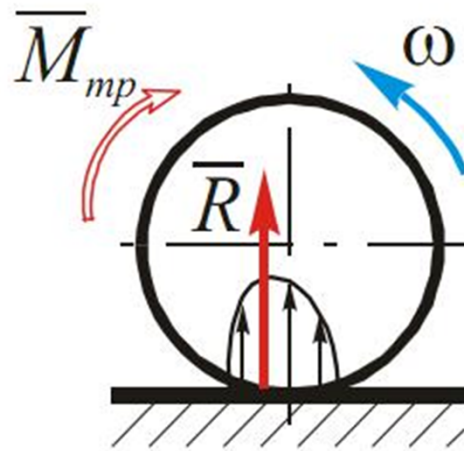
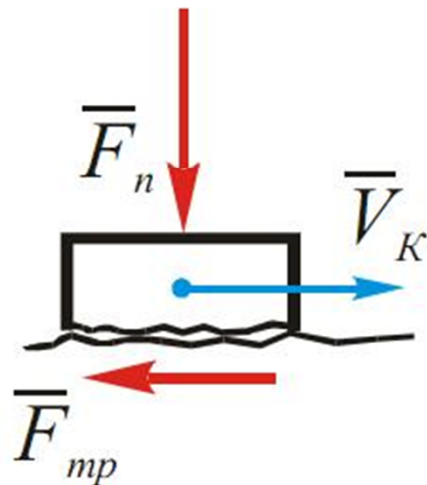
тертя кочення;

тертя вертіння;

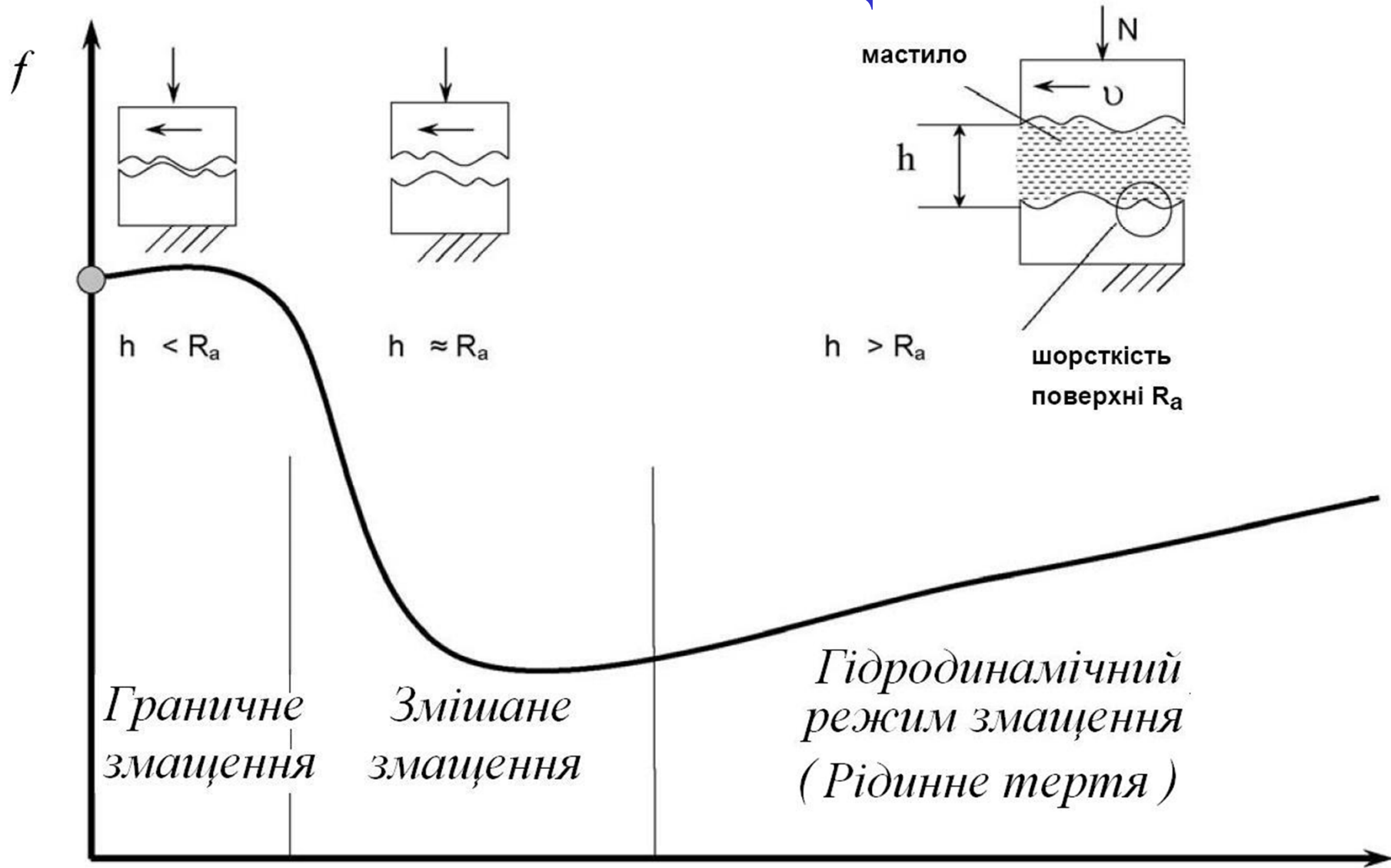
тертя кочення з проковзуванням;

тертя за вібропереміщень;

тертя спокою.



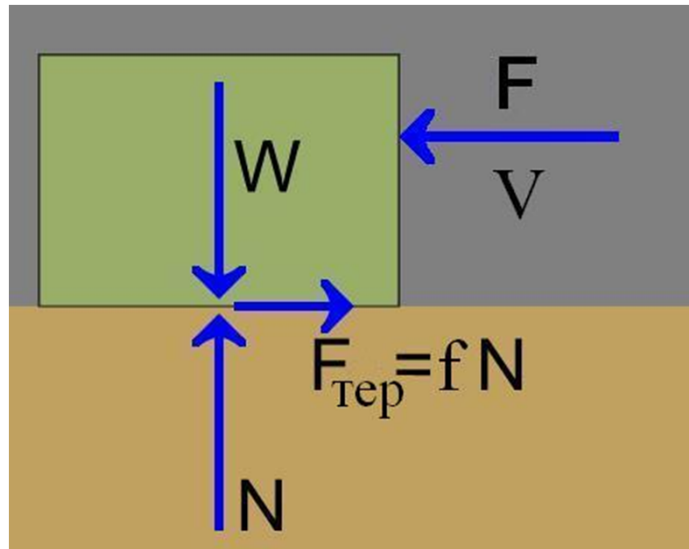
РЕЖИМИ ЗМАЩЕННЯ



Крива Герсі-Штрибека

В'язкість x швидкість
навантаження

СИЛА ТЕРТЯ

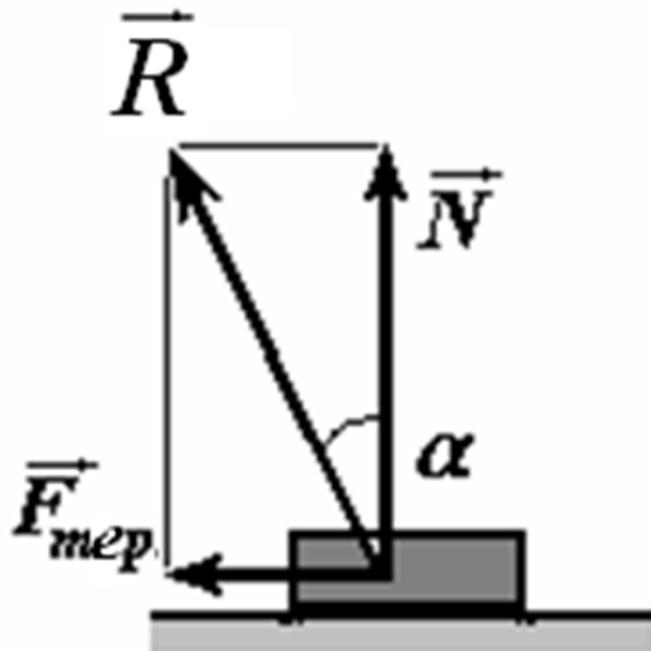


$$F_{\text{тер}} = f \cdot N \quad (1)$$

Коефіцієнт тертя

$$f = F_{\text{тер}} / N$$

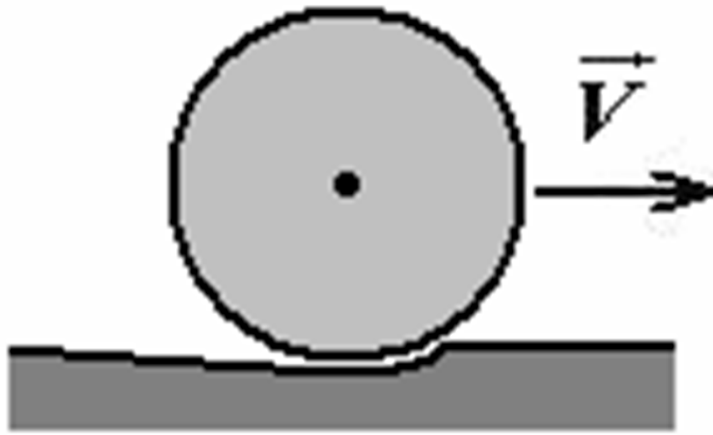
характеризує силу тертя і позначається μ , k або f



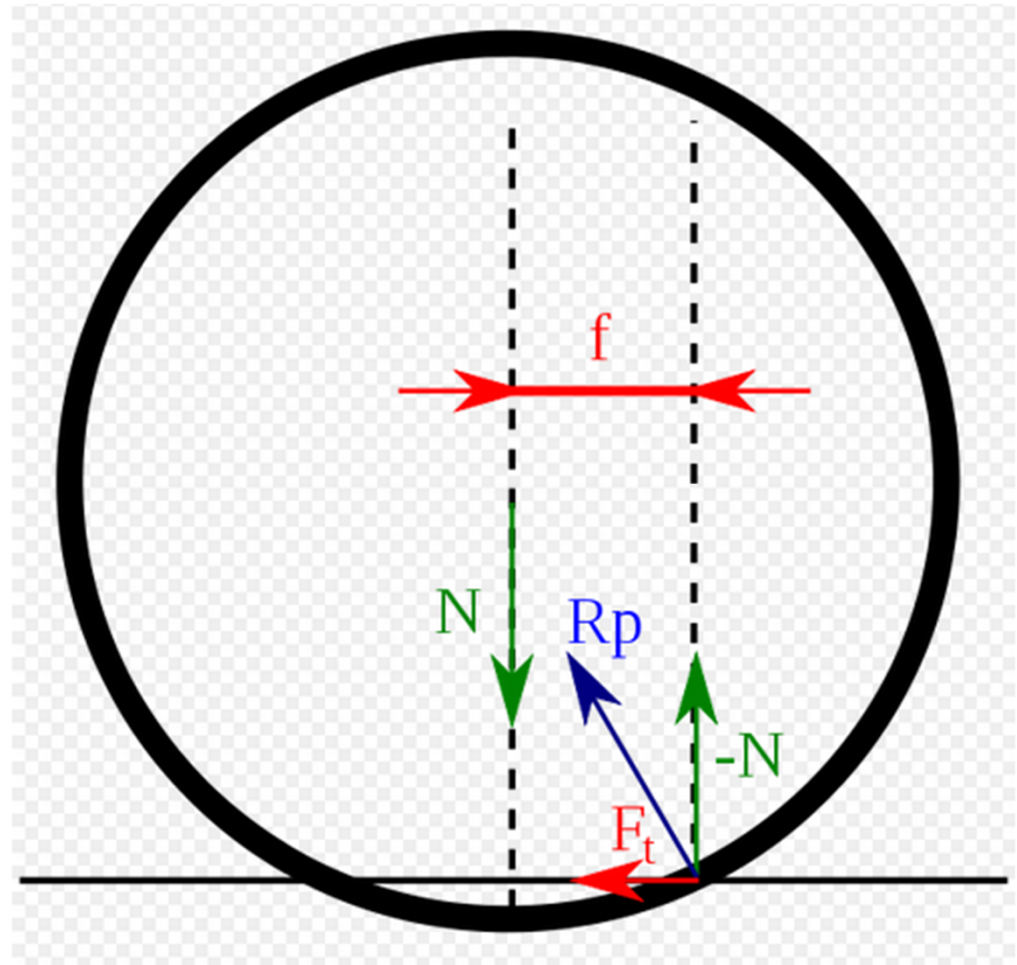
$$\text{tg } \alpha = f$$

α – кут тертя
(приведений)

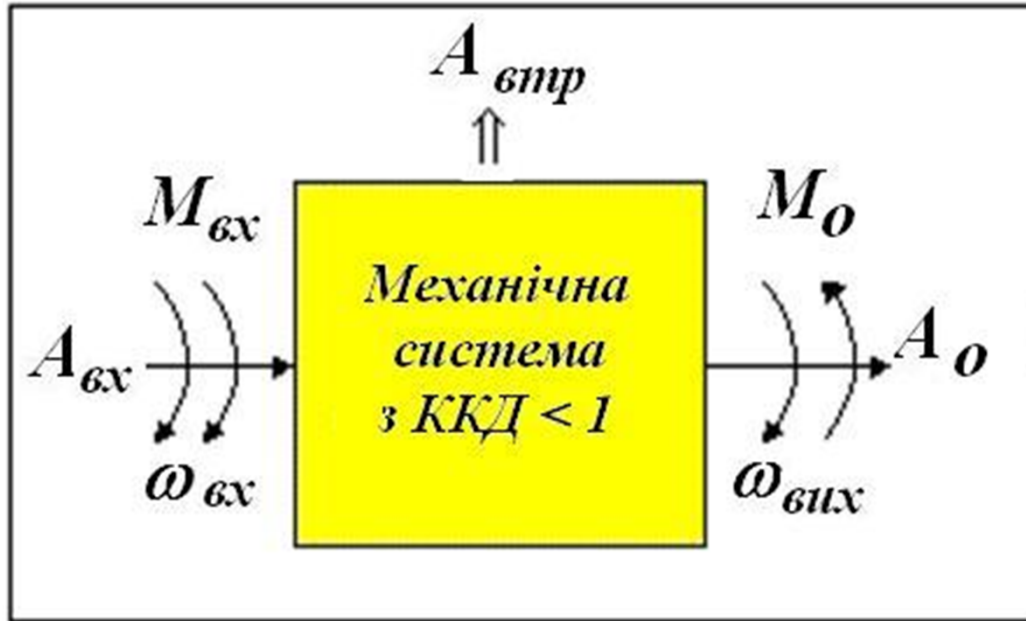
ТЕРТЯ КОЧЕННЯ



$$f = \frac{M_t}{N}$$



КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ МЕХАНІЗМУ



$A_{вх}$ - робота рушійних сил на входу;

A_o - робота сил корисного опору;

$A_{втр}$ - втрачена робота;

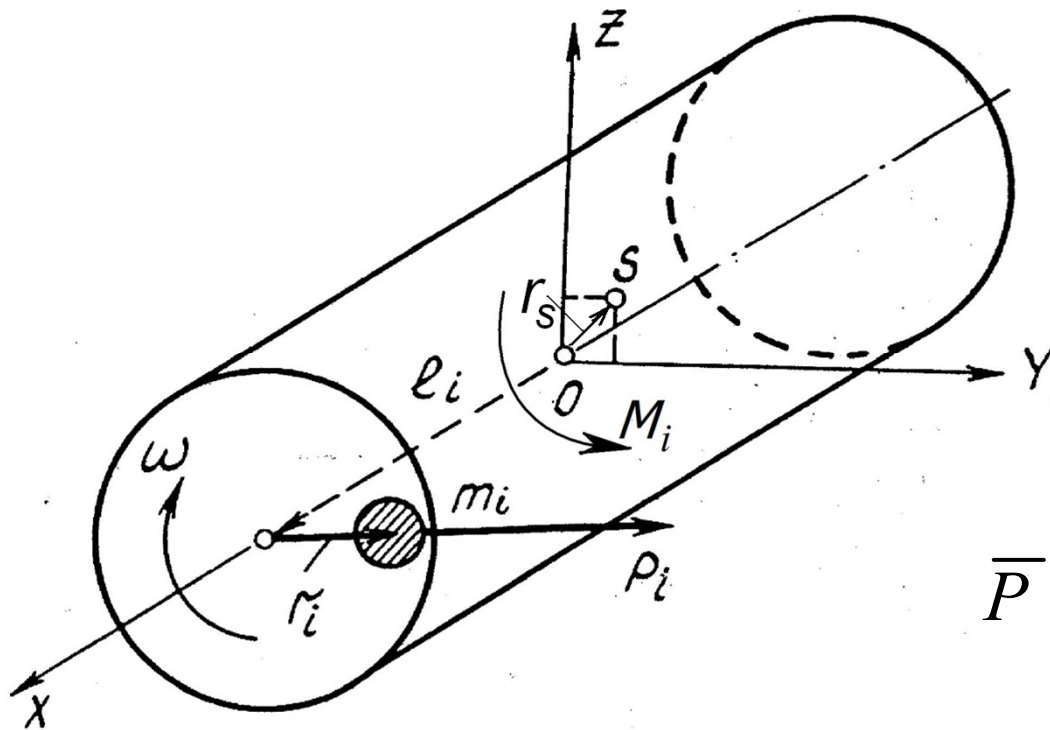
η - коефіцієнт корисної дії;

ψ - коефіцієнт втрат.

$$\eta = \frac{|A_{\hat{\tau}}|}{|A_{\hat{\omega}}|} = \frac{|A_{\hat{\omega}} - A_{\hat{\delta}}|}{|A_{\hat{\omega}}|} = 1 - \frac{|A_{\hat{\delta}}|}{|A_{\hat{\omega}}|} = 1 - \psi$$

**ЗРІВНОВАЖЕННЯ ЛАНОК,
ЩО ОБЕРТАЮТЬСЯ**

УМОВИ ДИНАМІЧНОЇ ТА СТАТИЧНОЇ ЗРІВНОВАЖЕНОСТ



Результуюча сила інерції ланки

$$\bar{P} = \omega^2 \Sigma m_3 \bar{r}_3$$

- статичний момент інерції ланки

$$\Sigma m_3 \bar{r}_3 = m_S \bar{r}_S$$

$$\bar{P} = \omega^2 \Sigma m_3 \bar{r}_3 = \omega^2 m_S \bar{r}_S$$

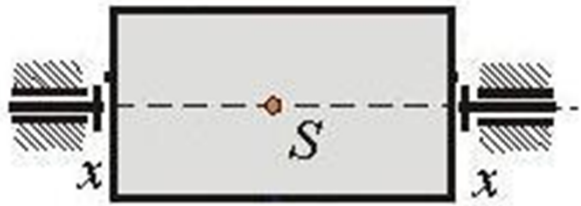
Результуючий момент сил інерції

$$\bar{M} = \omega^2 \Sigma m_3 [\bar{l}_3 \bar{r}_3].$$

- відцентровий момент інерції

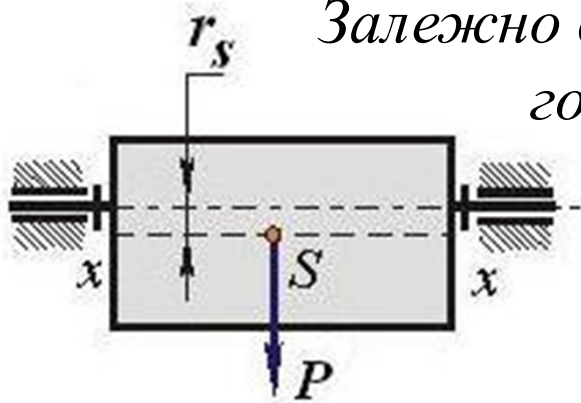
$$\Sigma m_3 [\bar{l}_3 \bar{r}_3] = \bar{J}_{lr}.$$

$$\bar{M} = \omega^2 \Sigma m_3 [\bar{l}_3 \bar{r}_3] = \omega^2 \bar{J}_{lr}.$$

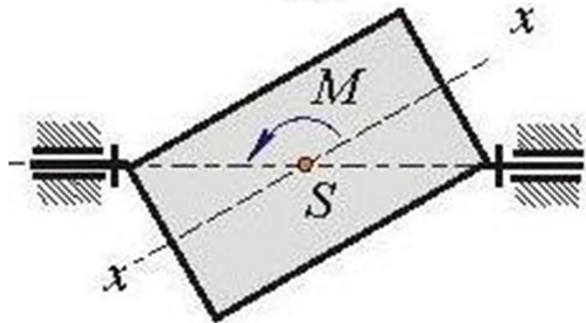


Ротор врівноважений

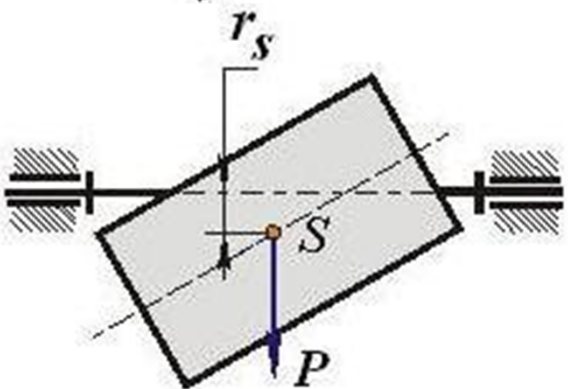
Залежно від взаємного розташування осі обертання та головної центральної осі інерції x - x розрізняють



- статичну неврівноваженість (осі паралельні)



- моментну неврівноваженість (осі перетинаються в центрі мас S)



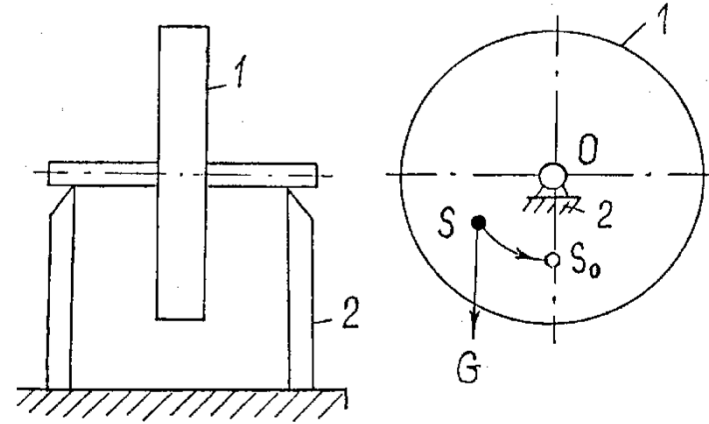
- динамічну неврівноваженість (осі або перетинаються поза центром мас, або перехрещуються в просторі)

Статичне зрівноваження

Статичний дисбаланс

$$\Delta c = G \cdot r_s [\dot{I} \cdot \dot{i}]$$

$$\overline{P} = 0. \quad m \overline{r}_s = \sum m_i \overline{r}_i = 0$$



Динамічне зрівноваження

Динамічний дисбаланс

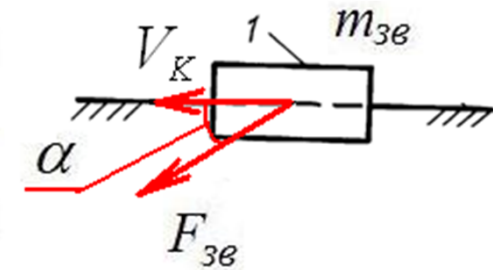
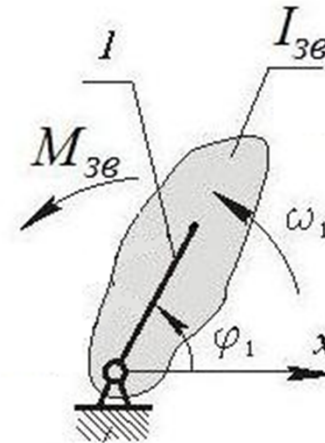
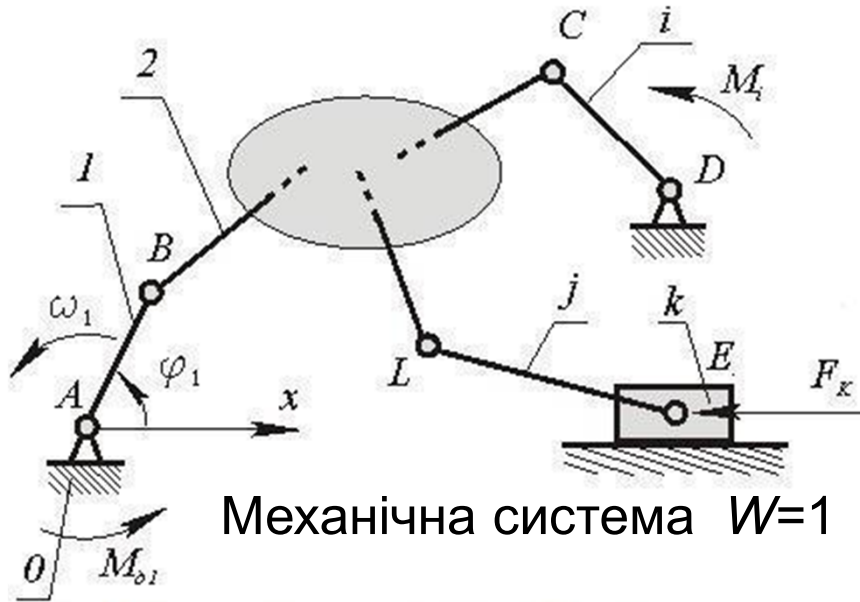
$$\Delta \ddot{a} = \sum G_i [\bar{l}_i \bar{r}_i]$$

$$\overline{M} = 0. \quad J_{lr} = \sum m_i [\bar{l}_i \bar{r}_i] = 0$$

**ЗВЕДЕННЯ МАС І МОМЕНТІВ
ІНЕРЦІЇ ЛАНОК, СИЛ І МОМЕНТІВ
ПАР СИЛ ДО ЛАНКИ ЗВЕДЕННЯ.
ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ
МЕХАНІЗМУ.**

Рух механізму під дією заданих сил

Поняття про ланку зведення. Зведені сили і моменти



При поступальному русі ланки

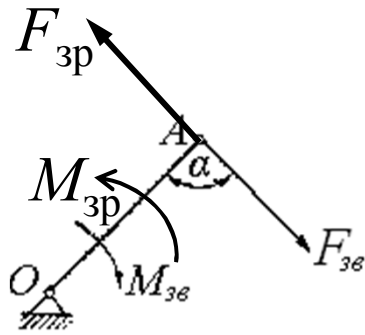
$$F_{\zeta\hat{a}} = \sum P_i = \sum (F_i V_i \cos \alpha_i + M_i \varpi_i).$$

$$F_{\zeta\hat{a}} = \frac{1}{\cos \alpha_k} \sum_1^n \left(F_i \frac{V_i}{V_k} \cos \alpha_i + M_i \frac{\omega_i}{V_k} \right)$$

При обертальному русі ланки

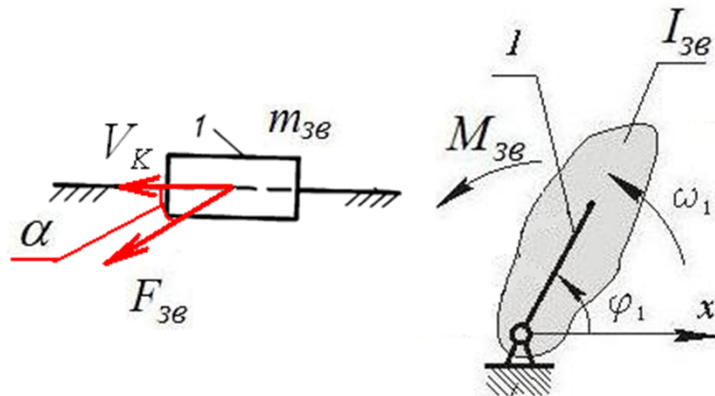
$$M_{\zeta\hat{a}} = \sum P_i = \sum (F_i V_i \cos \alpha_i + M_i \varpi_i).$$

$$M_{\zeta\hat{a}} = \sum_1^n \left(F_i \frac{V_i}{\omega_k} \cos \alpha_i + M_i \frac{\omega_i}{\omega_k} \right)$$



Якщо $M_{3B} = F_{3B} l_{0a}$, зведеної силу F_{3B} та зведений момент M_{3B} можна визначати графічним методом, за допомогою об'єктива жорсткого важіля Жуковського $F_{3P} = -F_{3B}$, а $M_{3P} = -M_{3B}$.

Зведена маса і зведений момент інерції механізму



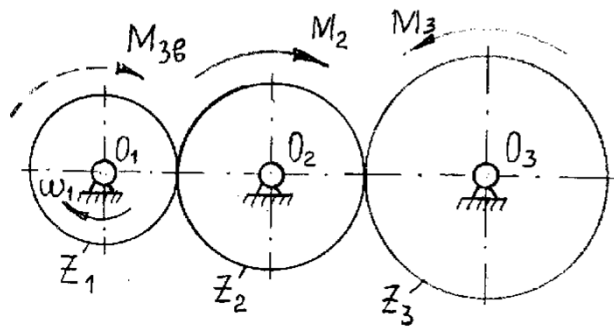
$$E = \frac{m_{3e} V_k^2}{2} = \frac{J_{\zeta a} \omega_k^2}{2} = \frac{1}{2} \sum (m_i \cdot V_i^2 + J_i \cdot \omega_i^2)$$

При поступальному русі ланки зведення

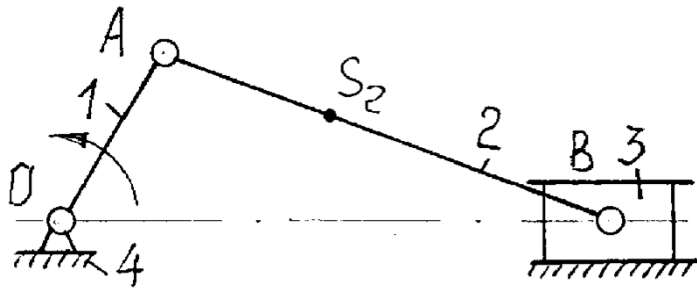
$$m_{\zeta a} = \sum_1^n \left[m_i \left(\frac{V_i}{V_k} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{V_k} \right)^2 \right]$$

При обертальному русі ланки зведення

$$J_{\zeta a} = \sum_1^n \left[m_i \left(\frac{V_i}{\omega_k} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 \right]$$



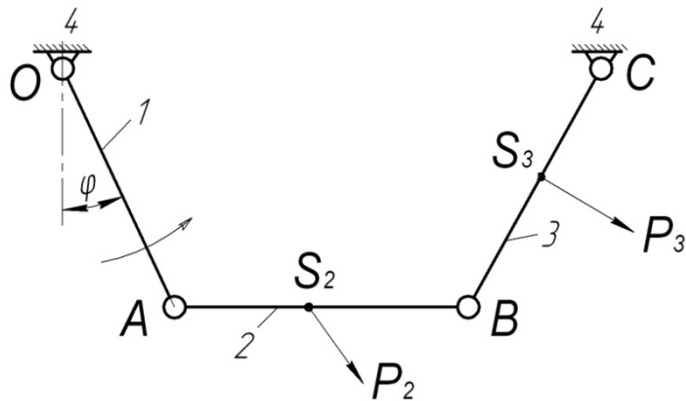
Задача 1 Визначити величину і напрямок зведеного моменту сил M_{3B} , а також величину зведеного моменту інерції J_{3B} . Моменти сил $M_2 = 30 \text{ Нм}$ і $M_3 = 50 \text{ Нм}$, а також моменти інерції ланок $J_{S1} = 0,1 \text{ кгм}^2$, $J_{S2} = 0,3 \text{ кгм}^2$ і $J_{S3} = 0,5 \text{ кгм}^2$ звести до ланки зведення (ланки 1). Кількості зубців зубчастих коліс $z_1 = 18$; $z_2 = 36$, $z_3 = 54$.



Задача 2 Для заданого положення механізму знайти зведений момент інерції якщо відомо:

$$m_1 = 2 \text{ кг}; m_2 = 4 \text{ кг}; J_{S1} = 0,1 \text{ кгм}^2, J_{S2} = 0,3 \text{ кгм}^2;$$

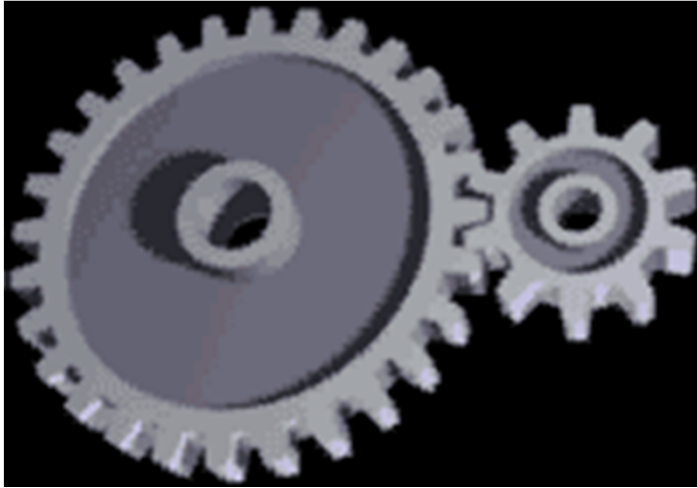
$$\ell_{OA} = 30 \text{ мм}; \ell_{AB} = 60 \text{ мм}; \ell_{AS2} = 20 \text{ мм}.$$



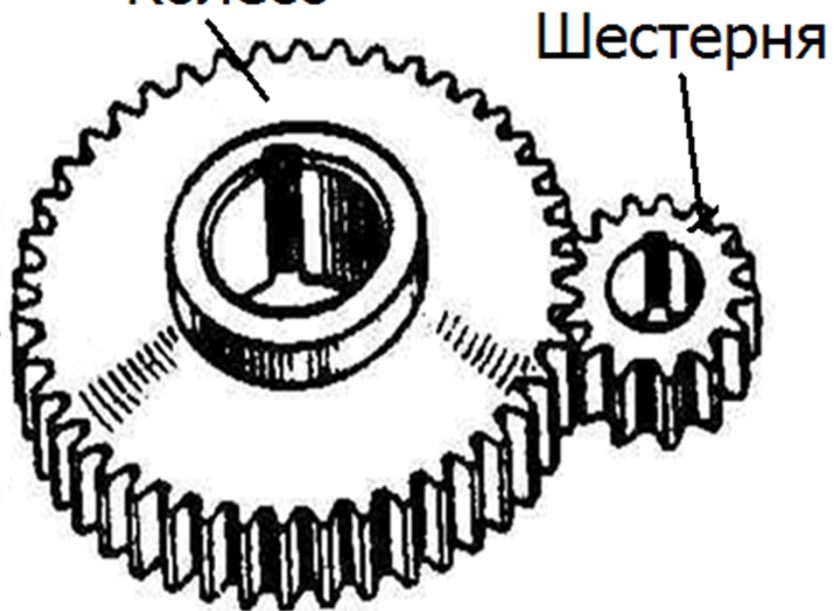
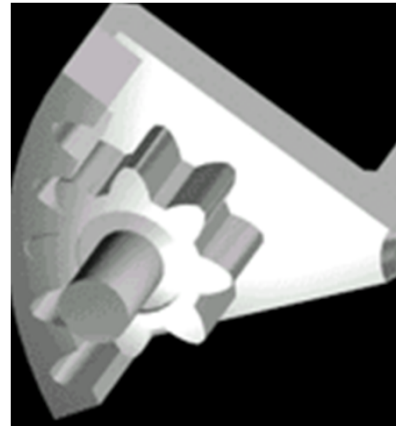
Задача 3 Визначити зведений момент механізму шляхом жорсткого важеля Жуковського, якщо відомо: $P_2 = 4 \text{ Н}$; $P_3 = 7 \text{ Н}$; $\varphi = 60^\circ$. Розміри ланок: $\ell_{OA} = 30 \text{ мм}$; $\ell_{AB} = 40 \text{ мм}$; $\ell_{AS2} = 15 \text{ мм}$; $\ell_{BC} = 30 \text{ мм}$; $\ell_{BS3} = 20 \text{ мм}$. Центр мас ланки АВ (2) вважати в точці S_2 , а центр мас ланки ВС (3) вважати в точці S_3 .

ЗУБЧАСТІ МЕХАНІЗМИ

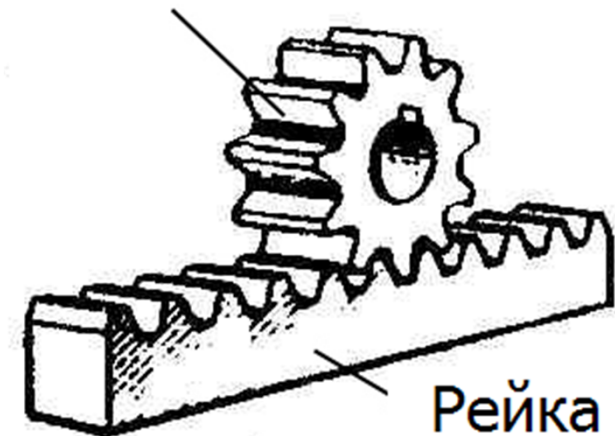
Зубчасті механізми



Колесо



Шестерня

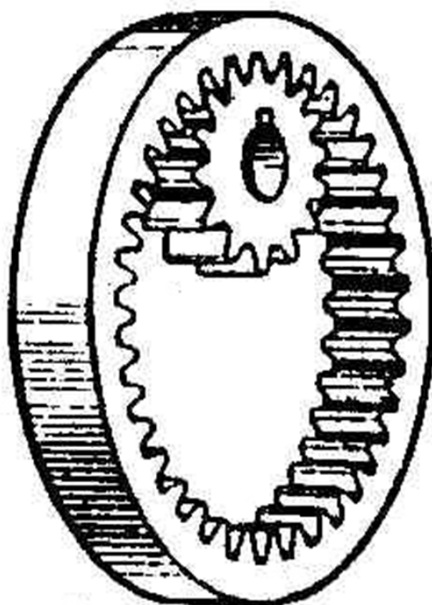
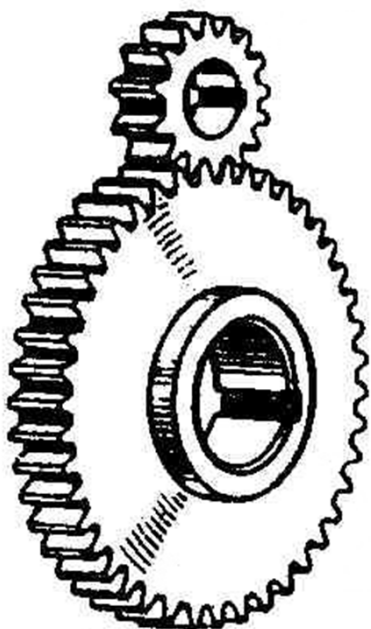




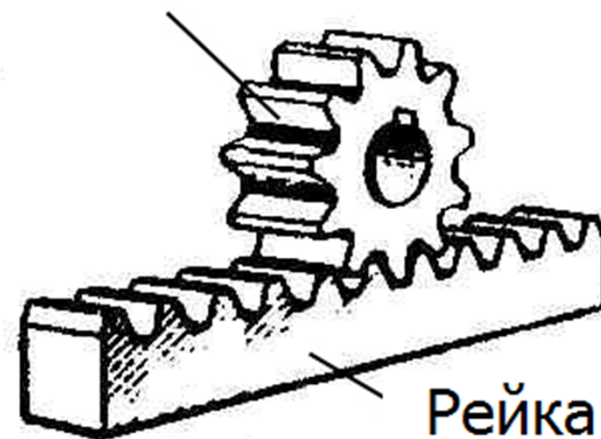
КЛАСИФІКАЦІЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

1. В залежності від розташування осей зубчастих коліс:

- *циліндричні* зубчасті передачі (осі паралельні)



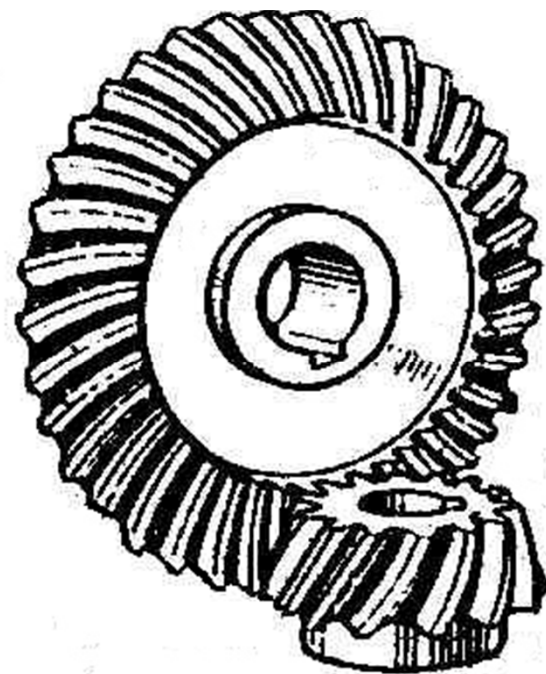
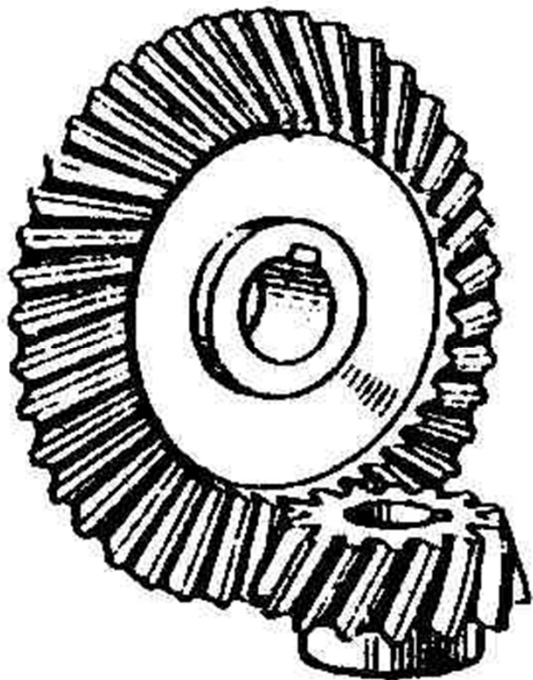
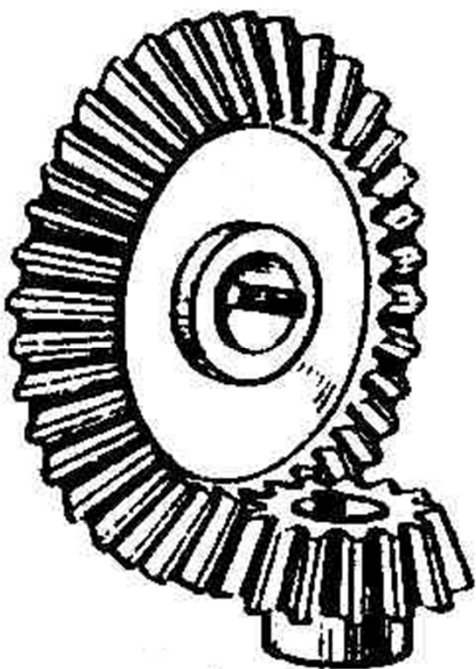
Шестерня



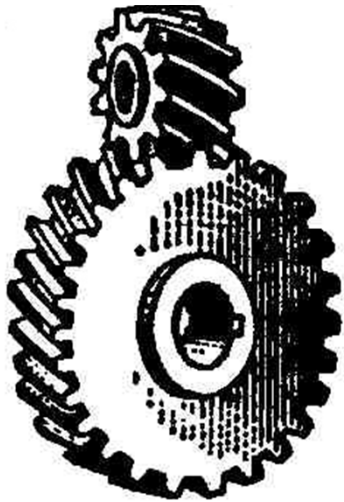
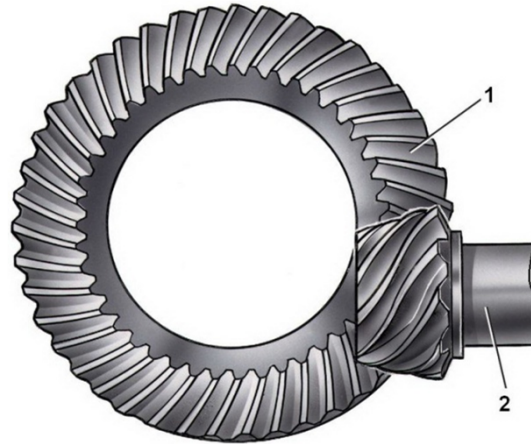
Рейка



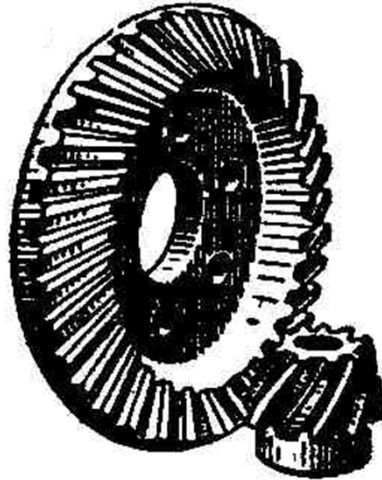
- *конічні* зубчасті
передачі
(осі перетинаються)



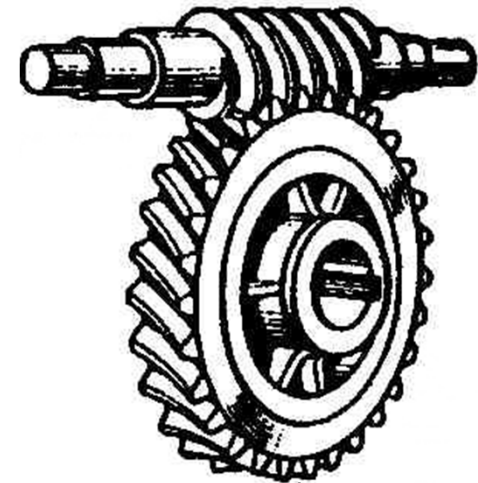
- *гіперболоїдні* зубчасті передачі (осі мимобіжні):



ГВИНТОВА
передача

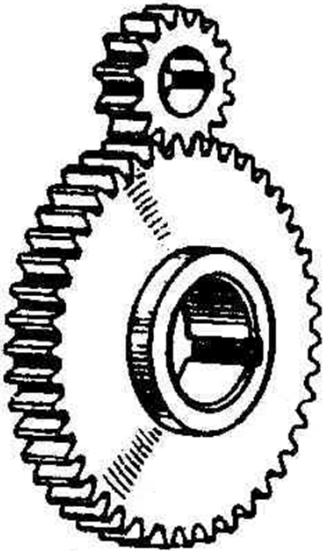
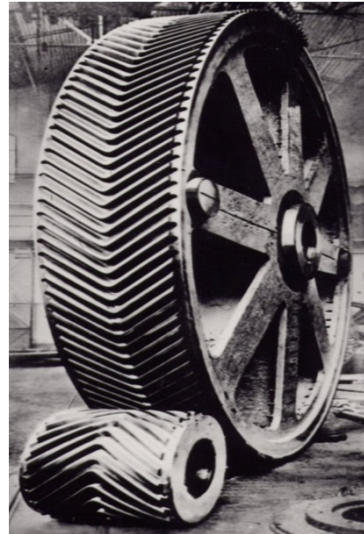


гіпоїдна
передача

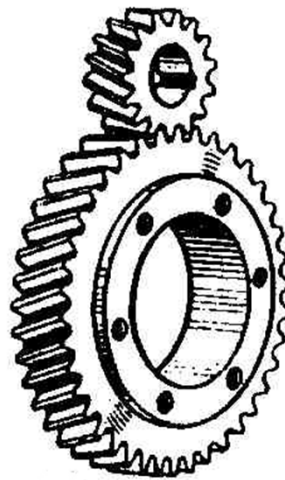


черв'ячна
передача

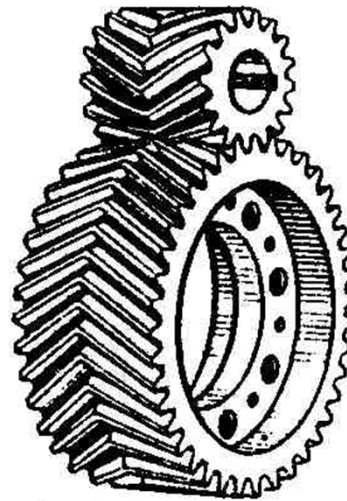
2. В залежності від розміщення зубців на колесі



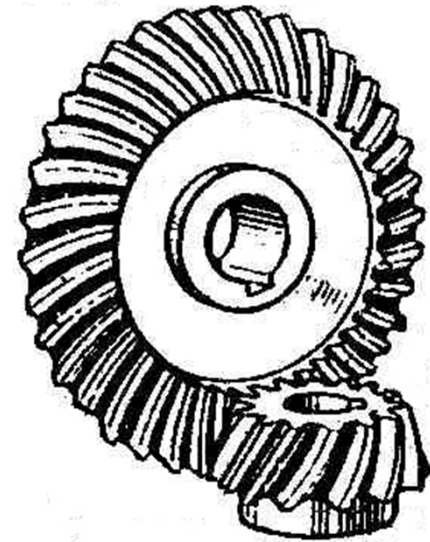
прямозубі



косозубі



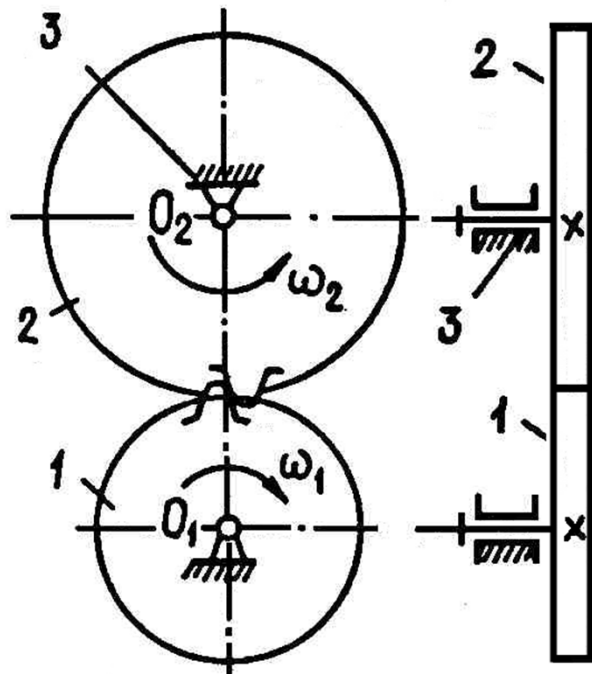
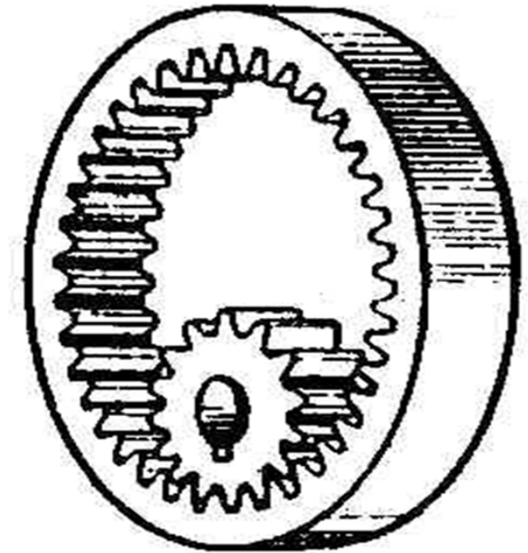
шевронні



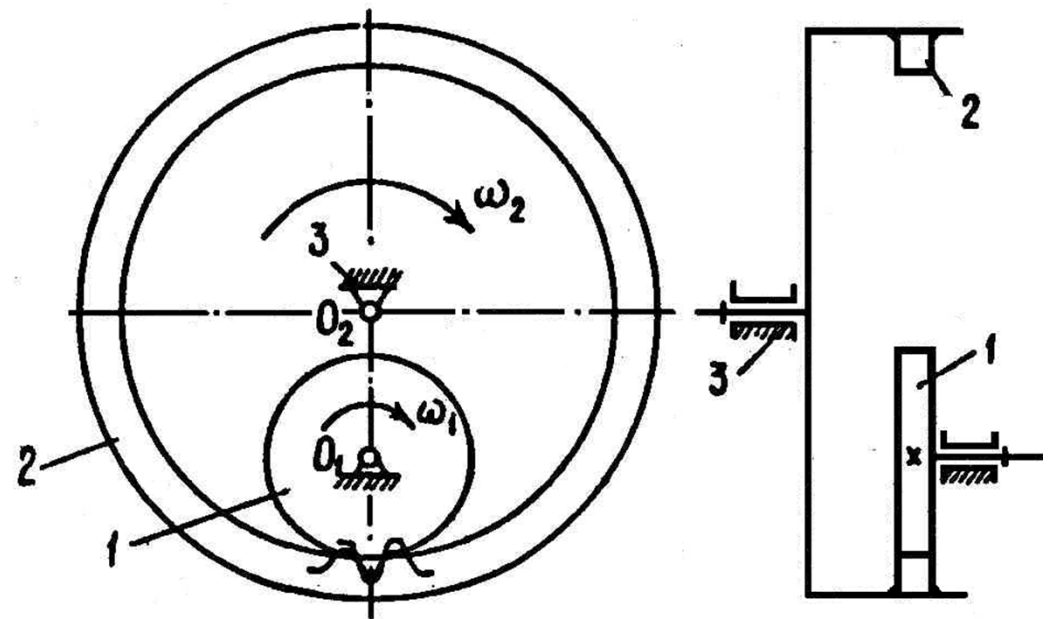
ГВИНТОВІ



Умовні позначення зубчастих коліс

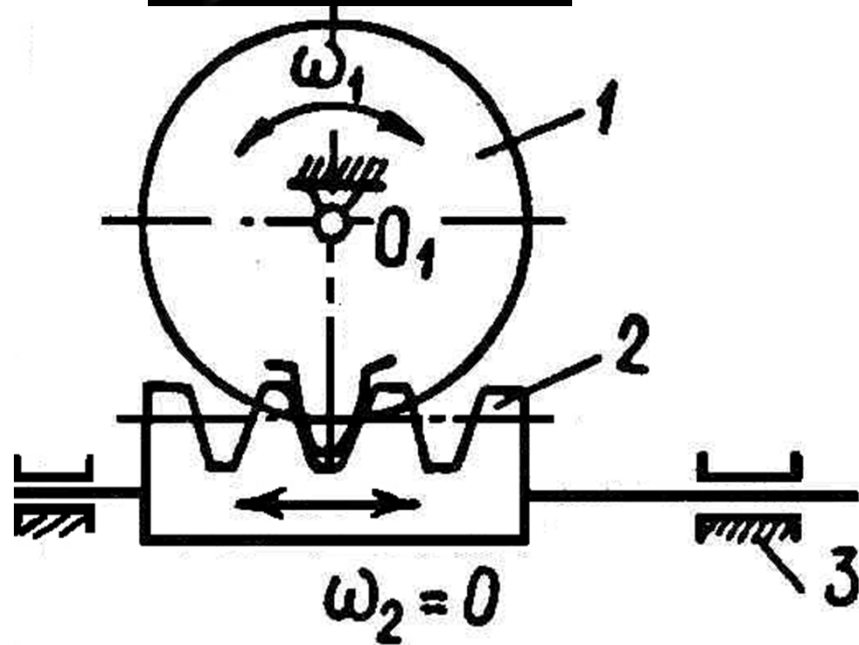
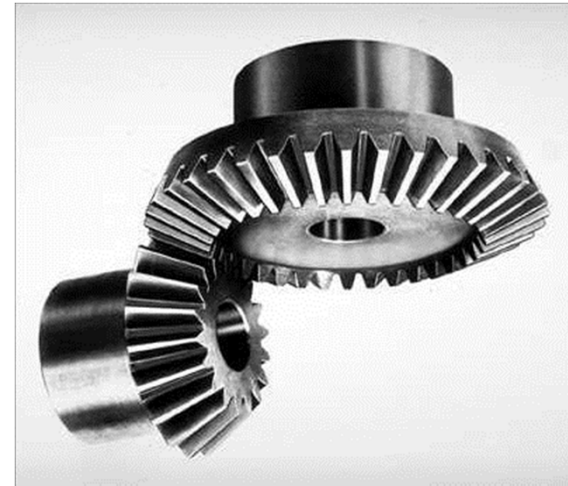
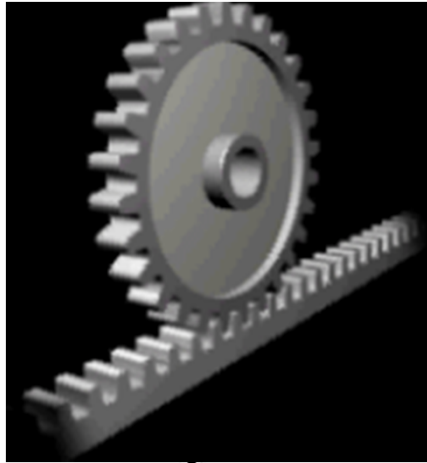


Циліндрична передача
зовнішнього зачеплення

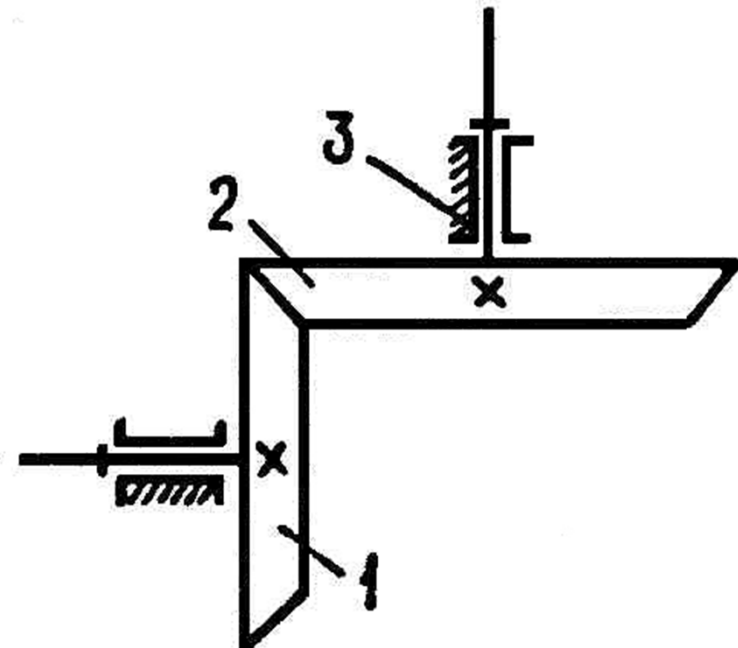


Циліндрична передача
внутрішнього

Умовні позначення зубчастих коліс

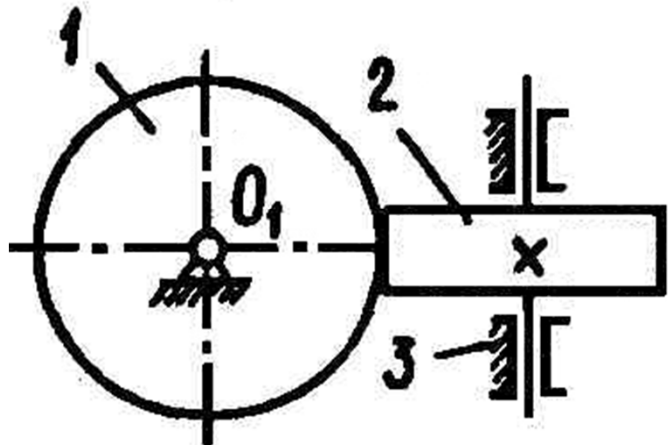
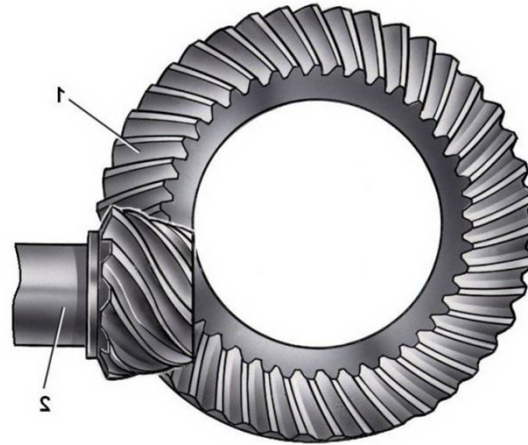


Циліндрична передача
рейкового зачеплення

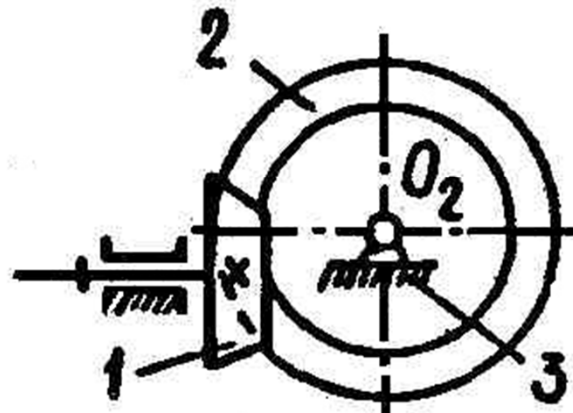


Конічна передача

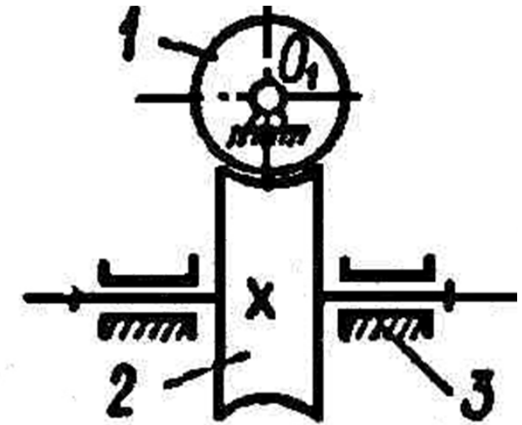
Умовні позначення зубчастих коліс



ГВИНТОВА
передача

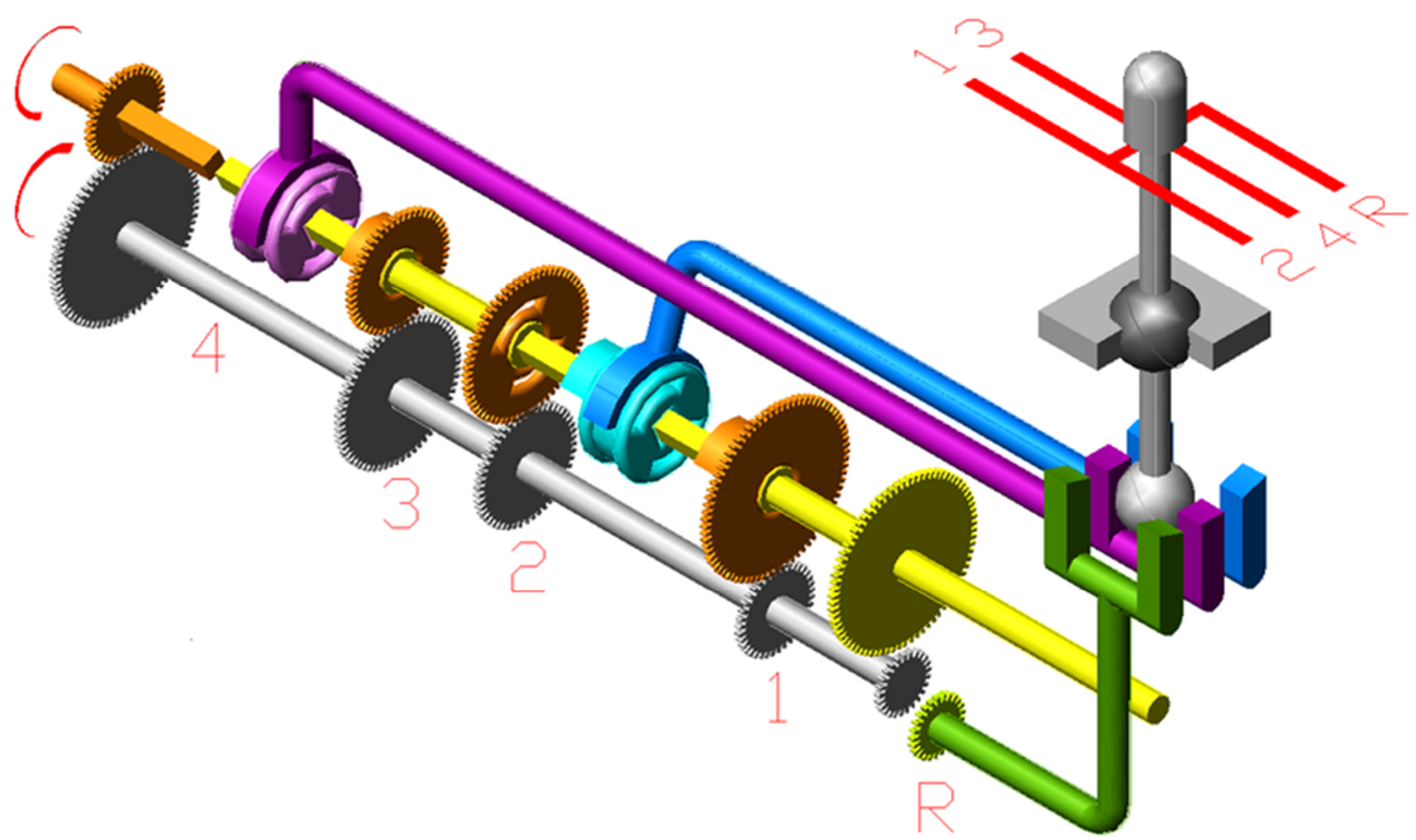


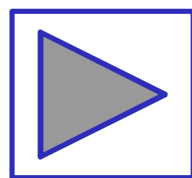
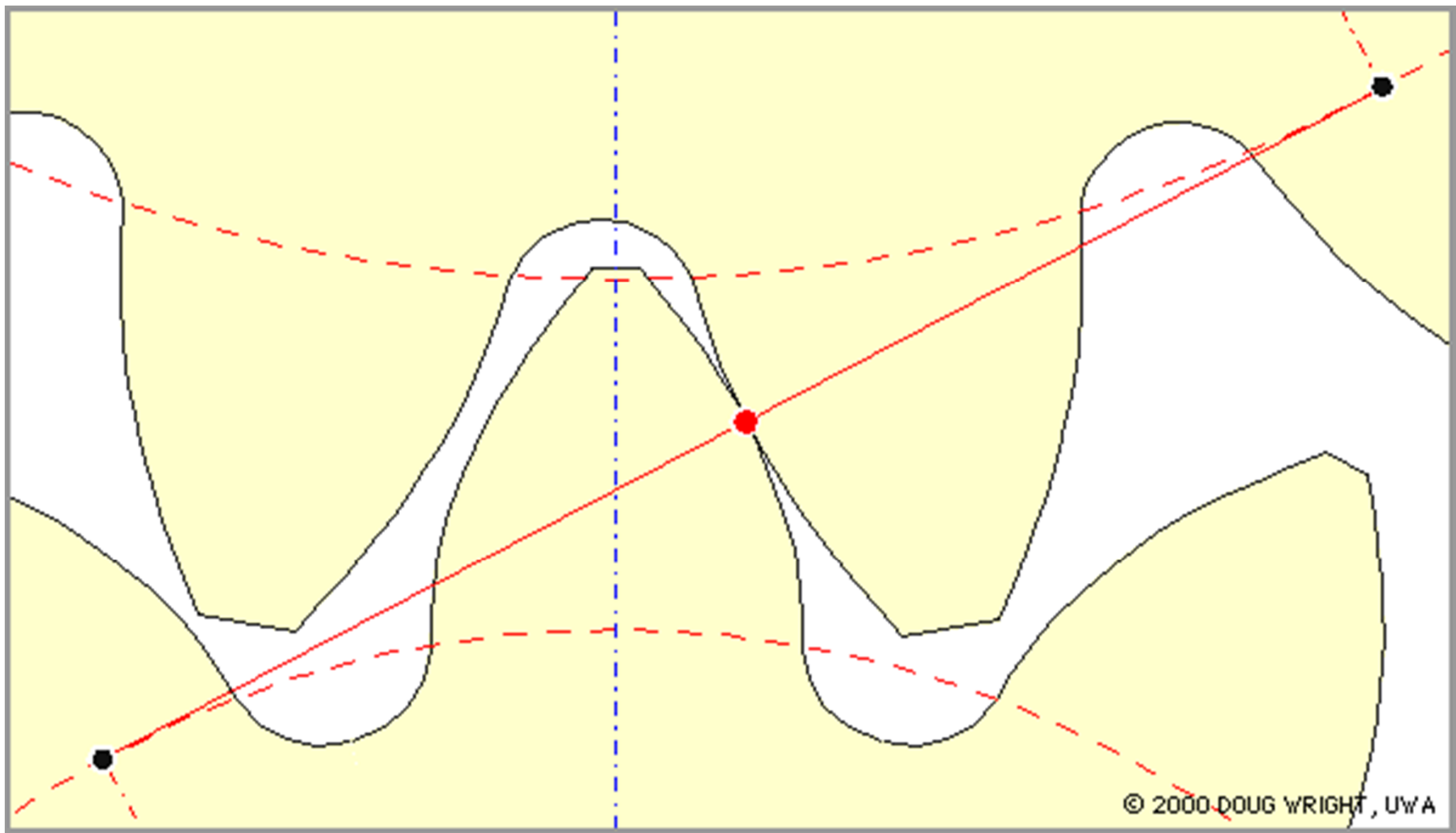
гіпоїдна
передача



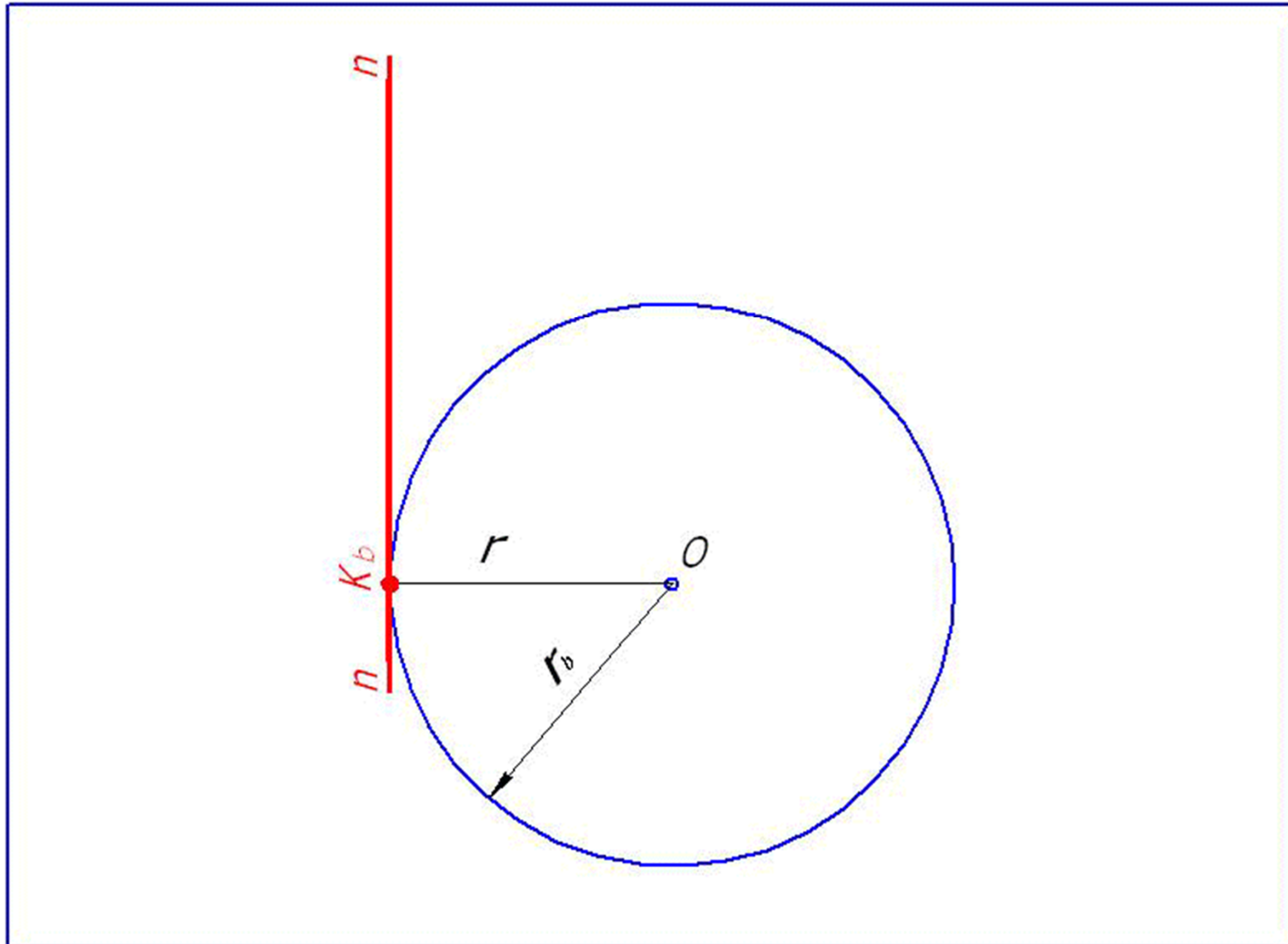
черв'ячна
передача



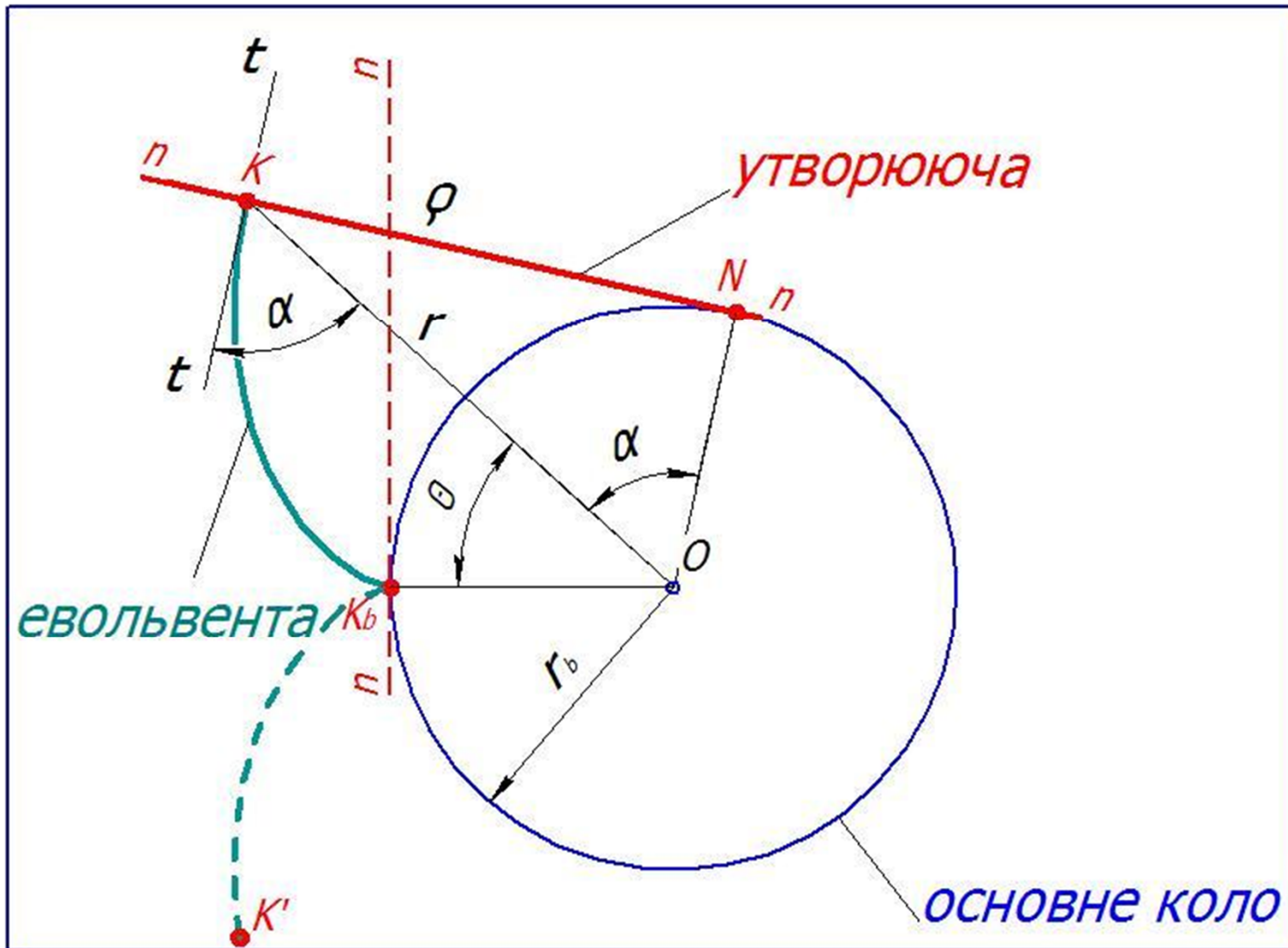




ЕВОЛВЕНТА КОЛА



ЕВОЛЬВЕНТА КОЛА



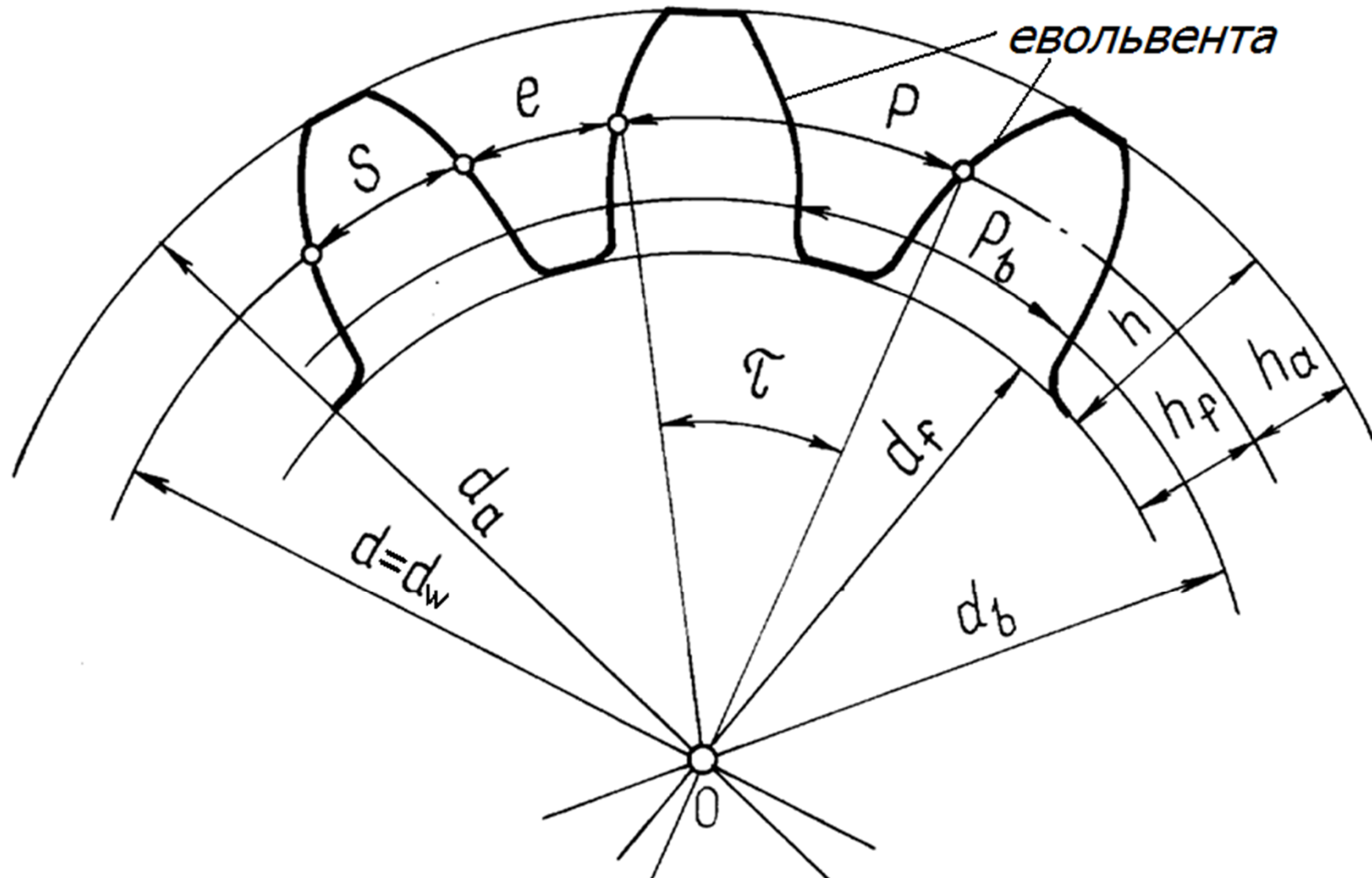
Основні рівняння
евольвенти

$$\theta = \operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha; \quad r = \frac{r_b}{\cos \alpha}.$$

Властивості евольвенти:

- 1) евольвента – симетрична крива, що має дві гілки, які сходяться в точці K_g на основному колі; отже евольвента не має точок всередині основного кола;
- 2) точка N є миттєвий центр обертання прямої $n-n$ і центр кривизни евольвенти в точці K ; тому нормалю до евольвенти в будь-якій її точці є пряма, дотична до основного кола;
- 3) відрізок KN є радіус кривизни ρ в точці K ;
- 4) кут профілю α і радіус кривизни ρ в початковій точці евольвенти (K_g) дорівнюють нулю; при віддаленні точок евольвенти від основного кола кут профілю α і радіус кривизни ρ збільшуються;
- 5) при збільшенні радіуса основного кола кривизна евольвентного профілю поступово зменшується і при $r_g = \infty$ евольвента перетворюється у пряму лінію.

ПАРАМЕТРИ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА БЕЗ ЗМІЩЕННЯ



Формули для визначення параметрів зубчастого колеса без зміщення

- Модуль

$$m = \frac{p}{\pi};$$

- Висота голівки зуба

$$h_a = m;$$

- Висота ніжки зуба

$$h_f = 1,25 \cdot m;$$

- Висота зуба

$$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m;$$

- Крок

$$p = \pi \cdot m;$$

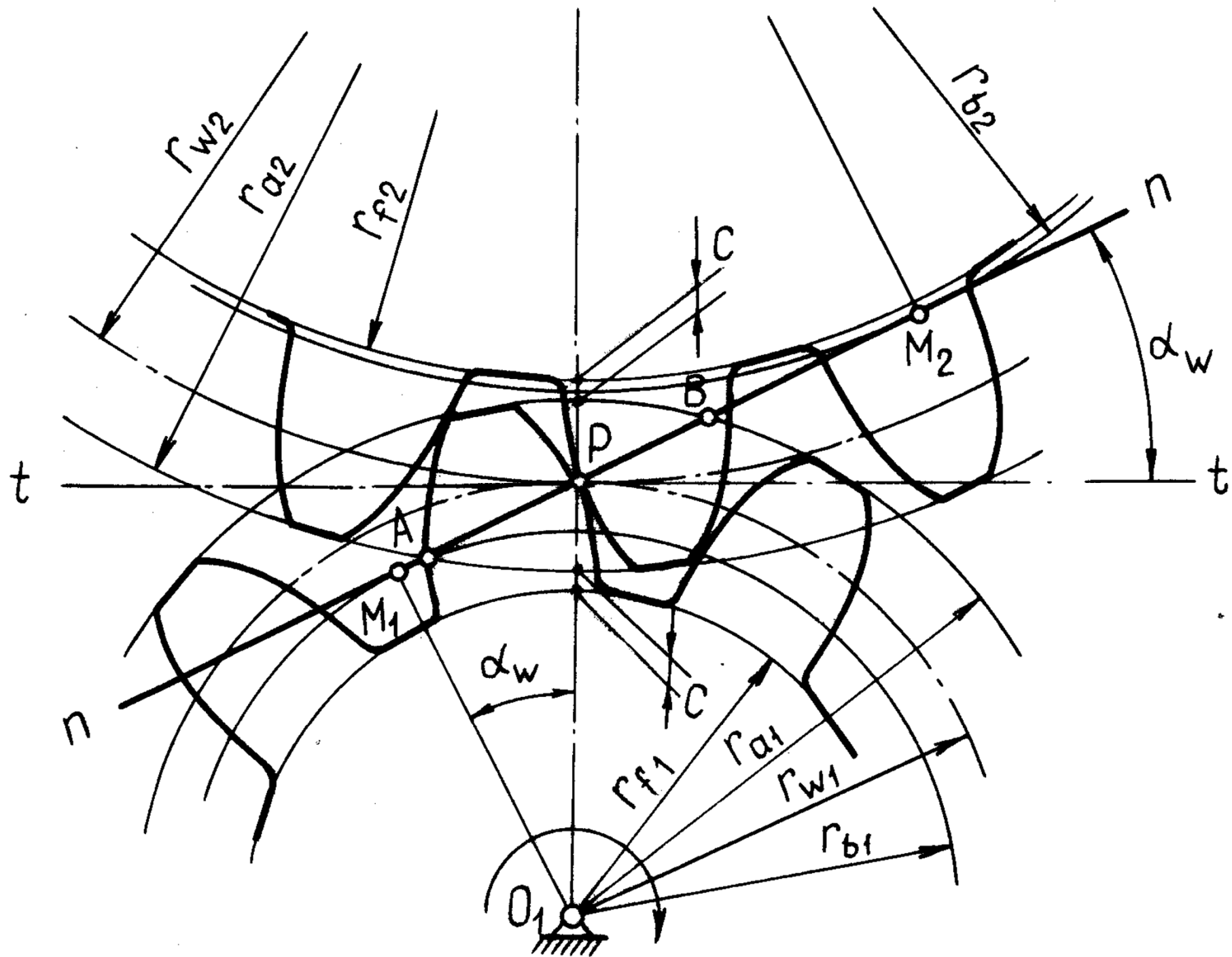
- Товщина зуба виміряна по ділильному колу

$$s = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2};$$

- Ширина западини виміряна по ділильному колу

$$e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2};$$

- Діаметр ділительного кола $d = m \cdot z;$
- Діаметр основного кола $d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha;$
- Діаметр кола вершин $d_a = m \cdot (z \pm 2);$
- Діаметр кола западин $d_f = m \cdot (z \mp 2,5).$

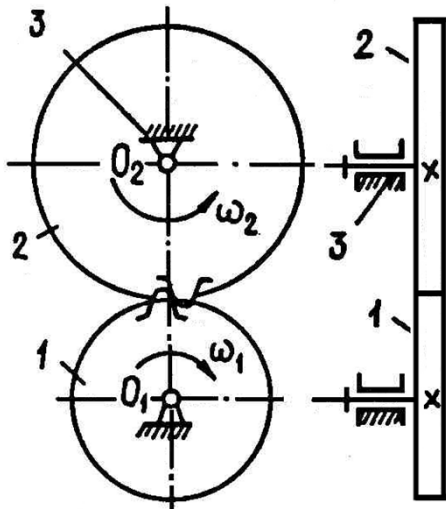


Параметри евольвентного зачеплення :

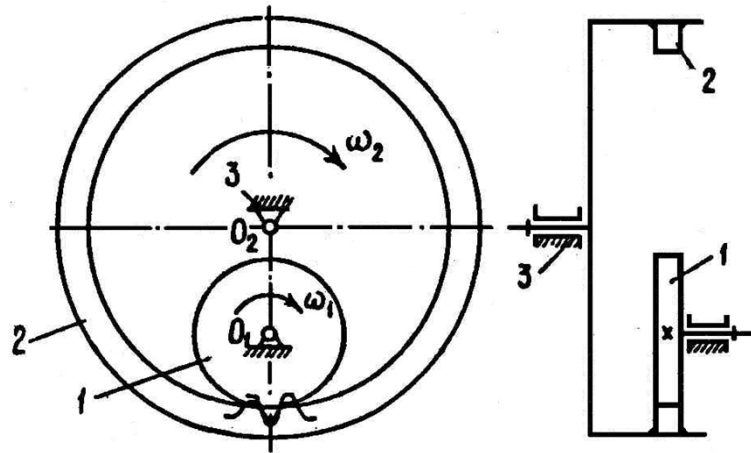
- лінія зачеплення $n-n$ – геометричне місце точок дотику зуб'ів на нерухомій площині. У евольвентному зачепленні це пряма лінія, яка дотична до основних кіл;
- полюс зачеплення P – точка дотику початкових кіл, є миттєвим центром швидкостей зубчастих коліс;
- кут зачеплення α , утворений лінією зачеплення та нормаллю до міжцентровою відстанню, опущеною з полюса;
- радіальний зазор c – мінімальна відстань між колом вершин одного колеса і колом западин іншого колеса;
- кут перекриття μ - кут повороту зубчастого колеса від положення входу зуба у зачеплення до його виходу із зачеплення;
- крок зачеплення p - відстань між двома однойменними точками по початковому колу;
- дуга зачеплення S - це путь, який проходить люба точка початкового кола за час від початку і до кінця зачеплення;
- коефіцієнт перекриття $\varepsilon_{\alpha} = AB/p_{\alpha} > 1,05$;
- сполучені точки.

ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ

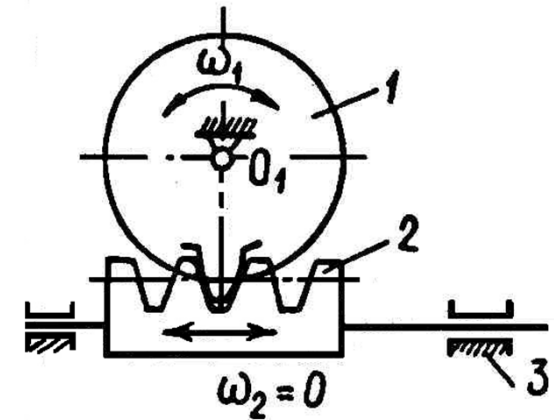
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{та} \quad u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$$



$$u_{12} < 0$$



$$u_{12} > 0$$



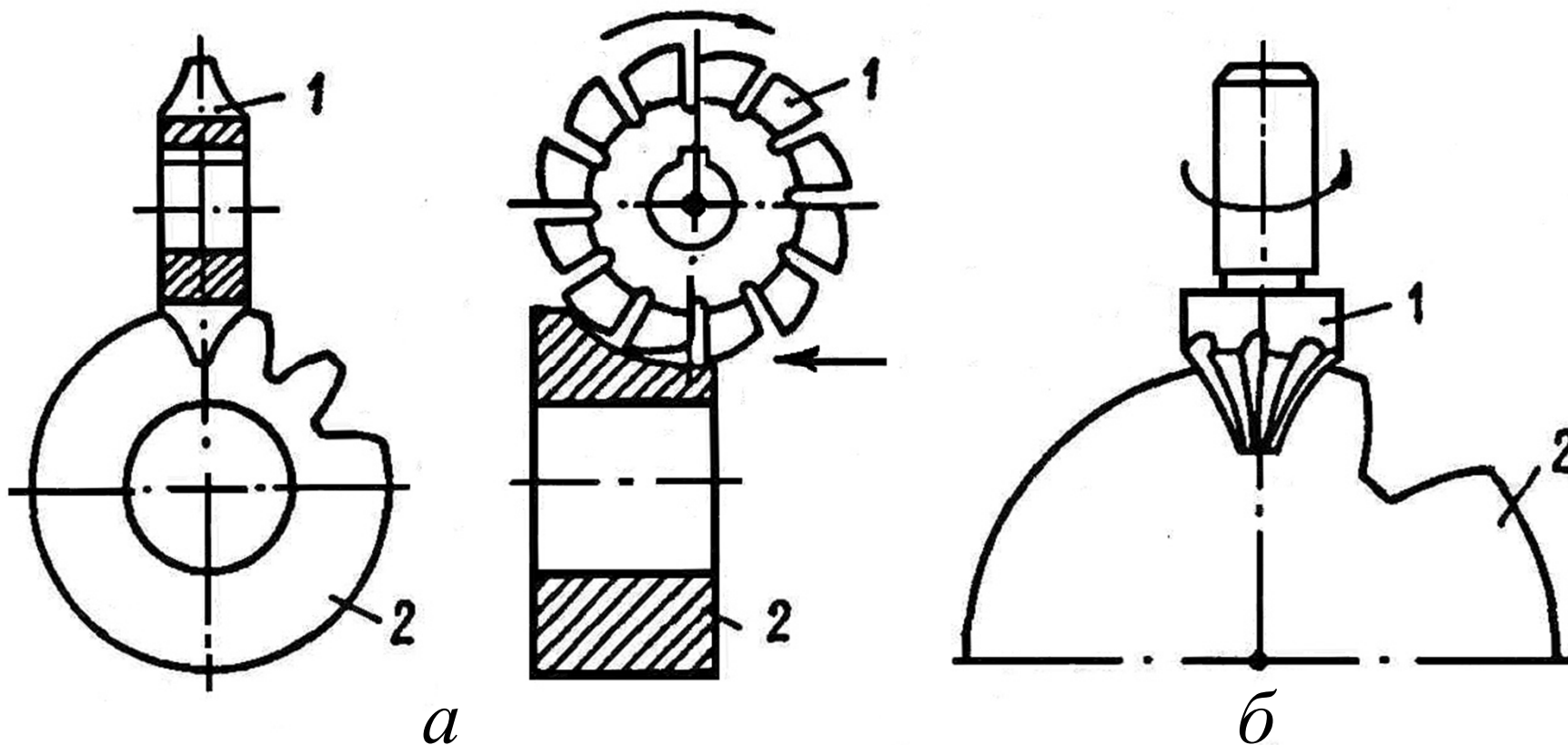
$$u_{12} = \infty$$

$$u_{21} = 0$$

КОРЕГОВАНІ ЗУБЧАТІ ПЕРЕДАЧІ

МЕТОДИ НАРІЗАННЯ ЗУБЧАТИХ КОЛІС

1. Метод копіювання

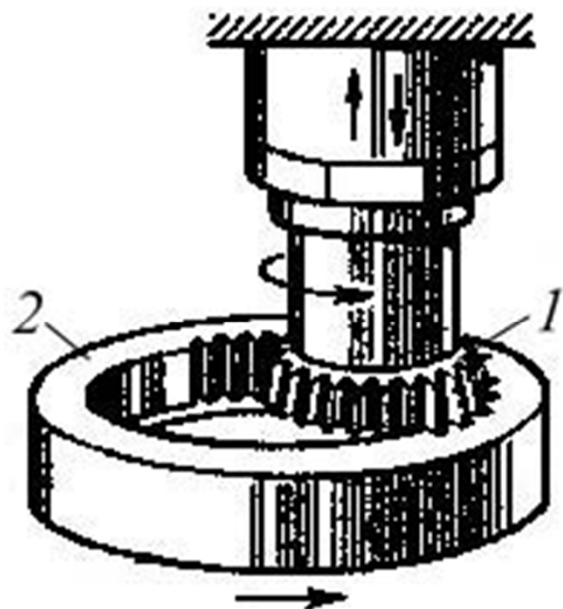


1 – дискова фреза;
2 – заготівка.

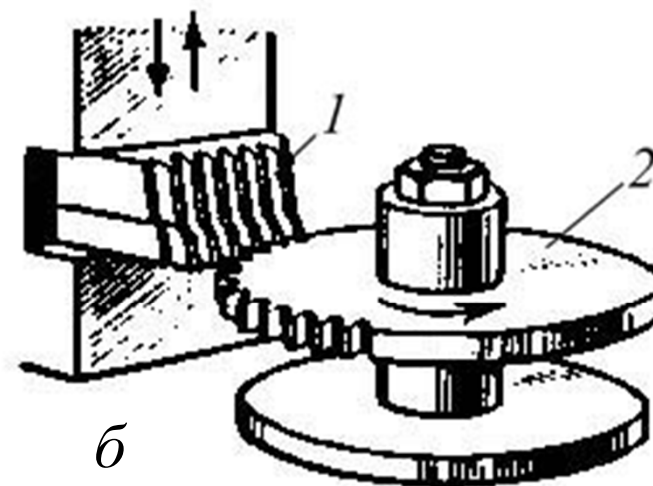
1 – кінцева фреза;
2 – заготівка.

МЕТОДИ НАРІЗАННЯ ЗУБЧАТИХ КОЛІС

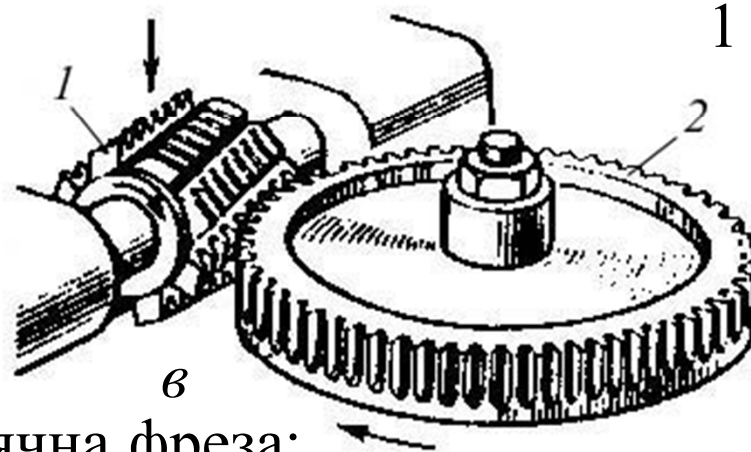
2. Метод обкочування (огинання)



a
1 – колесо довбач;
2 – заготівка.

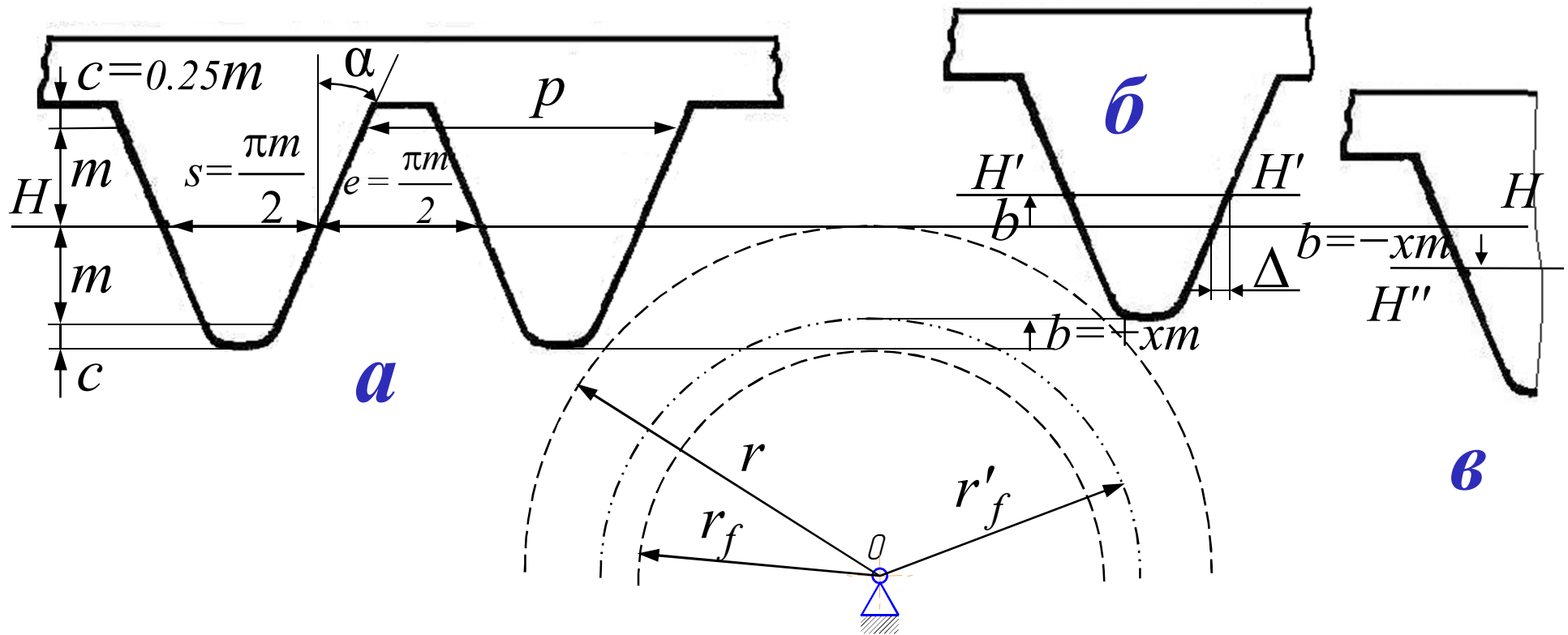


б
1 – інструментальна
рейка;
2 – заготівка.



в
1 – черв'ячна фреза;
2 – заготівка.

ВИДИ КОРЕГОВАНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС



a - нульові з.к.

$$b=0, x=0.$$

$$S = e = \frac{\pi \cdot m}{2}.$$

б - з.к. з додатнім
зміщенням

$$b > 0, x > 0.$$

$$S > \frac{\pi \cdot m}{2}; e < \frac{\pi \cdot m}{2}.$$

в - з.к. з від'ємною
установкою

$$b < 0, x < 0.$$

$$S < \frac{\pi \cdot m}{2}; e > \frac{\pi \cdot m}{2}.$$

ТИПИ КОРЕГОВАНИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

Висотна корекція

$$x_1 + x_2 = 0; \quad |x_1| = |x_2|$$

Властивості:

1. Ділильне та початкове кола співпадають, $d_w = d$.
2. Кут $\alpha_w = 20^\circ$.
3. Міжосьова відстань не змінюється
4. $d_a = m(z + 2 \pm 2x)$; $d_f = m(z - 2.5 \pm 2x)$;
 $S = \pi m / 2 \pm 2\Delta = \pi m / 2 \pm x m \cdot \operatorname{tg} \alpha =$
 $m(\pi / 2 \pm x \cdot \operatorname{tg} \alpha)$

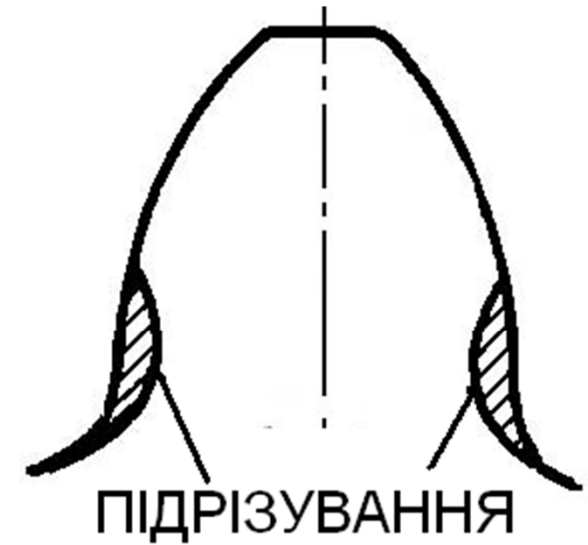
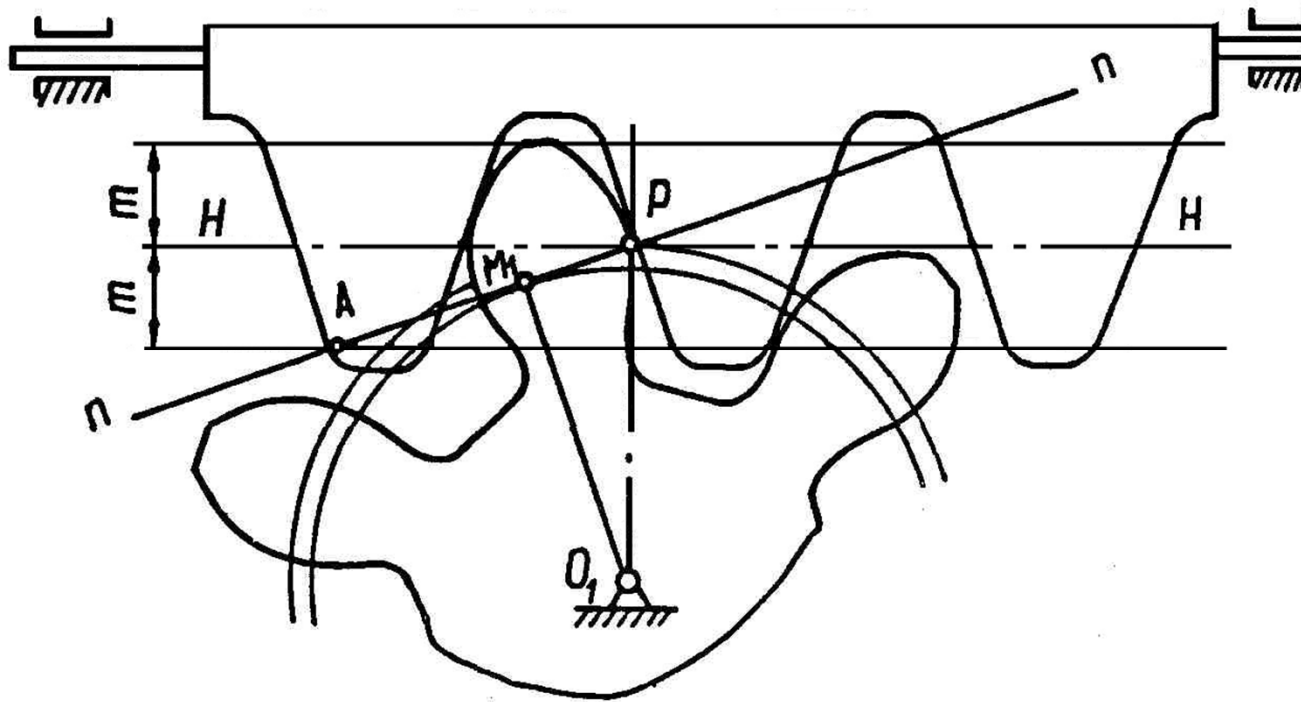
Кутова корекція

$$x_1 + x_2 \neq 0; \quad |x_1| \neq |x_2|$$

Властивості:

1. Ділильне та початкове кола не співпадають, $d_w > d$.
2. Кут $\alpha_w > 20^\circ$.
3. Міжосьова відстань змінюється на величину $y \cdot m$ (y – коефіцієнт сприймаючого зміщення)
4. $d_w = d_g / \cos \alpha_w = m \cdot z \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$;
 $d_a = m(z + 2 \pm 2x \pm 2\Delta y)$, $\Delta y = x_\Sigma - y$
(Коефіцієнт зрівнювального зміщення);
 $d_f = m(z - 2.5 \pm 2x)$;
 $S = m(\pi / 2 \pm x \cdot \operatorname{tg} \alpha)$

ПІДРІЗУВАННЯ



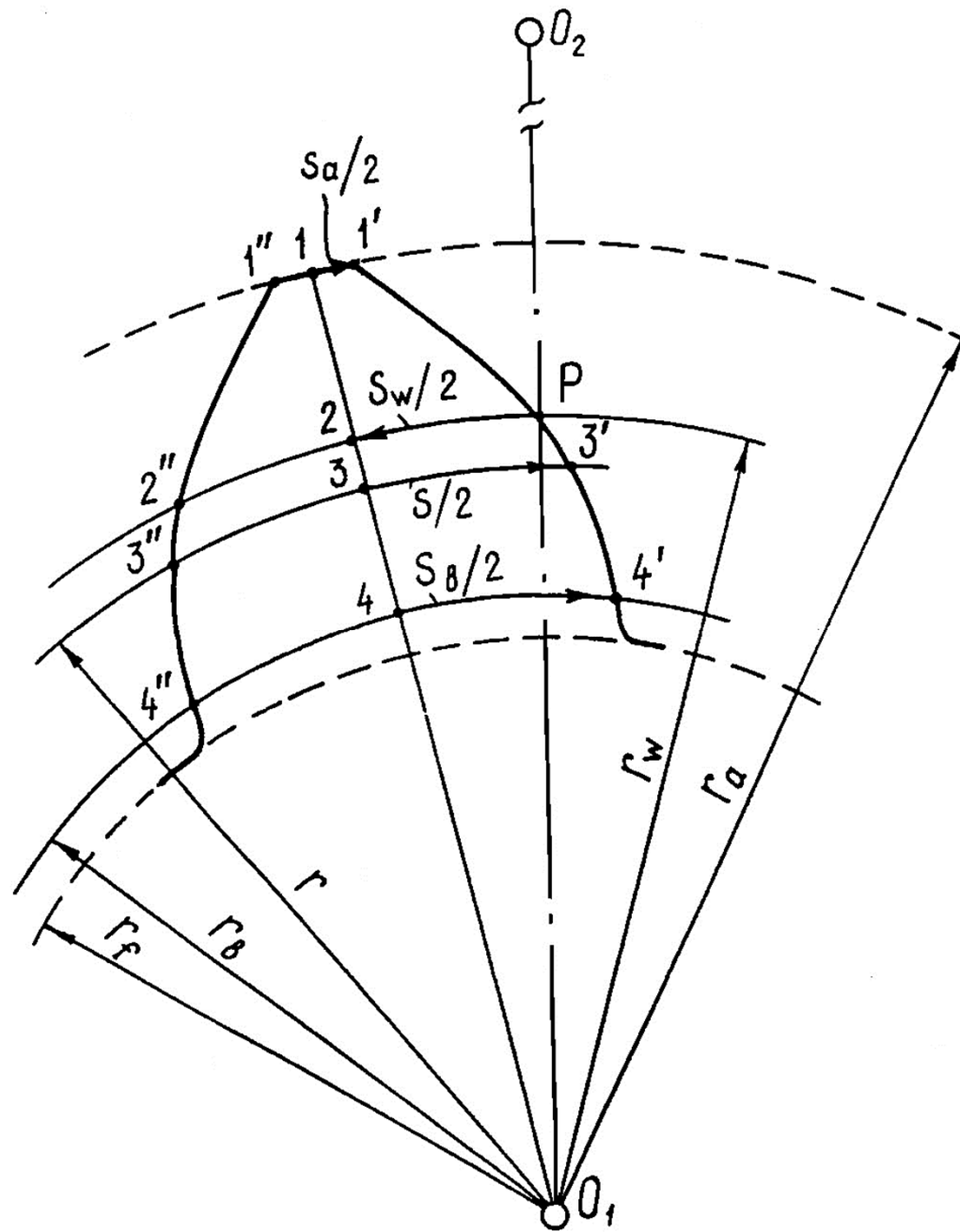
Мінімальний коефіцієнт корекції

Мінімальна кількість зубів зубчатого колеса за якої не виникає підрізування

$$x_{min} = \frac{17 - z}{17}.$$

$$z \geq 17$$

ПОБУДОВА ЕВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФІЛЮ



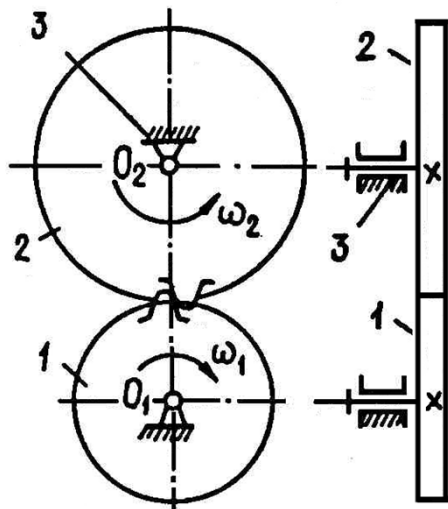
**ПЕРЕДАТОЧНЕ
ВІДНОШЕННЯ.**

СКЛАДНІ ПЕРЕДАЧІ

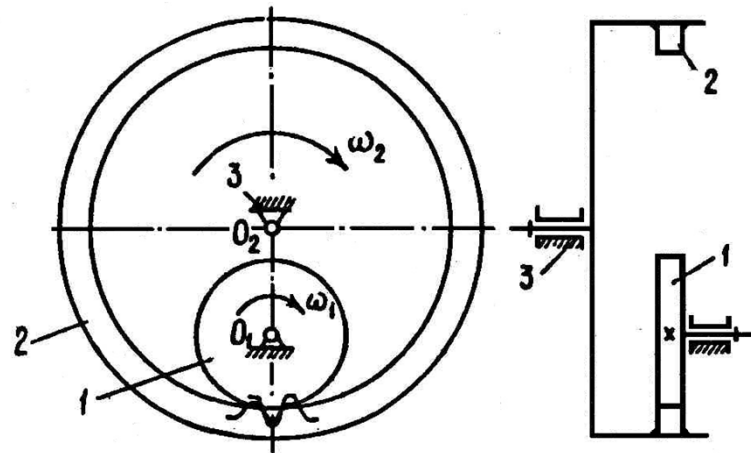
ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ВІДНОШЕННЯ

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{та}$$

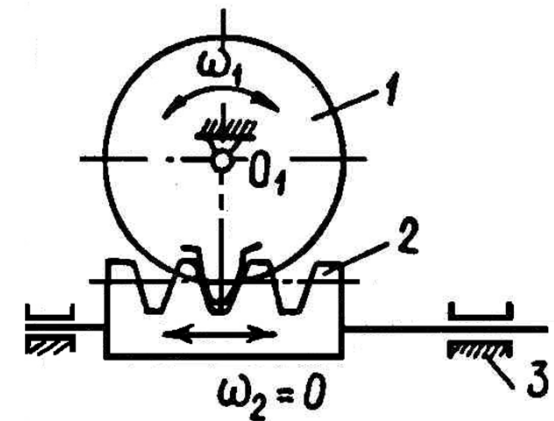
$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$$



$$u_{12} < 0$$



$$u_{12} > 0$$



$$u_{12} = \infty$$

$$u_{21} = 0$$

Редуктор

$$u_{12} > 1$$

Мультиплікатор

$$u_{12} < 1$$

ОСНОВНІ ТИПИ СКЛАДНИХ ПЕРЕДАЧ

1. Складні передачі з нерухомими осями:

- багатоступінчасті передачі;
- передачі з проміжними колесами.

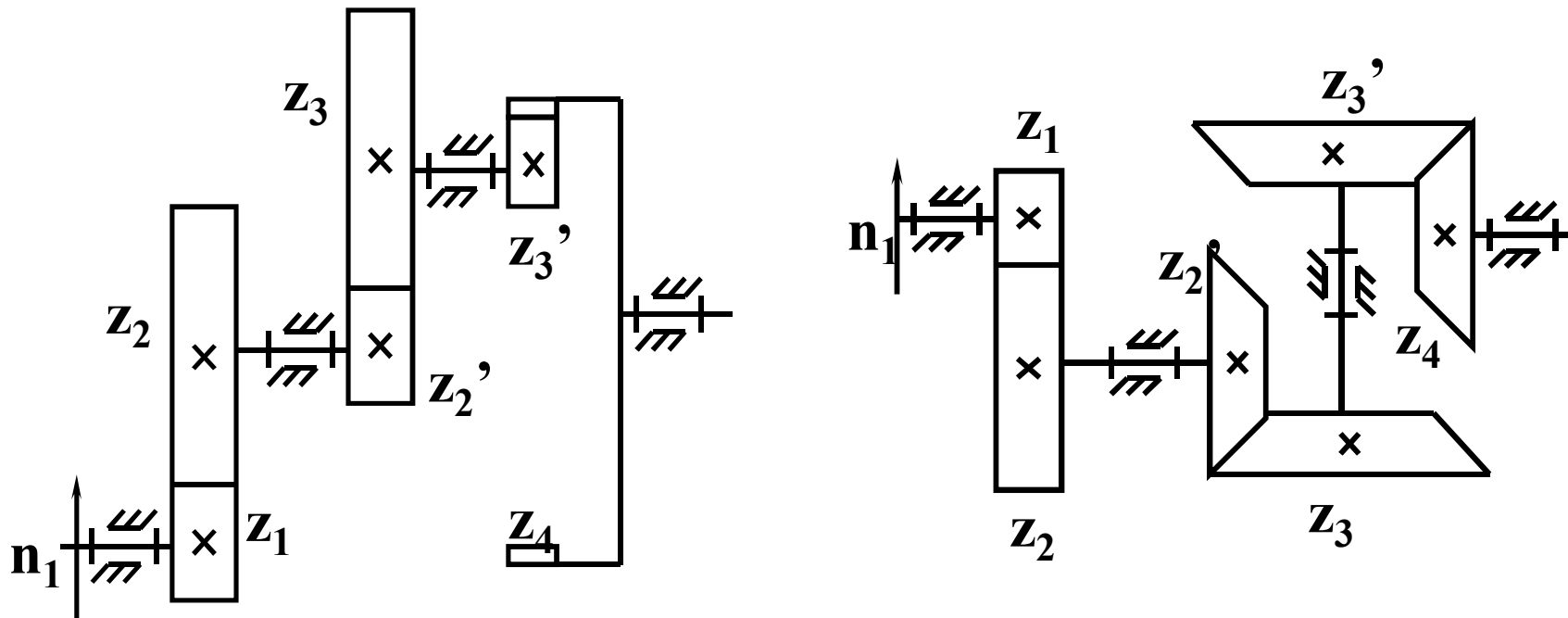
2. Складні передачі з осями рухомими у просторі (планетарні механізми):

- диференціальні механізми;
- планетарні передачі.

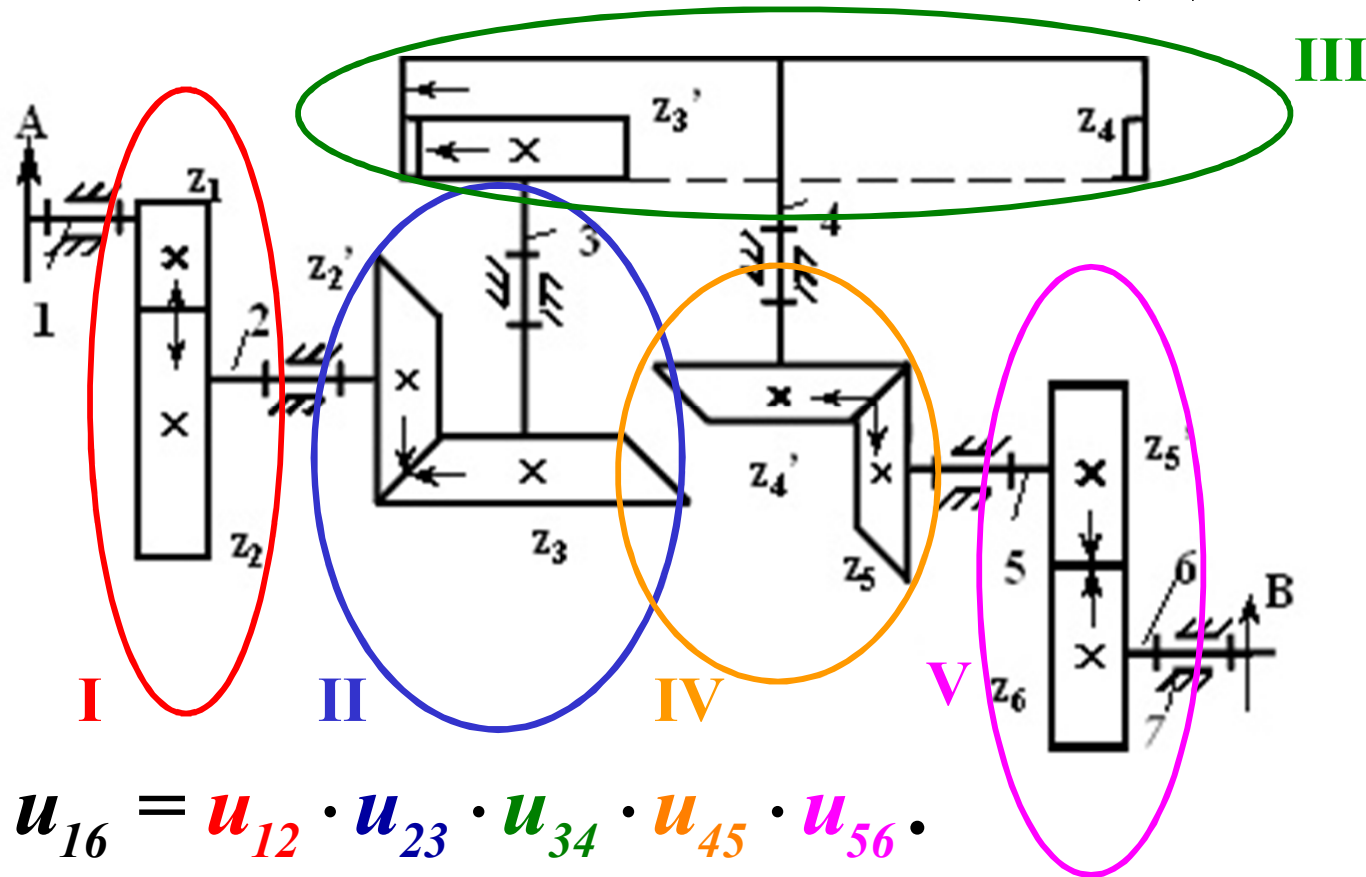
БАГАТОСТУПІНЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Передаточне відношення багатоступінчастої передачі

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot \dots \cdot u_{(n-1)n}$$



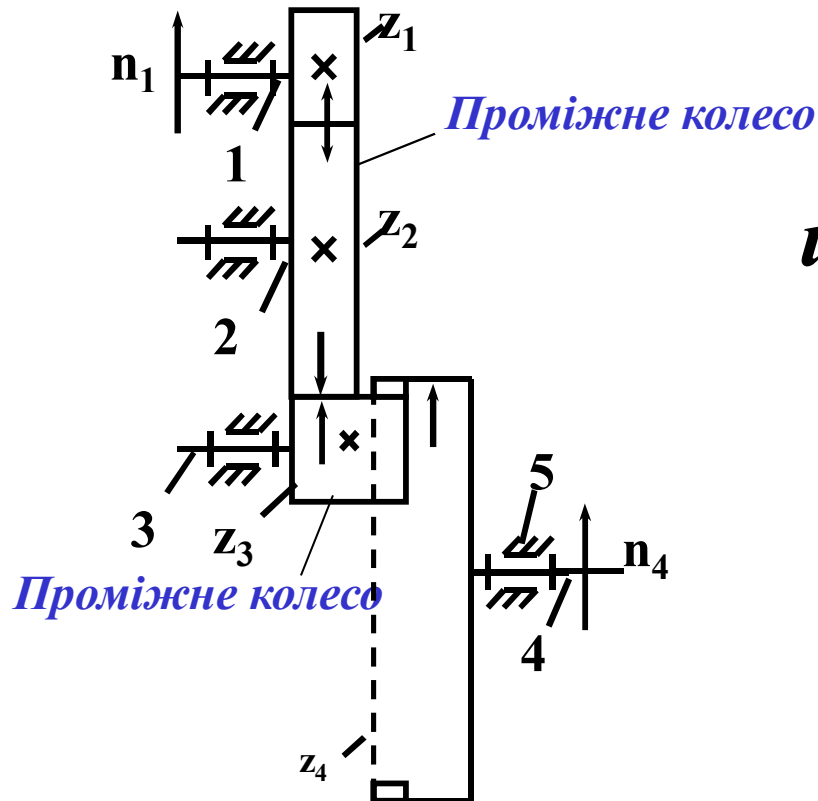
БАГАТОСТУПІНЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ



$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{23} = \frac{z_3}{z_2}; \quad u_{34} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{45} = \frac{z_5}{z_4}; \quad u_{56} = \frac{z_6}{z_5} \cdot$$

$$u_{16} = \frac{n_1}{n_6}$$

ПЕРЕДАЧІ З ПРОМІЖНИМИ КОЛЕСАМИ



$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34};$$

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad u_{23} = -\frac{z_3}{z_2}; \quad u_{34} = \frac{z_4}{z_3};$$

$$u_{14} = \frac{z_4}{z_1} = \frac{n_1}{n_4}.$$

ПЛАНЕТАРНІ МЕХАНІЗМИ

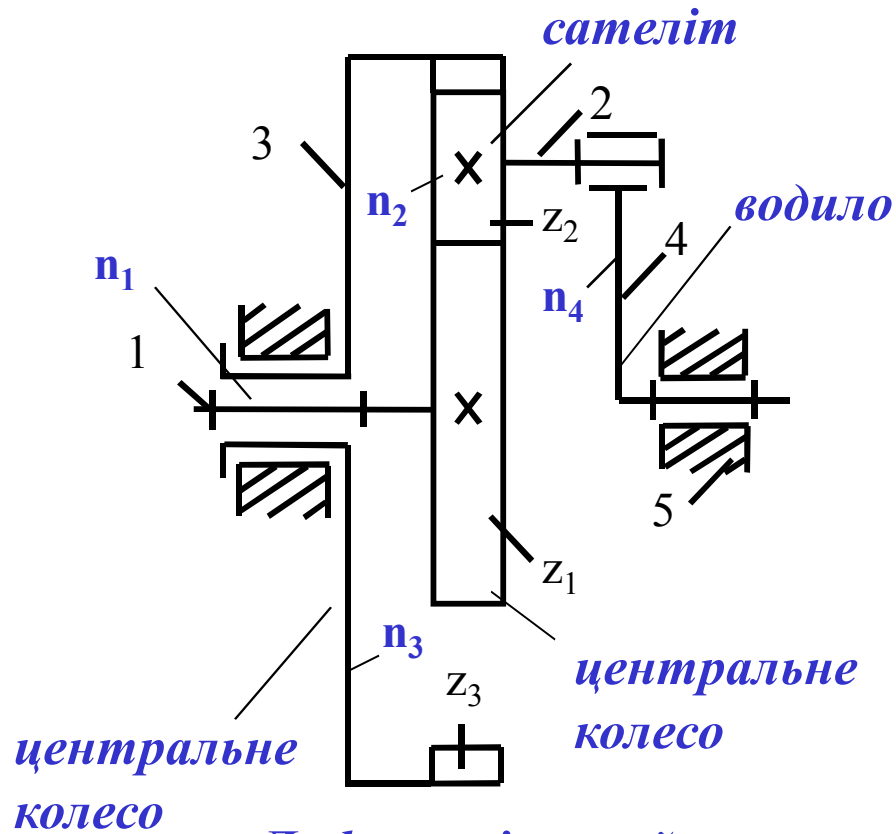
Основні типи планетарних механізмів:

- диференціальні механізми;
- планетарні передачі.

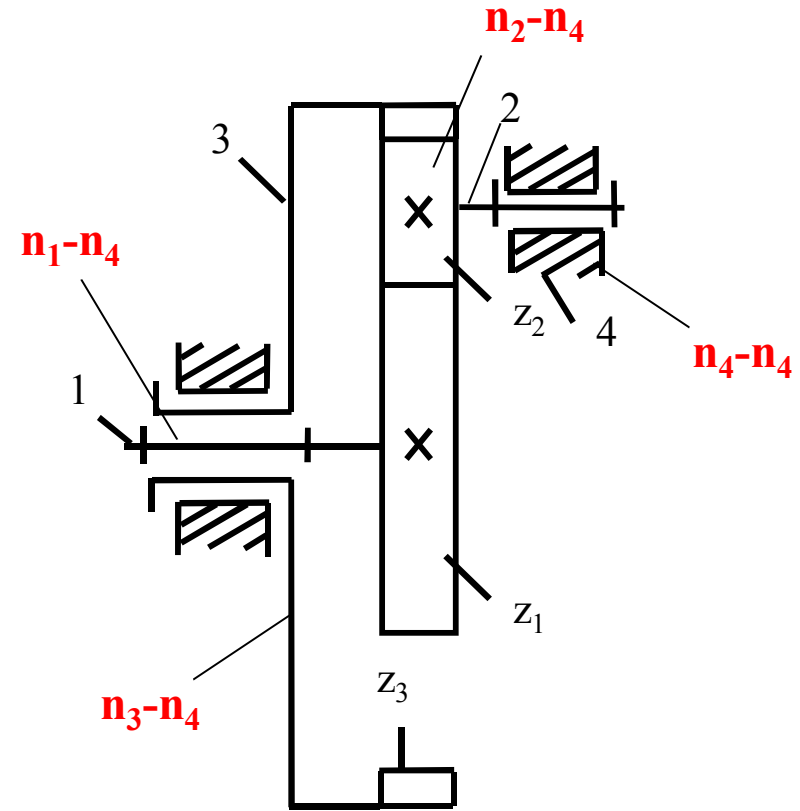
Переваги:

1. Високе передаточне відношення при незначних розмірах
2. Менші навантаження на один зуб, оскільки використовуються декілька сателітів
3. Менші навантаження на опори та вали
4. Менше шумів через менші розміри коліс

DIFFERENTIAL MECHANISM



Диференціальний механізм

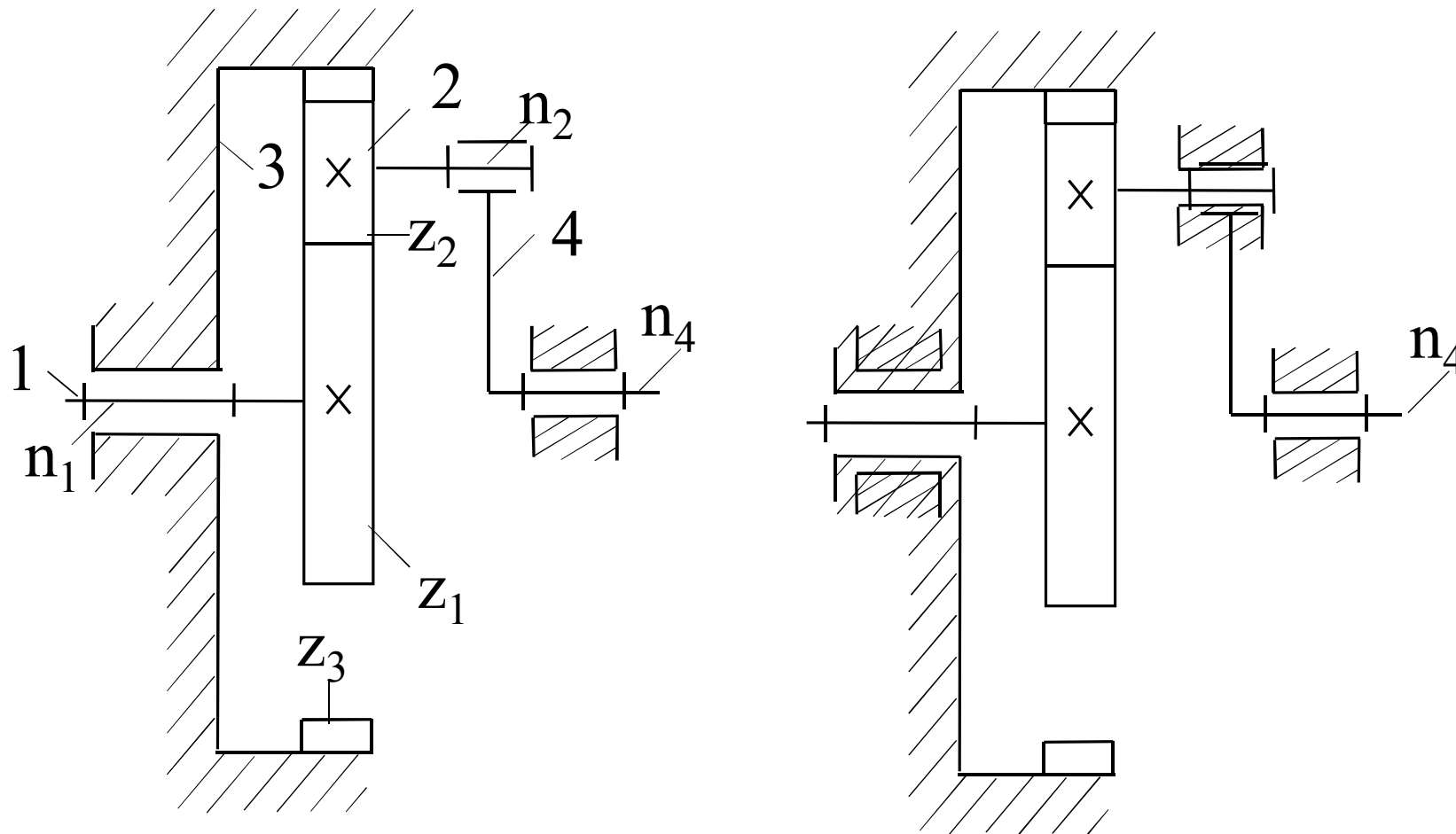


Обернений механізм

$$u'_{13} = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} \cdot$$

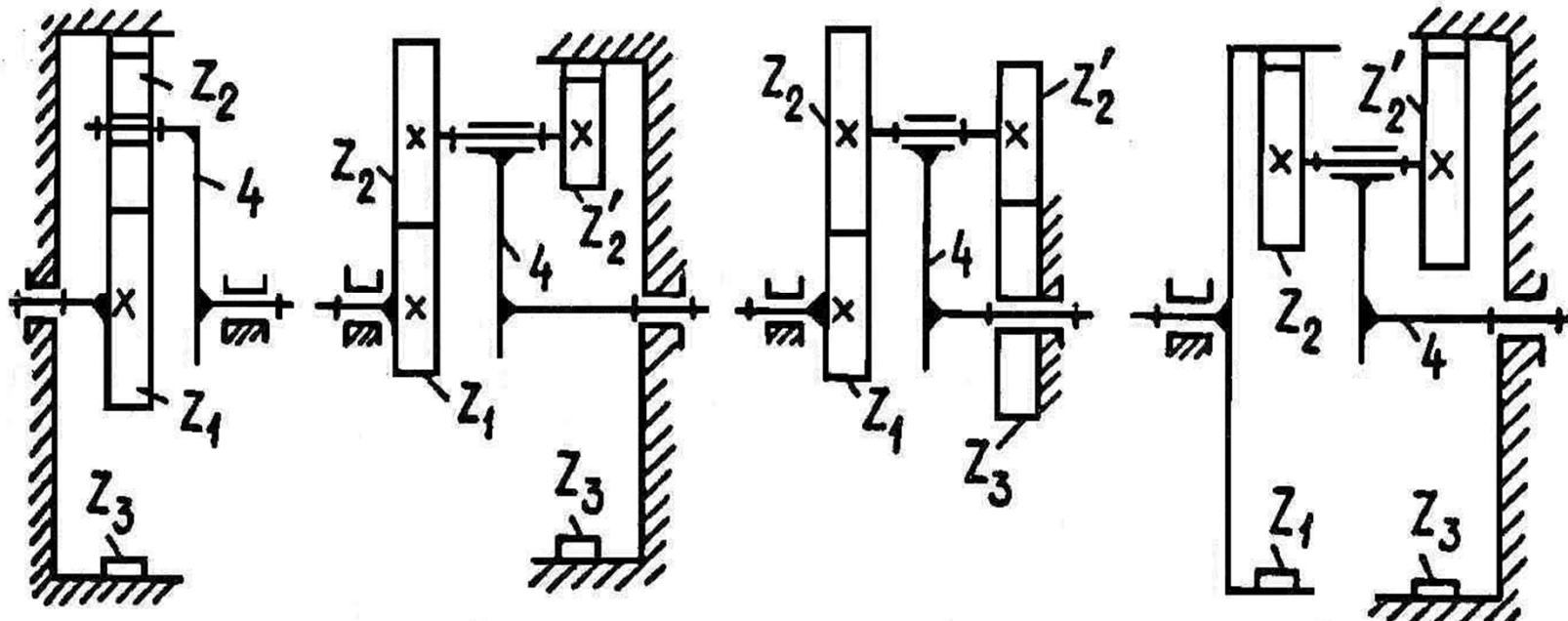
$$u'_{13} = u'_{12} \cdot u'_{23} = -\frac{z_3}{z_1} \cdot$$

Метод обращения руху

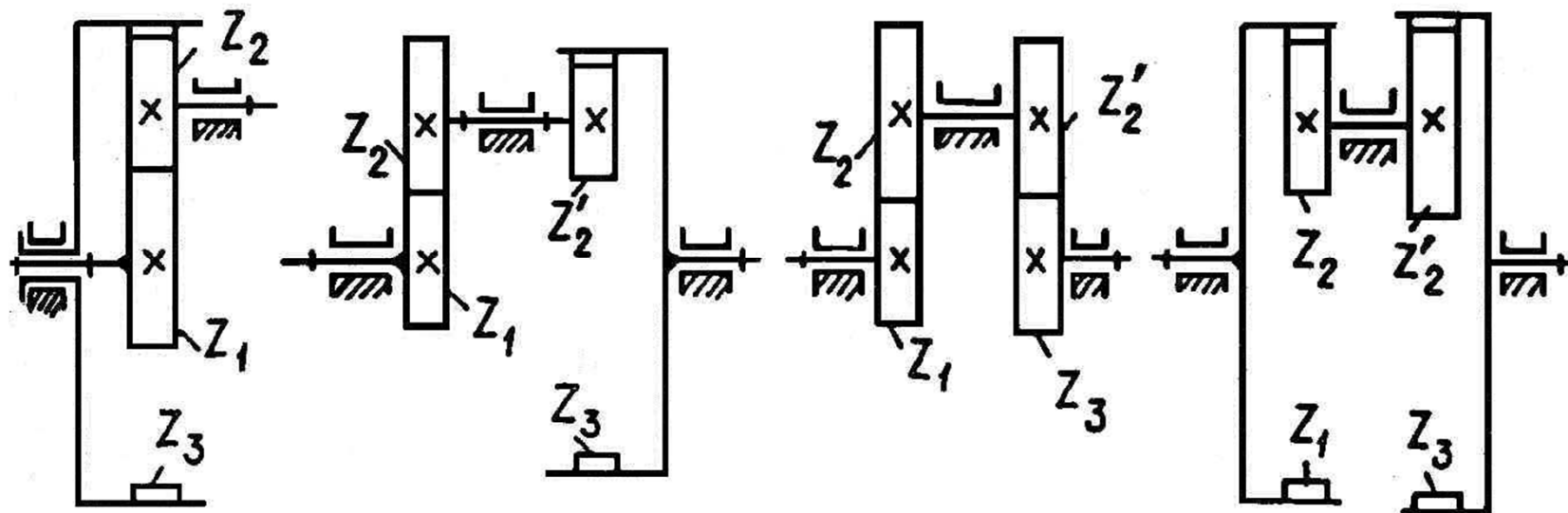


$$u'_{13} = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = \frac{n_1 - n_4}{0 - n_4} = -u_{14} + 1; \quad u_{14} = 1 - u'_{13}.$$

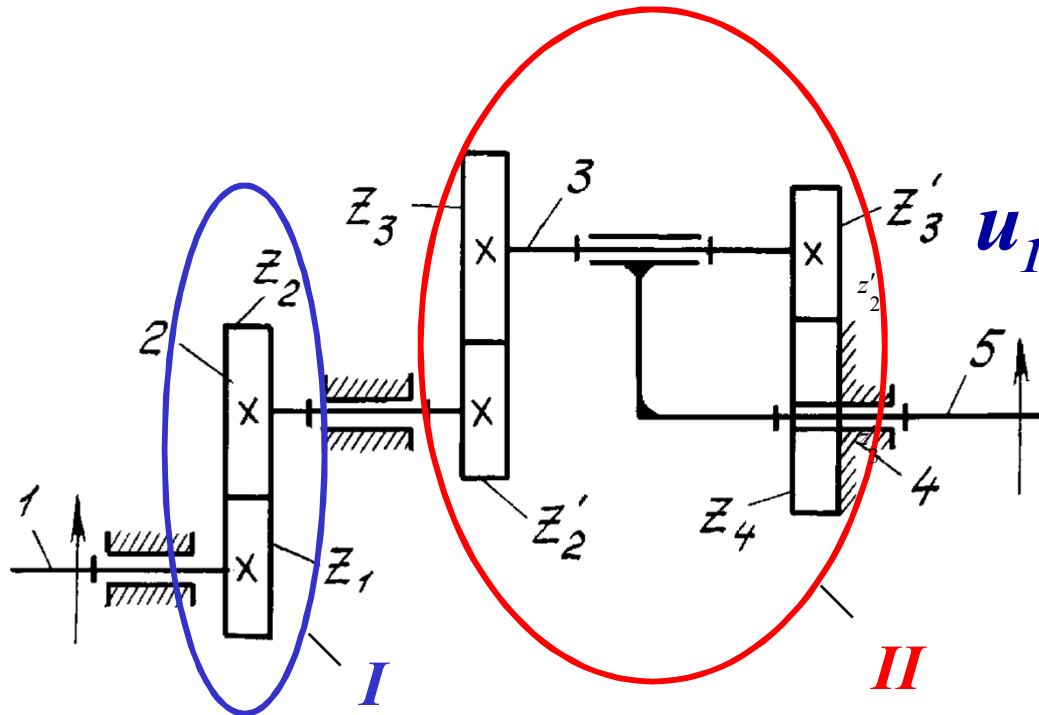
Основні типи планетарних механізмів



Обернені механізми



СКЛАДЕНІ ПЕРЕДАЧІ



$$u_{15} = u_{12} \cdot u_{25};$$

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{u_{12}}.$$

$$u_{25} = 1 - u'_{24};$$

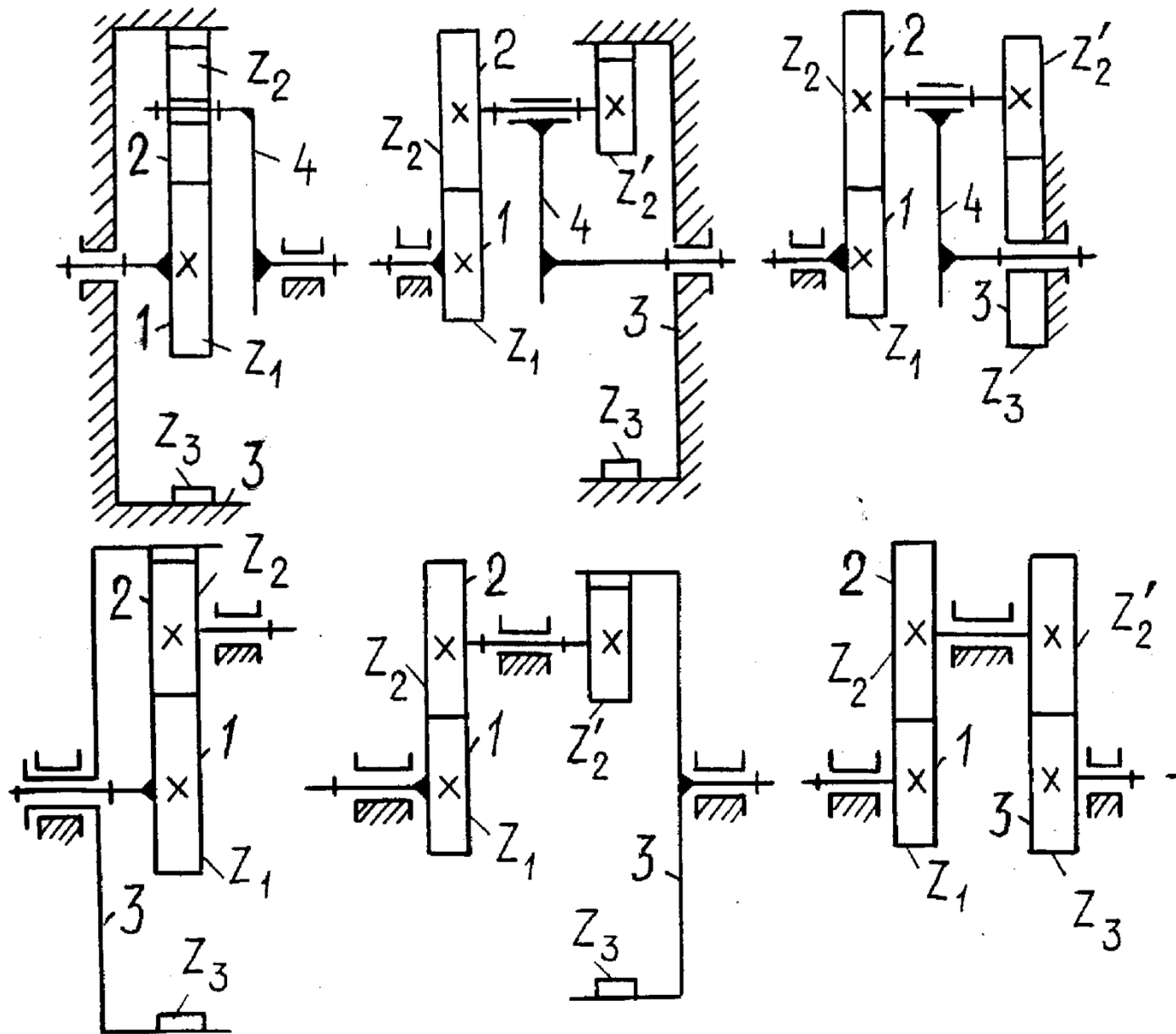
$$u'_{24} = u'_{23} \cdot u'_{34} = \frac{z_3 \cdot z_4}{z'_2 \cdot z'_3};$$

$$u_{25} = \frac{n_2}{n_5} \Rightarrow n_5 = \frac{n_2}{u_{25}}. \quad u'_{23} = \frac{n_2 - n_5}{n_3 - n_5} \Rightarrow n_3 = \frac{n_2 - n_5}{u'_{23}} + n_5.$$

$$n_1 = 2500 \text{ rpm}; \quad z_1 = 20; \quad z_2 = 50; \quad z'_2 = 20; \quad z_3 = 40; \quad z'_3 = 20; \quad z_4 = 90.$$

**РОЗРАХУНОК
ПЛАНЕТАРНОГО
РЕДУКТОРА**

Вибір схеми планетарного механізму



Визначення кількості зубів коліс планетарного механізму

Умова

співвісності

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = z_1 : \frac{z_1(u_{14} - 2)}{2} : z_1(u_{14} - 1) : \frac{z_1 u_{14}}{k}$$

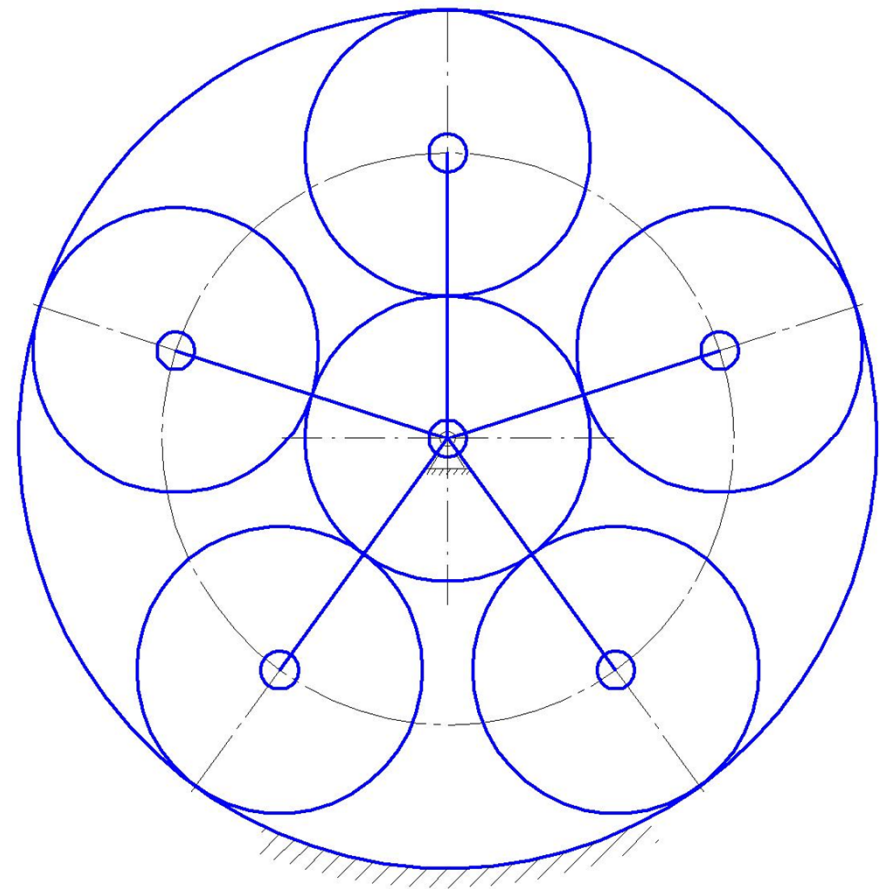
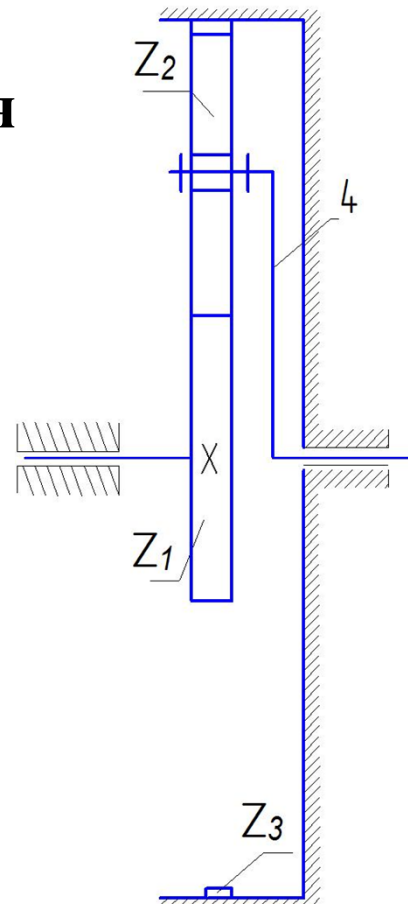
Умова правильного зачеплення: $z_1 \geq 17$; $z_2 \geq 20$; $z_3 \geq 85$; $z_3 - z_2 \geq 8$.

Умова складання

$$\frac{z_1 u_{14}}{k} = \gamma$$

Умова сусідства

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2},$$



Визначення кількості зубів коліс планетарного механізму

Умова співвісності вхідного та вихідного валів визначає те, що обидва центральні зубчасті колеса і водило повинні мати загальну геометричну вісь обертання, завдяки чому забезпечується зачеплення сателітів із центральними колесами. Ця умова обмежує вибір розмірів одного з чотирьох коліс при заданих радіусах трьох інших.

Умова правильного зачеплення враховує відсутність подрізу зубів і заклинювання передачі. Для циліндричних зубчастих коліс без зміщення, які нарізуються стандартним рейковим інструментом (кут профілю $\alpha = 20^\circ$, коефіцієнт головки зуба $h_a^* = 1$, для запобігання подрізу зубів їх кількість має бути не меншою від 17.

Умова складання за рівних кутів між сателітами враховує необхідність одночасного зачеплення всіх сателітів із центральними колесами. Після встановлення першого сателіта рухоме центральне колесо займе цілком визначене положення, і якщо не виконати деяких вимог, то при встановленні наступних сателітів їхні зуби можуть бути зміщені відносно западин одного з центральних коліс, у результаті чого виконати складання механізму неможливо.

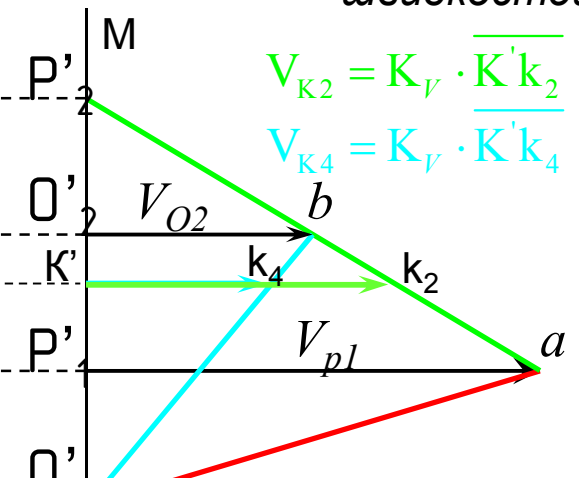
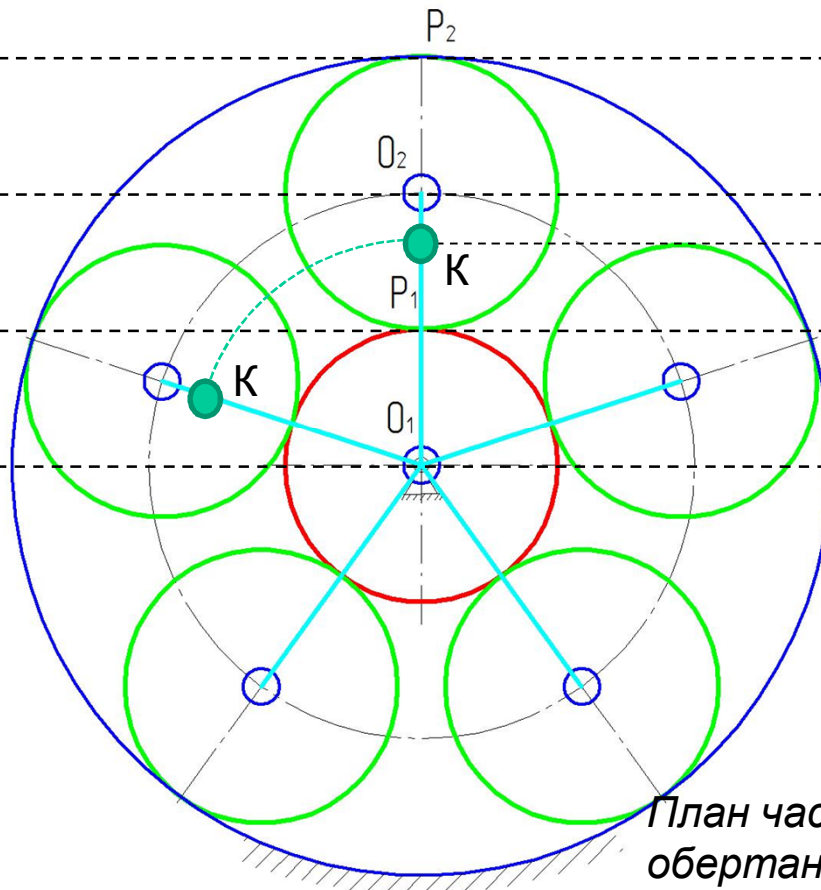
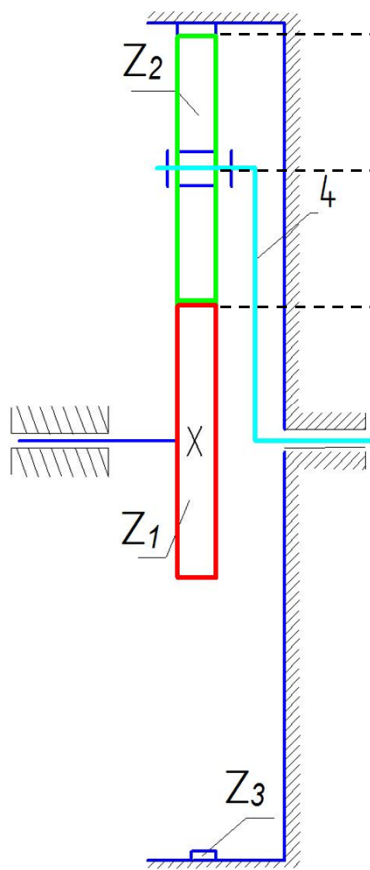
Умова сусідства враховує необхідність сумісного розміщення кількох сателітів по загальному колу. Для її виконання необхідно, щоб діаметр кола вершин зубів більших за розміром сателітів був дещо меншим, ніж відстань між осями їх обертання. У цьому разі сусідні сателіти не будуть чіпляти зубами один одного.

*Кінематичне дослідження
планетарних механізмів
графічним методом*

$$d_1 = m \cdot z_1, \quad d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2, \quad d_{w3} = d_3 = m \cdot z_3, \quad k_1 = d_3 / \sqrt{d_3}$$

План швидкостей

План механізму
1 мм ≈ 0,0015 м



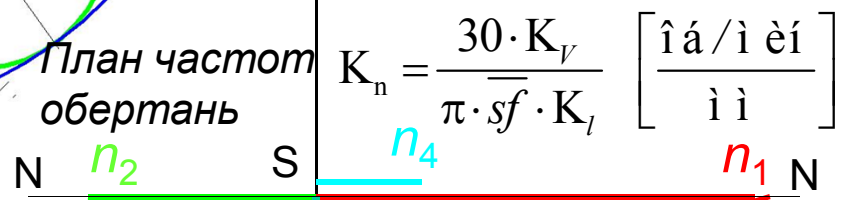
$$V_{K2} = K_V \cdot \overline{K'k_2}$$

$$V_{K4} = K_V \cdot \overline{K'k_4}$$

$$V_{P1} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot r_1 \left[\frac{\dot{i}}{\tilde{n}} \right]$$

$$K_V = \frac{V_{P1}}{P'_1 a} \left[\frac{\dot{i} / \tilde{n}}{\dot{i} \dot{i}} \right]$$

План частот
обертань



$$K_n = \frac{30 \cdot K_V}{\pi \cdot sf \cdot K_l} \left[\frac{\hat{i} \acute{a} / \hat{i} \acute{e} \acute{i}}{\dot{i} \dot{i}} \right]$$

$$u'_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{K_n \cdot \overline{sn_1}}{K_n \cdot \overline{sn_4}} = \frac{\overline{sn_1}}{\overline{sn_4}}$$

$$\Delta u_{14} = \frac{u_{14} - u'_{14}}{u_{14}} \cdot 100\% < 4\%$$

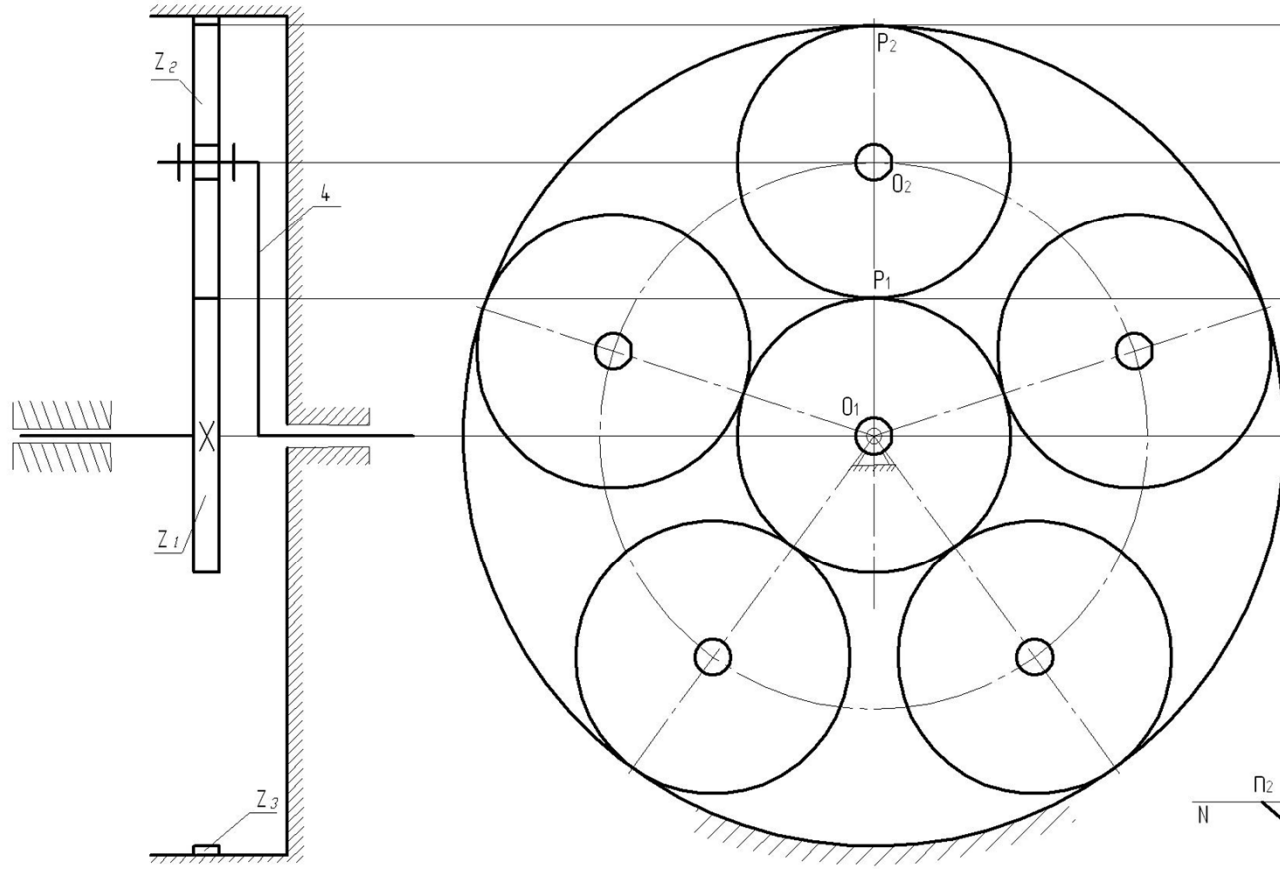
$$n_1 = K_n \cdot \overline{sn_1}, \hat{i} \acute{a} / \hat{i} \acute{e} \acute{i}$$

$$n_2 = K_n \cdot \overline{sn_2}, \hat{i} \acute{a} / \hat{i} \acute{e} \acute{i}$$

$$n_4 = K_n \cdot \overline{sn_4}, \hat{i} \acute{a} / \hat{i} \acute{e} \acute{i}$$

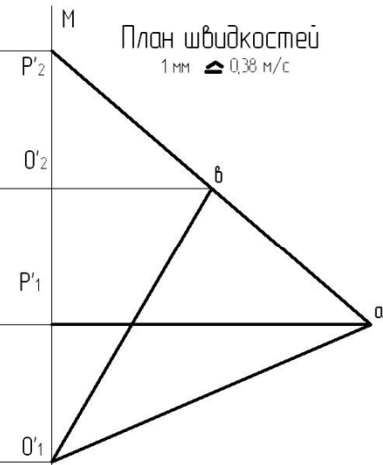
План механізму

1 мм \approx 0,0015 м



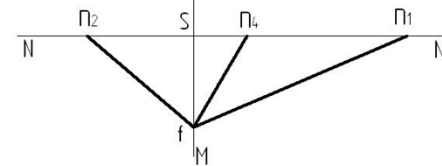
План швидкостей

1 мм \approx 0,38 м/с



План частот обертання

1 мм \approx 120 об/хв



Курсова робота з ТММ

Розрахунок
планетарного
редуктора

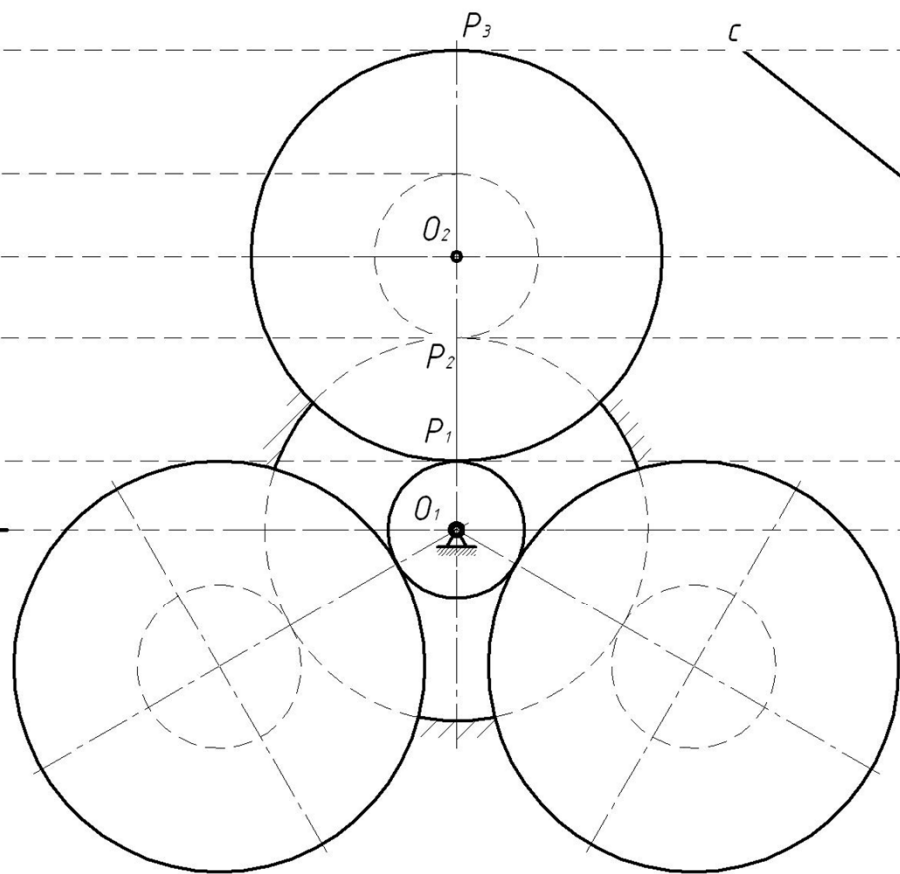
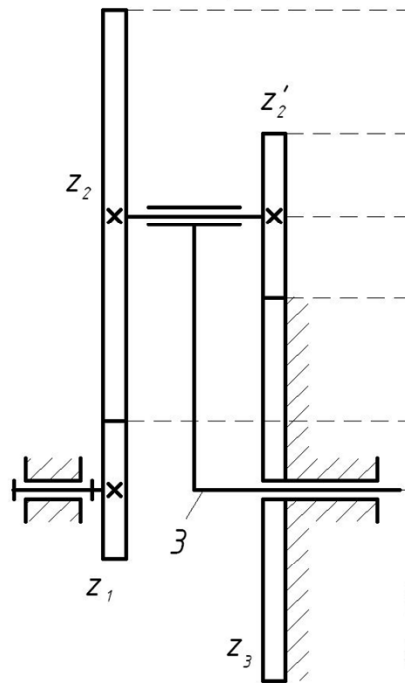
Літер.	Маса	Маштаб
Н		
Аркуш 2	Аркушів 3	

Зм.	Кіл.	№ докум	Підп.	Дат.
Виконав				
Перевір.				
Приймає				
Зав. каф.				

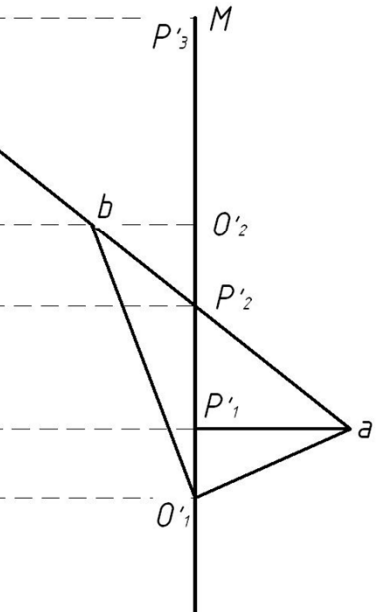
Залікова книжка
№

ФЛА 210

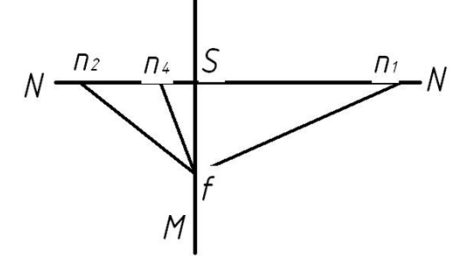
План механізму
1 мм ≙ 0,004 м



План швидкостей
1 мм ≙ 0,2 м/с



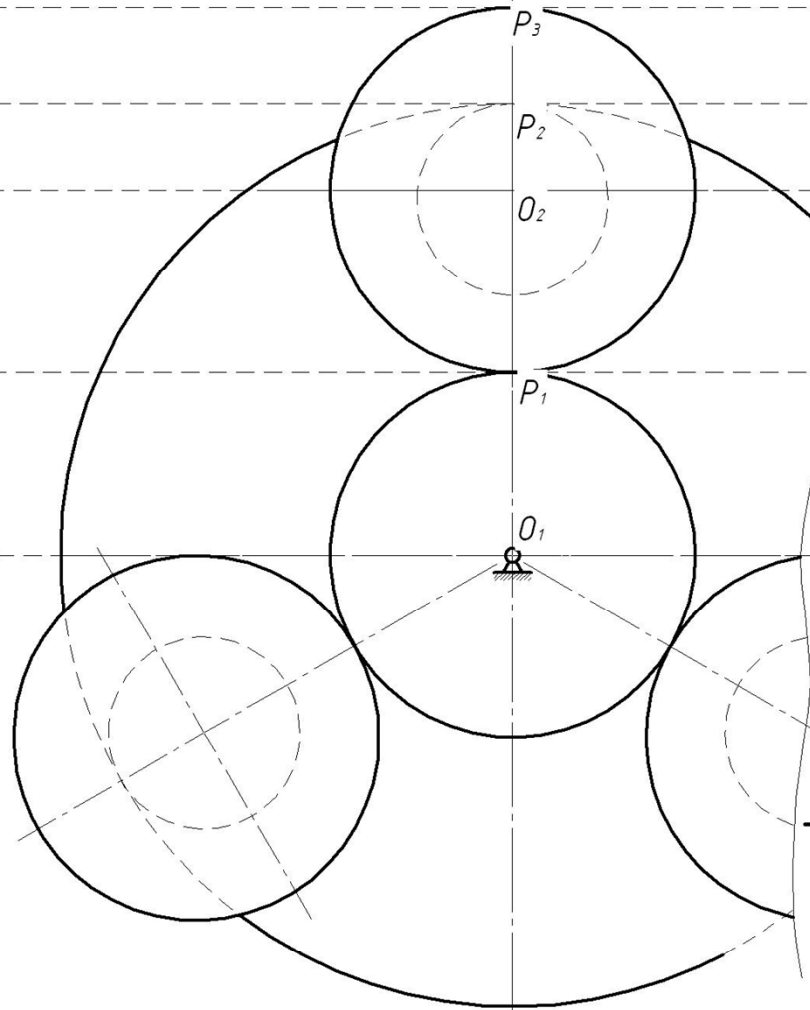
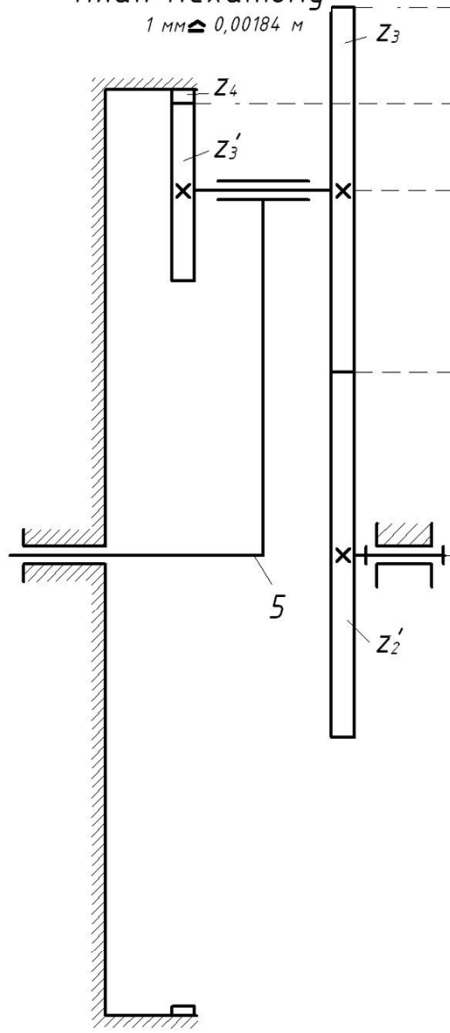
План частот обертання
1 мм ≙ 23,8 об/хв



Кафедра машинознавства				Курсова робота з ТММ			
Зм.	Кіл.	№ докум.	Підп.	Дат.	Літер.	Маса	Маштаб
Виконав					Н		
Перевір.					Аркуш 2	Аркушів 3	
Прийняв					Залікова книжка №		ФЛА 210
Зав. каф.							

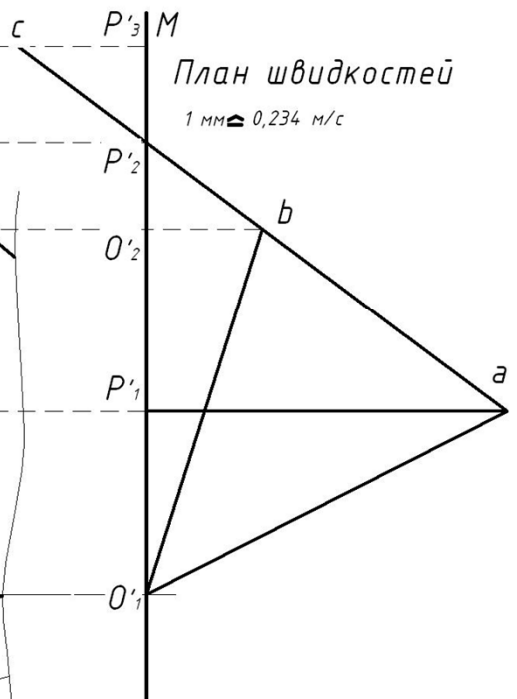
План механізму

1 мм \approx 0,00184 м



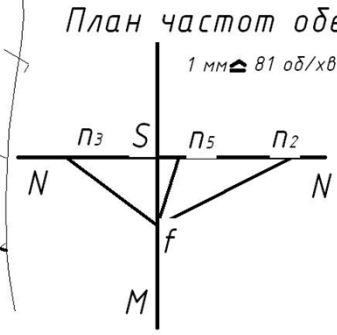
План швидкостей

1 мм \approx 0,234 м/с



План частот обертання

1 мм \approx 81 об/хв



Кафедра машинознавства

Курсова робота з ТММ

Зм.	Кіл.	№ докум	Підп.	Дат.
Виконав				
Перевір.				
Прийняв				
Зав. каф.				

Кінематичне дослідження планетарного механізму

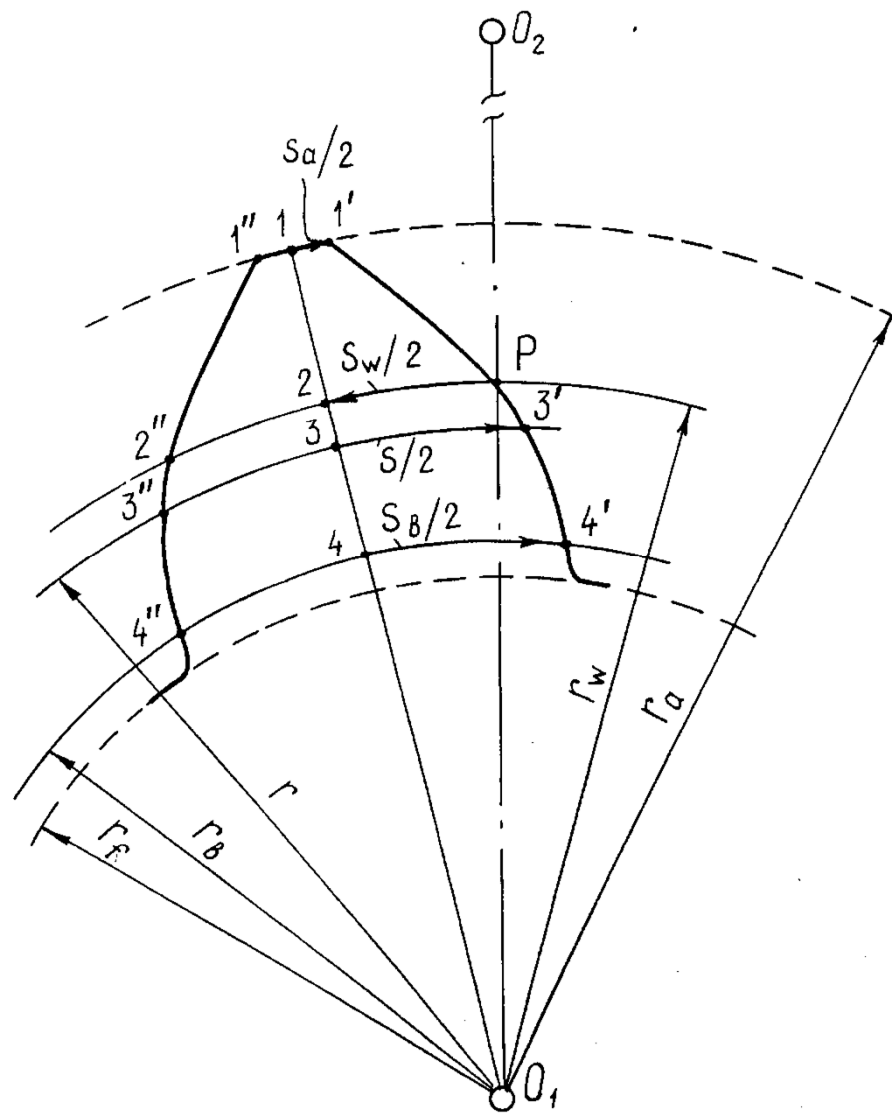
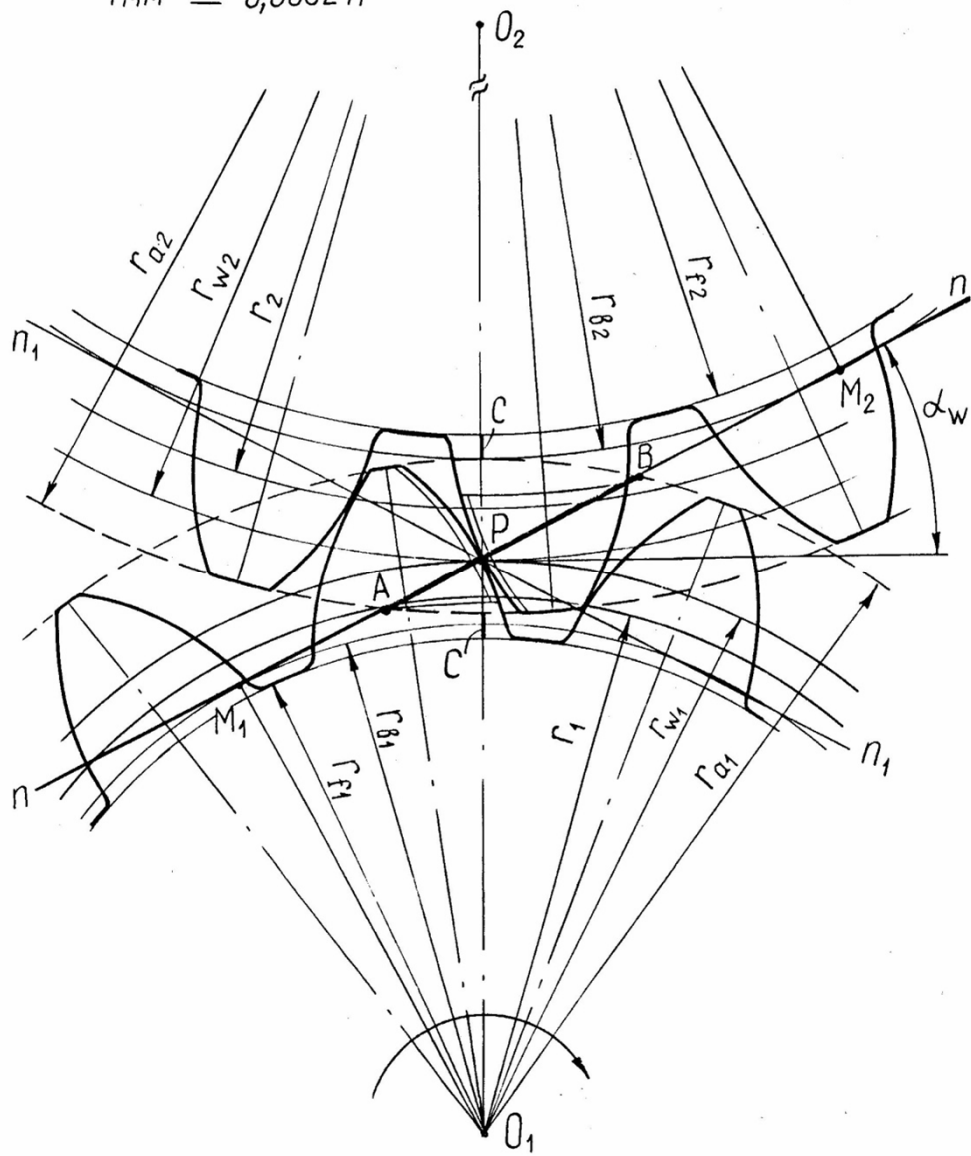
Літер.	Маса	Маштаб
H		
Аркуш 2		Аркушів 3

Залікова книжка №

ФЛА 210

Побудова геометричної картини евольвентного зачеплення

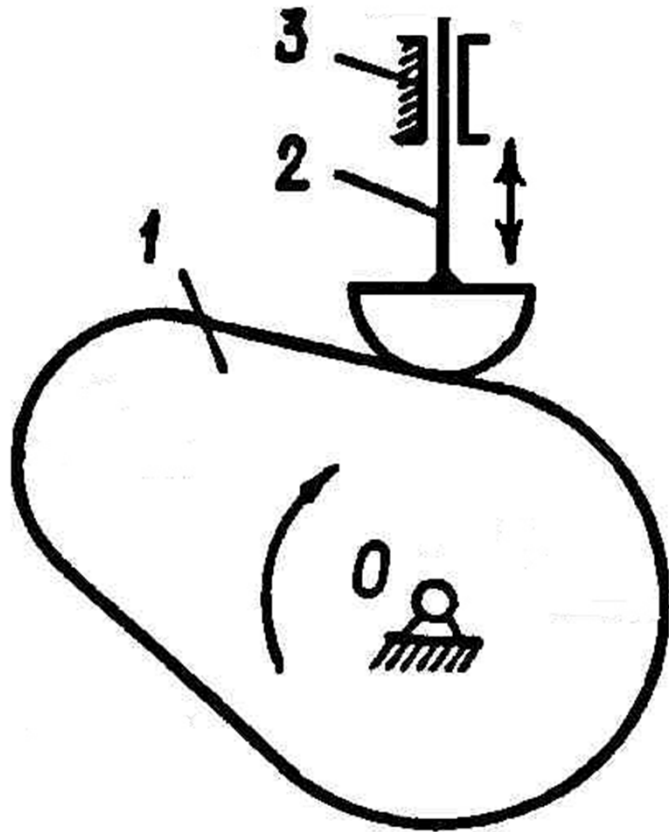
1 мм \triangleq 0,0002 м



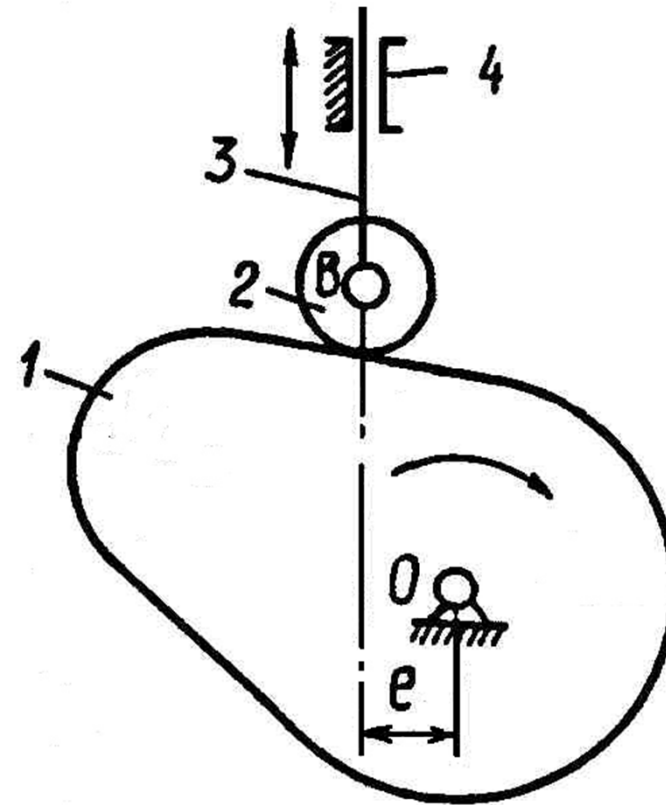
КУЛАЧКОВІ МЕХАНІЗМИ



СТРУКТУРА КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ



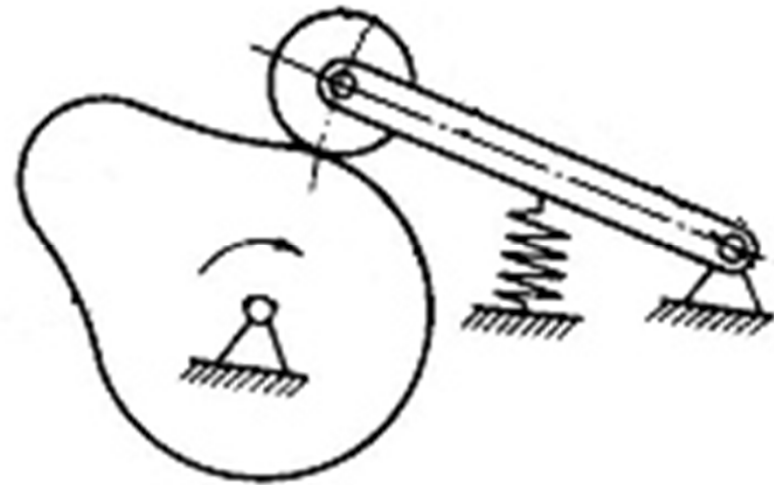
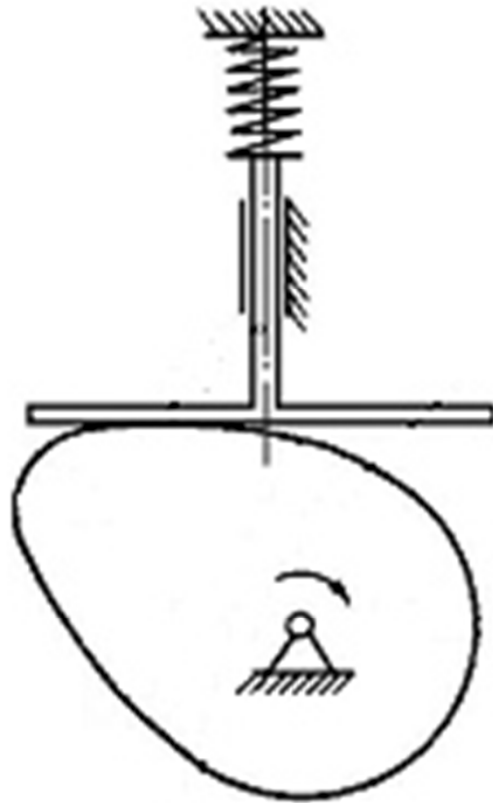
- 1 - кулачок;
- 2 – штовхач;
- 3 – стояк.



- 1 - кулачок;
- 2 – ролик;
- 3 – штовхач;
- 4 – стояк.

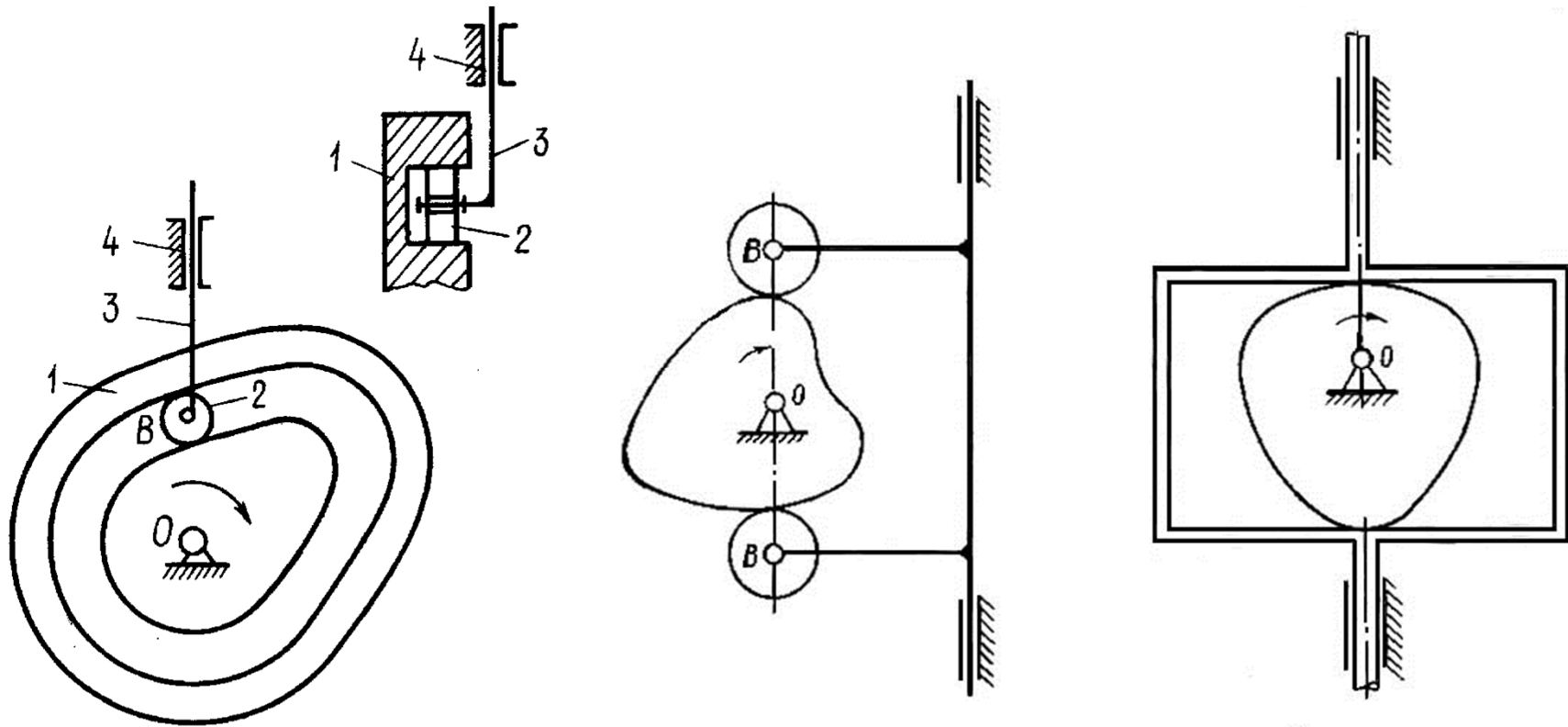
ЗАМИКАННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ 2 РОДУ В КУЛАЧКОВОМУ МЕХАНІЗМІ

1. *силове* замикання



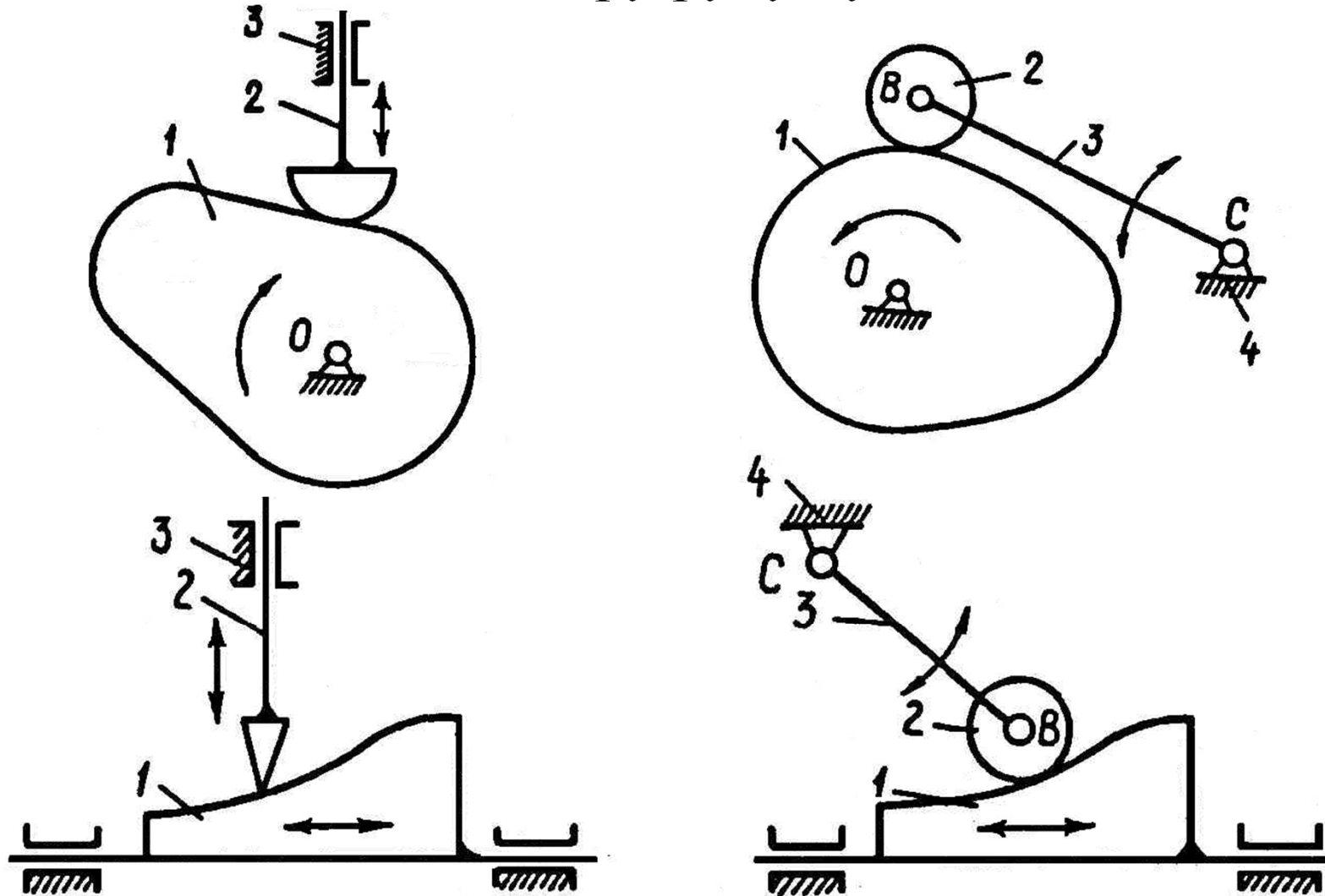
ЗАМИКАННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ 2 РОДУ В КУЛАЧКОВОМУ МЕХАНІЗМІ

2. *геометричне (кінематичне)* замикання



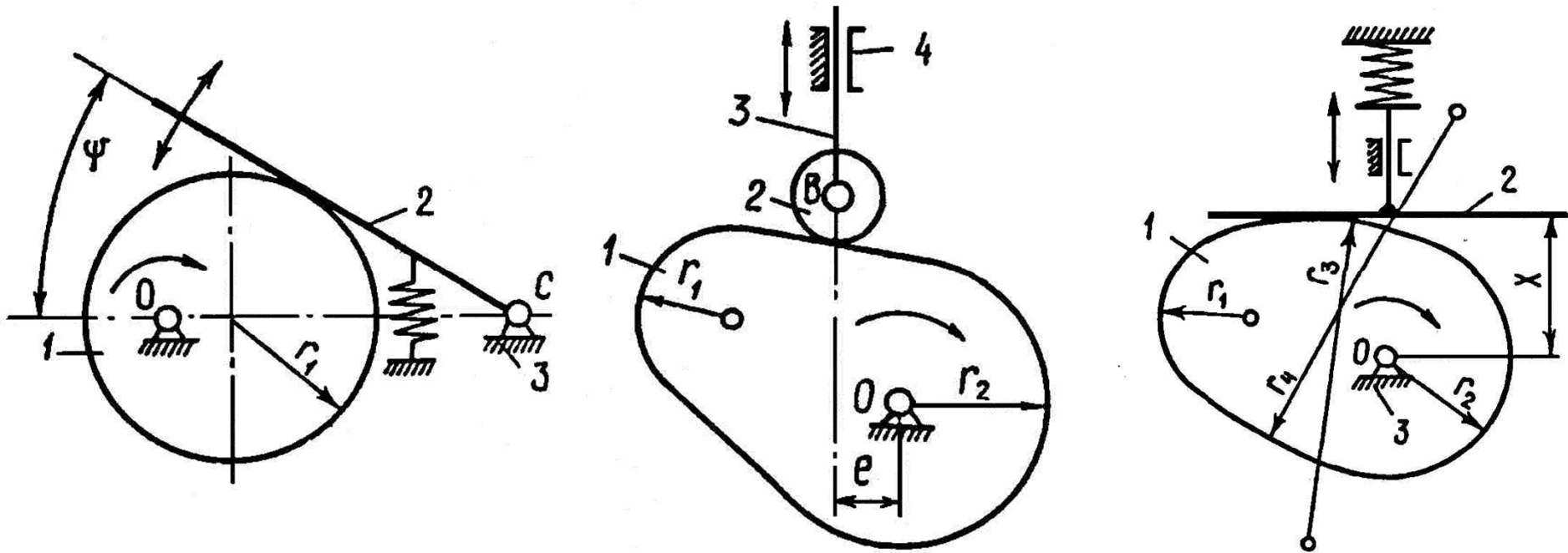
КЛАСИФІКАЦІЯ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

1. Залежно від характеру руху кулачка і штовхача



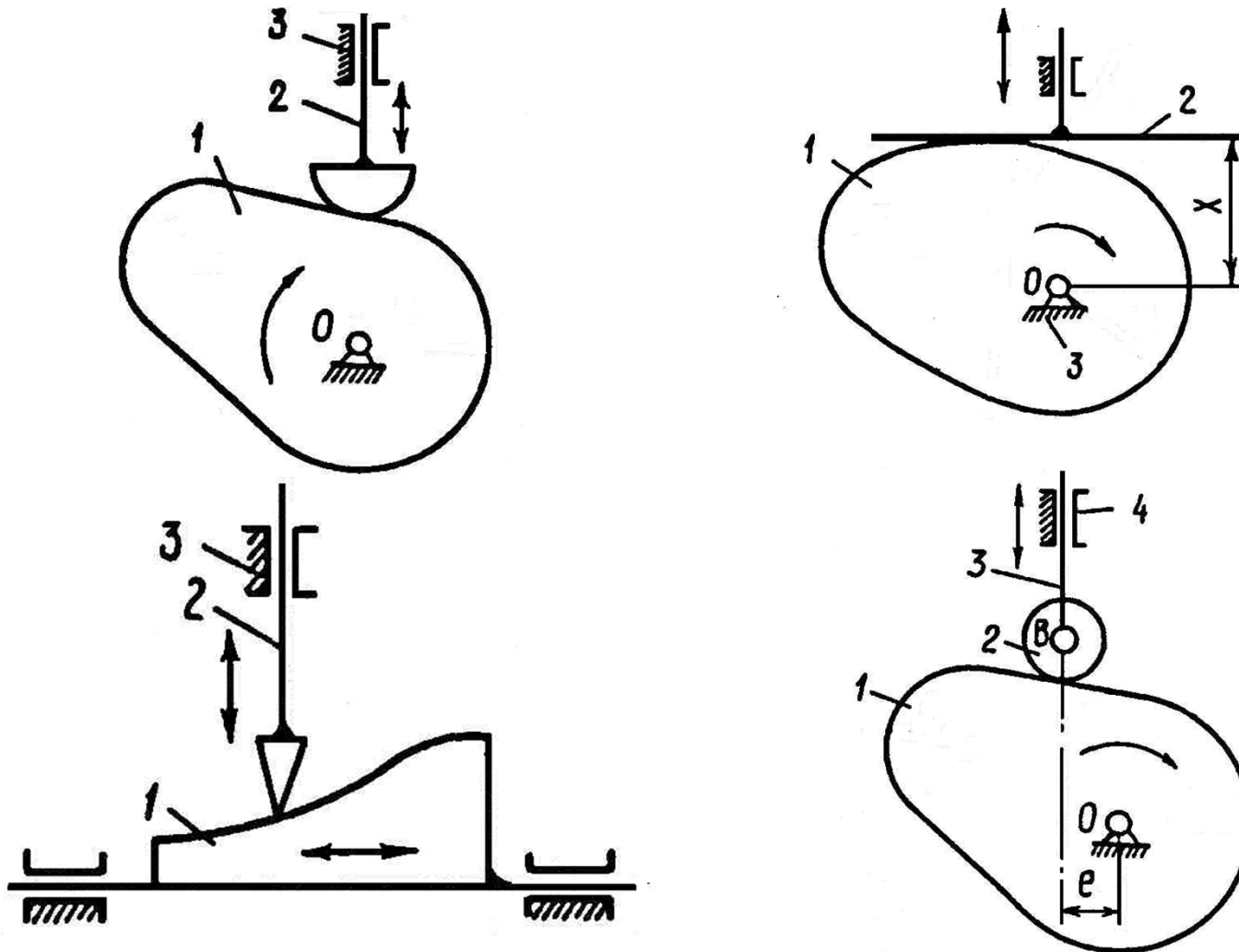
КЛАСИФІКАЦІЯ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

2. За характером окреслення профілю кулачка



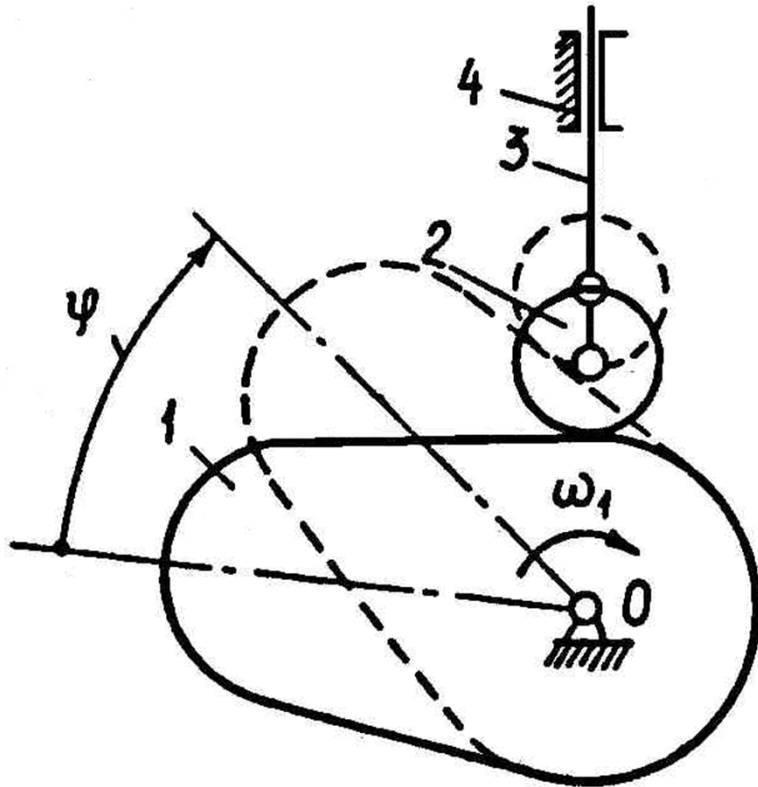
КЛАСИФІКАЦІЯ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

3. За характером окреслення профілю штовхача

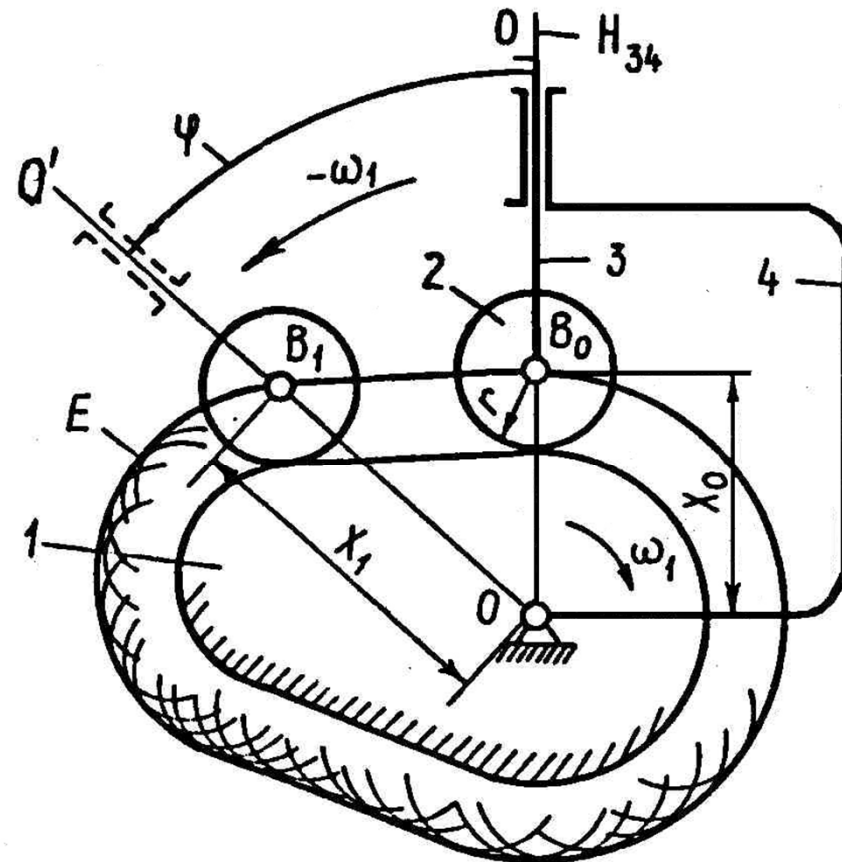


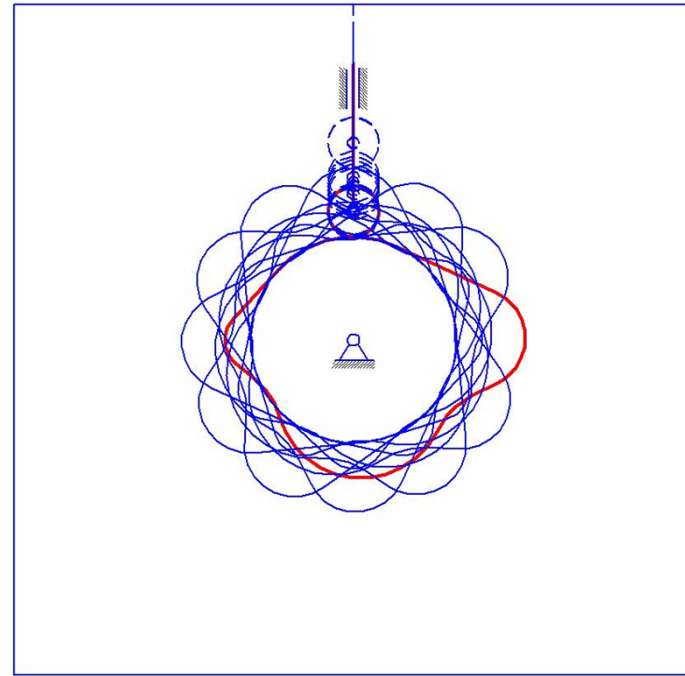
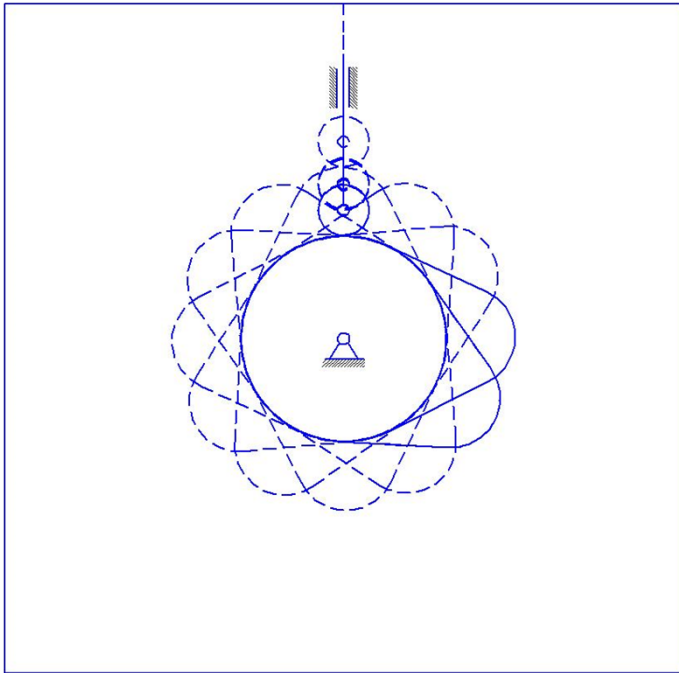
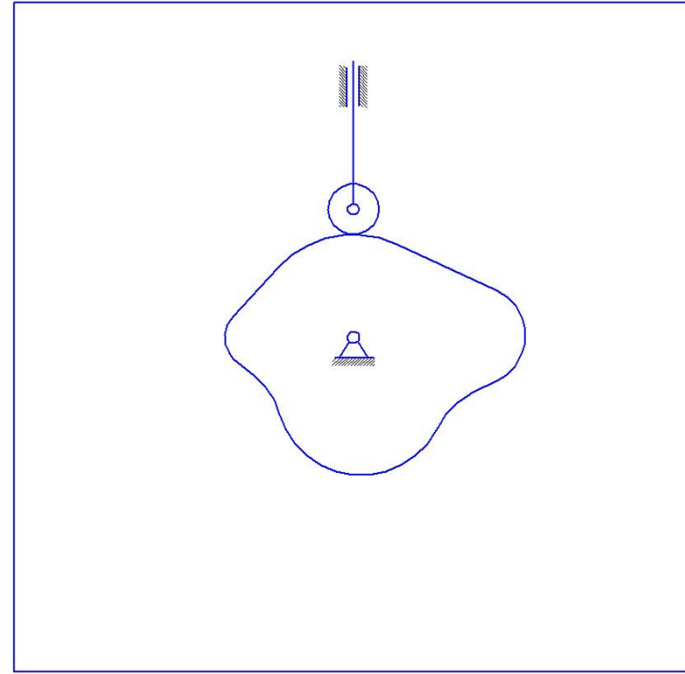
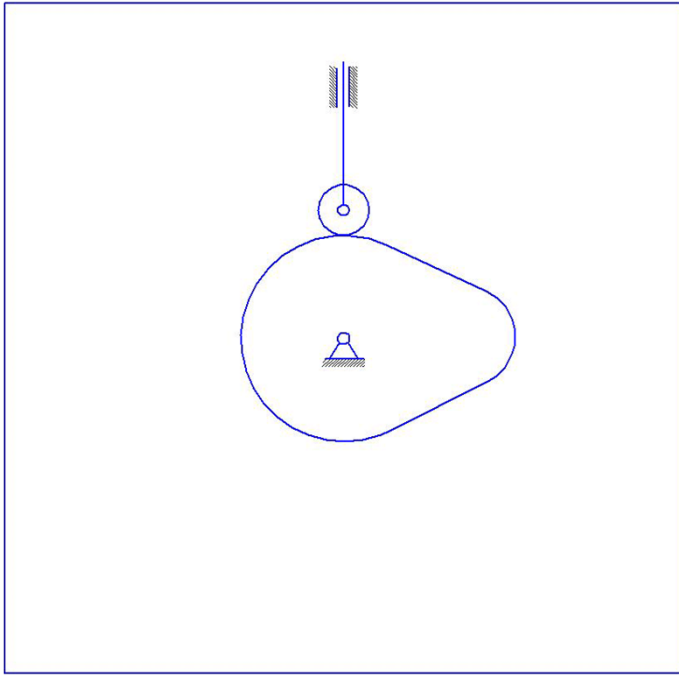
ПОБУДОВА ПЛАНІВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ І ДІАГРАМ ПОЛОЖЕНЬ ШТОВХАЧА. МЕТОД ОБЕРНЕННЯ РУХУ

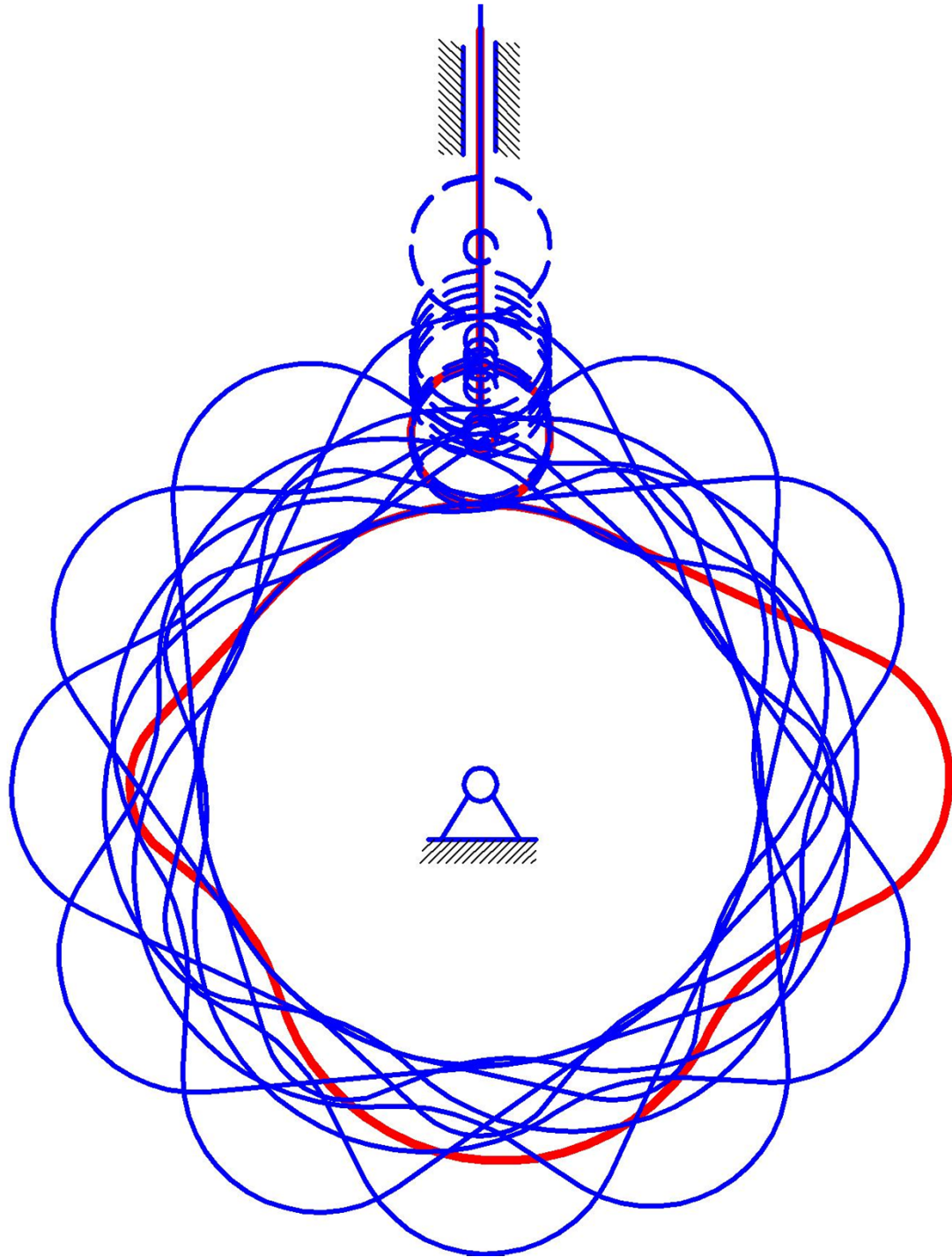
Кулачковий механізм з кулачком, що обертається

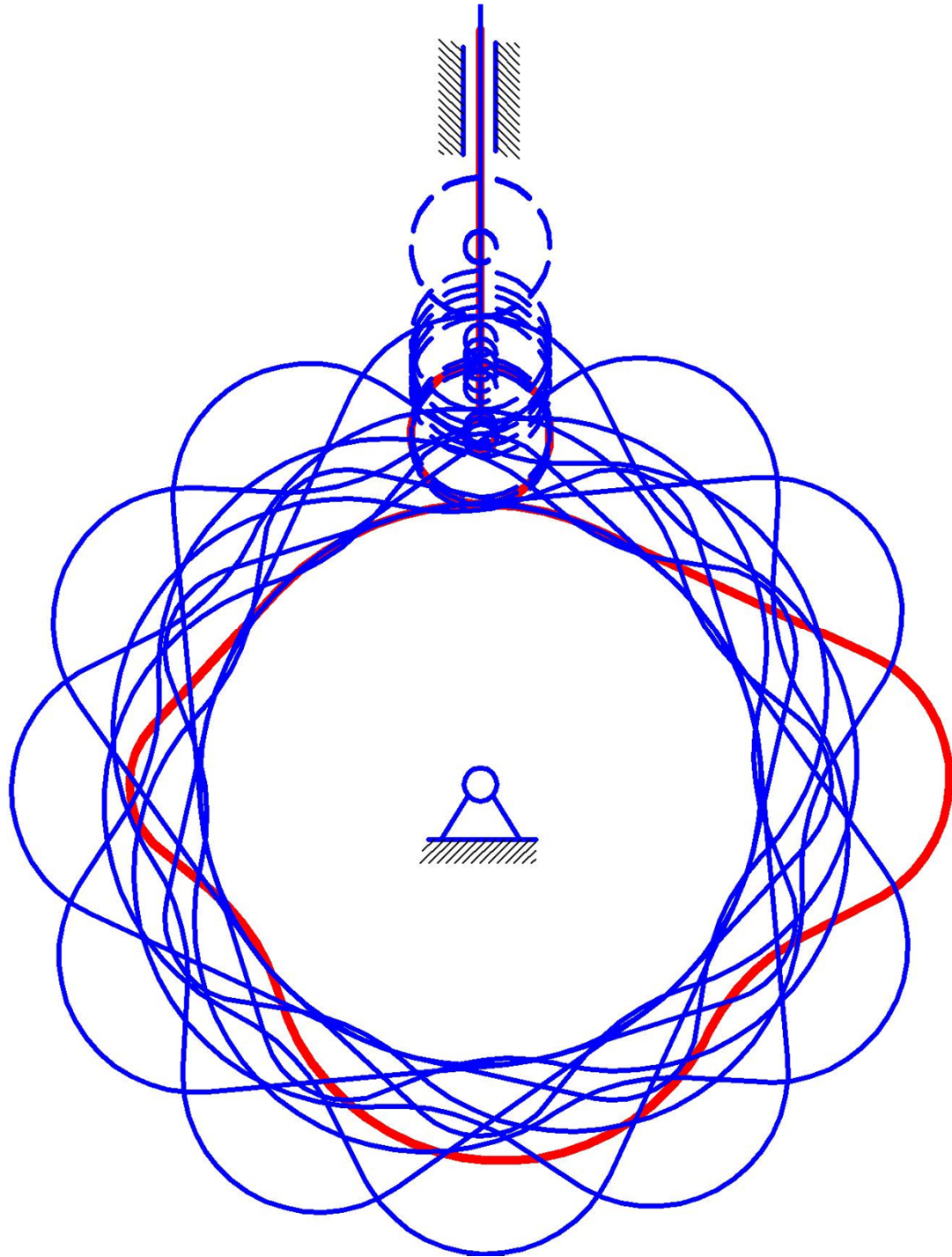


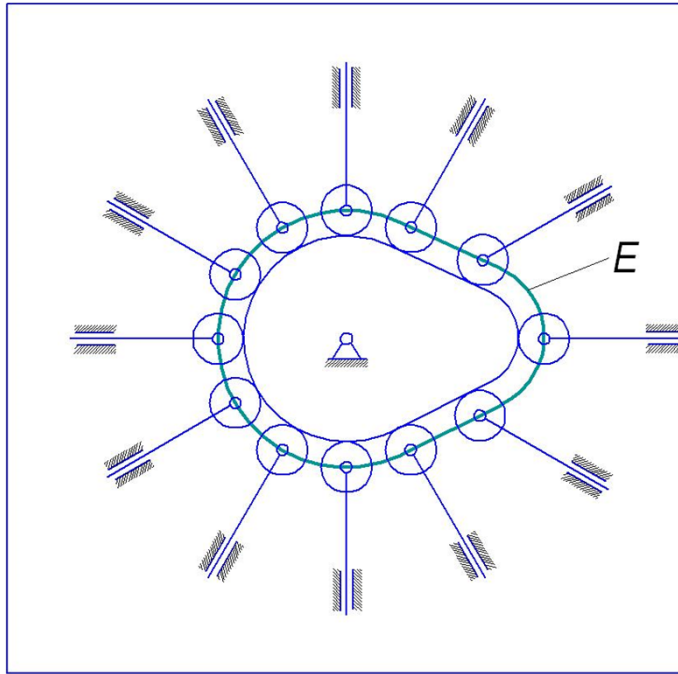
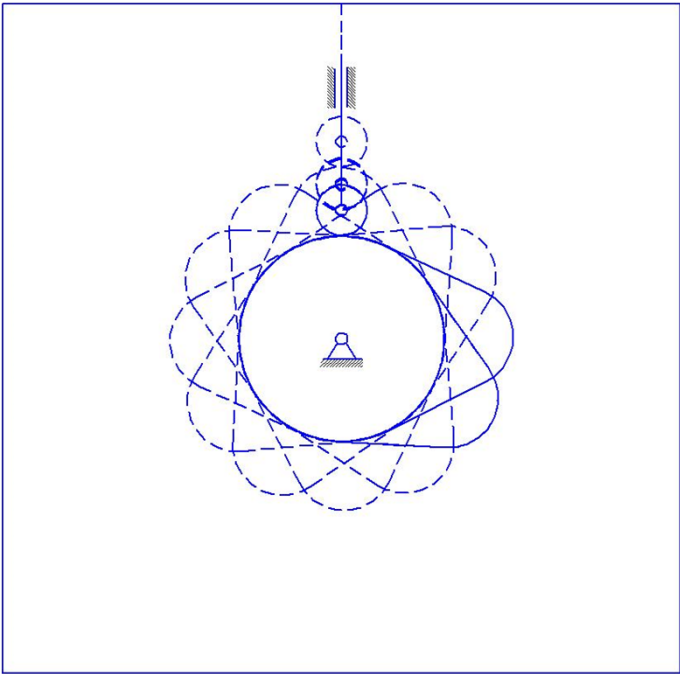
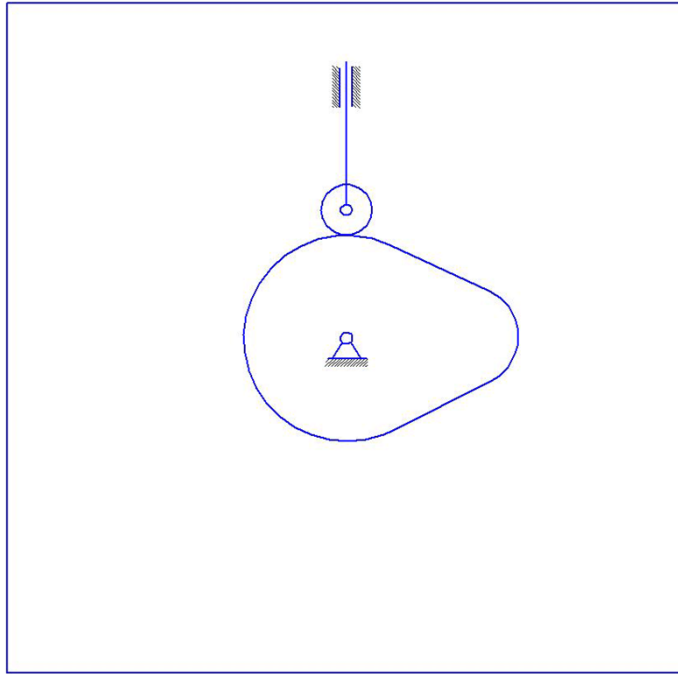
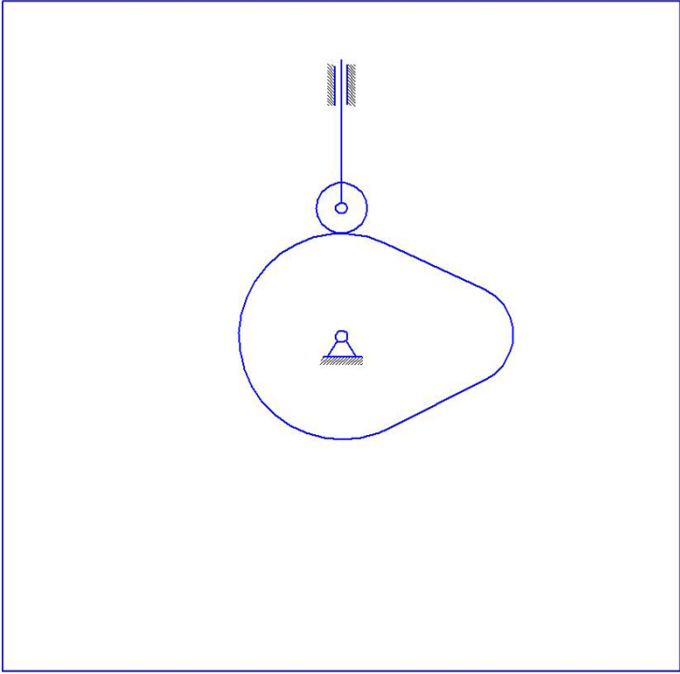
Кулачковий механізм з нерухомим кулачком (обернений механізм)

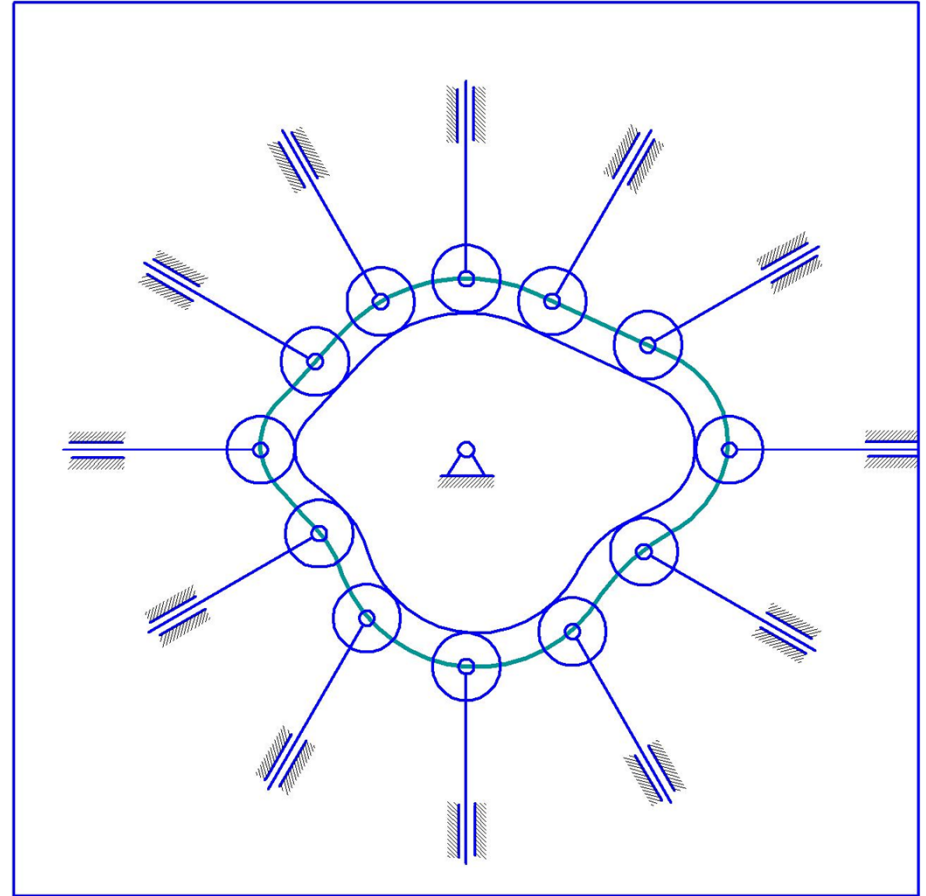
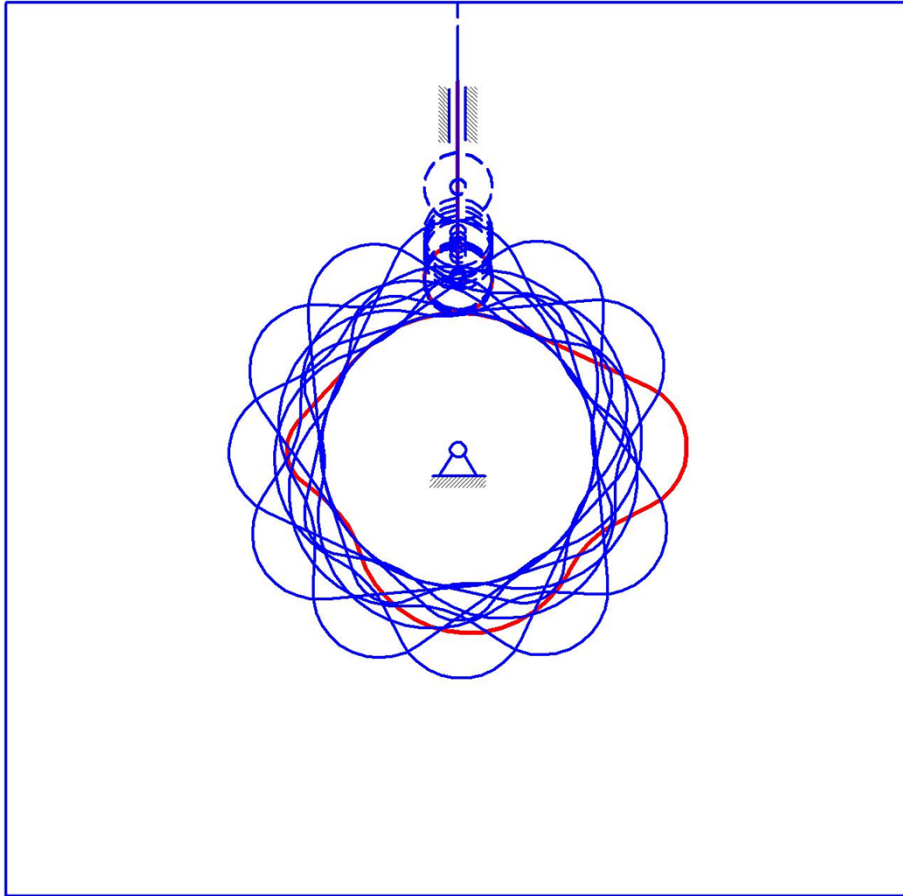






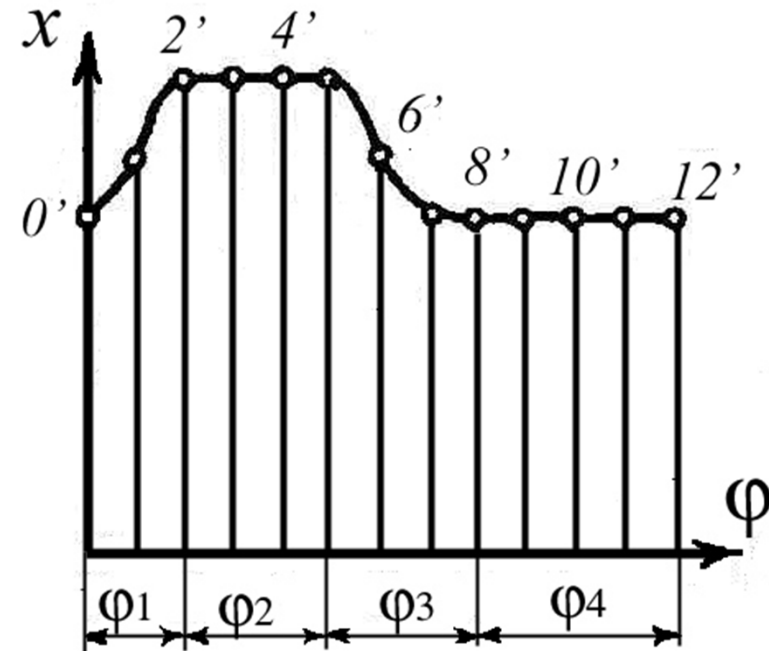
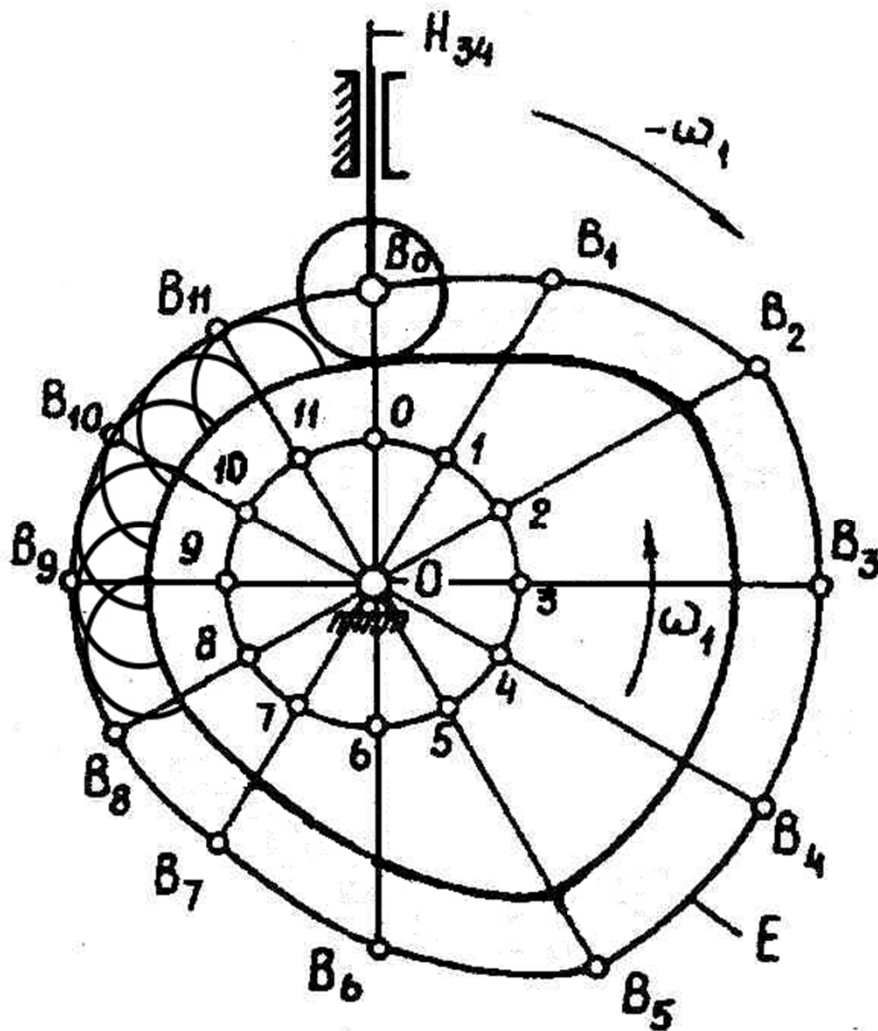






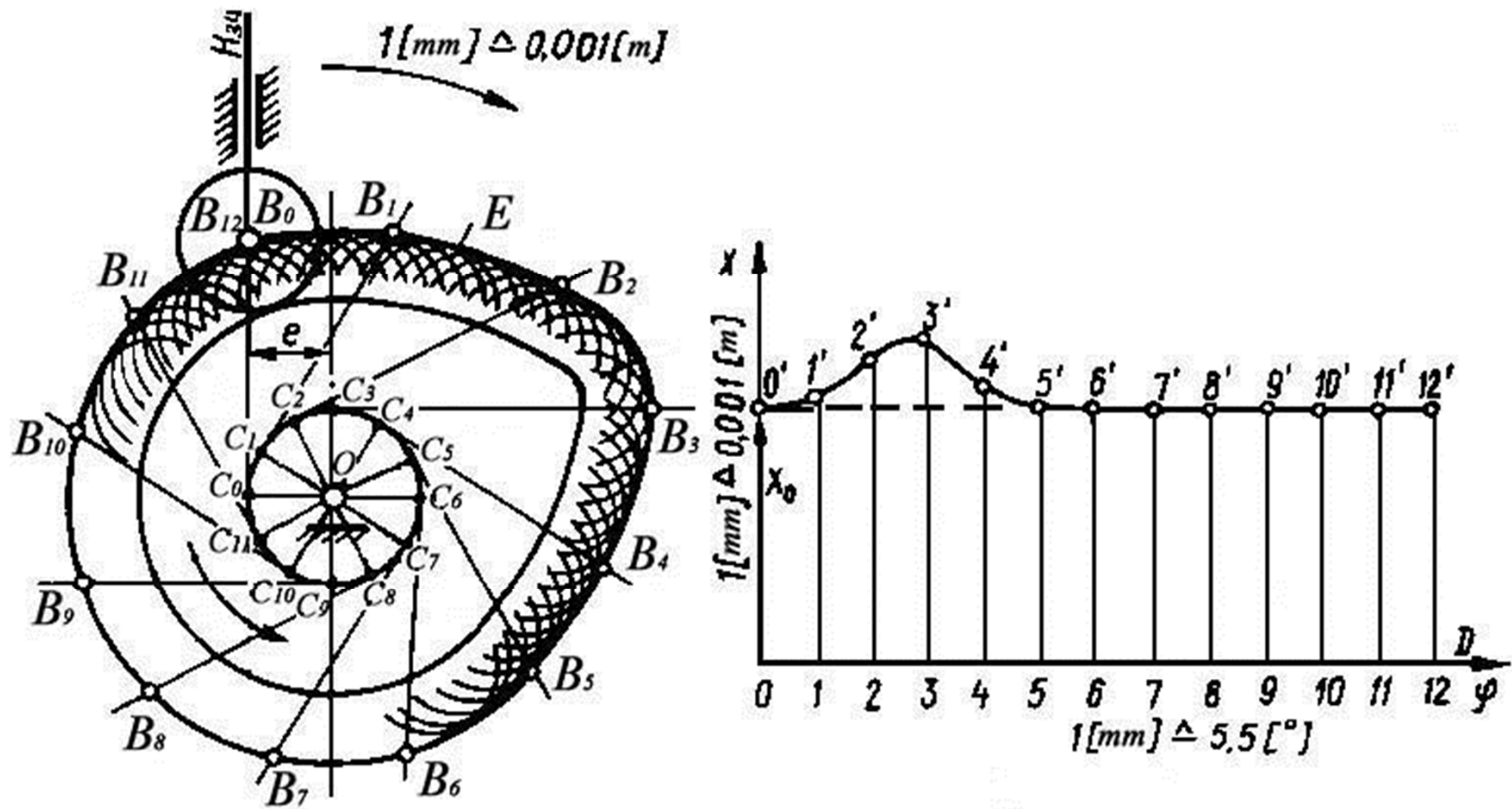
ПОБУДОВА ДІАГРАМ ПОЛОЖЕНЬ ШТОВХАЧА

1. Осьовий кулачковий механізм з роликком

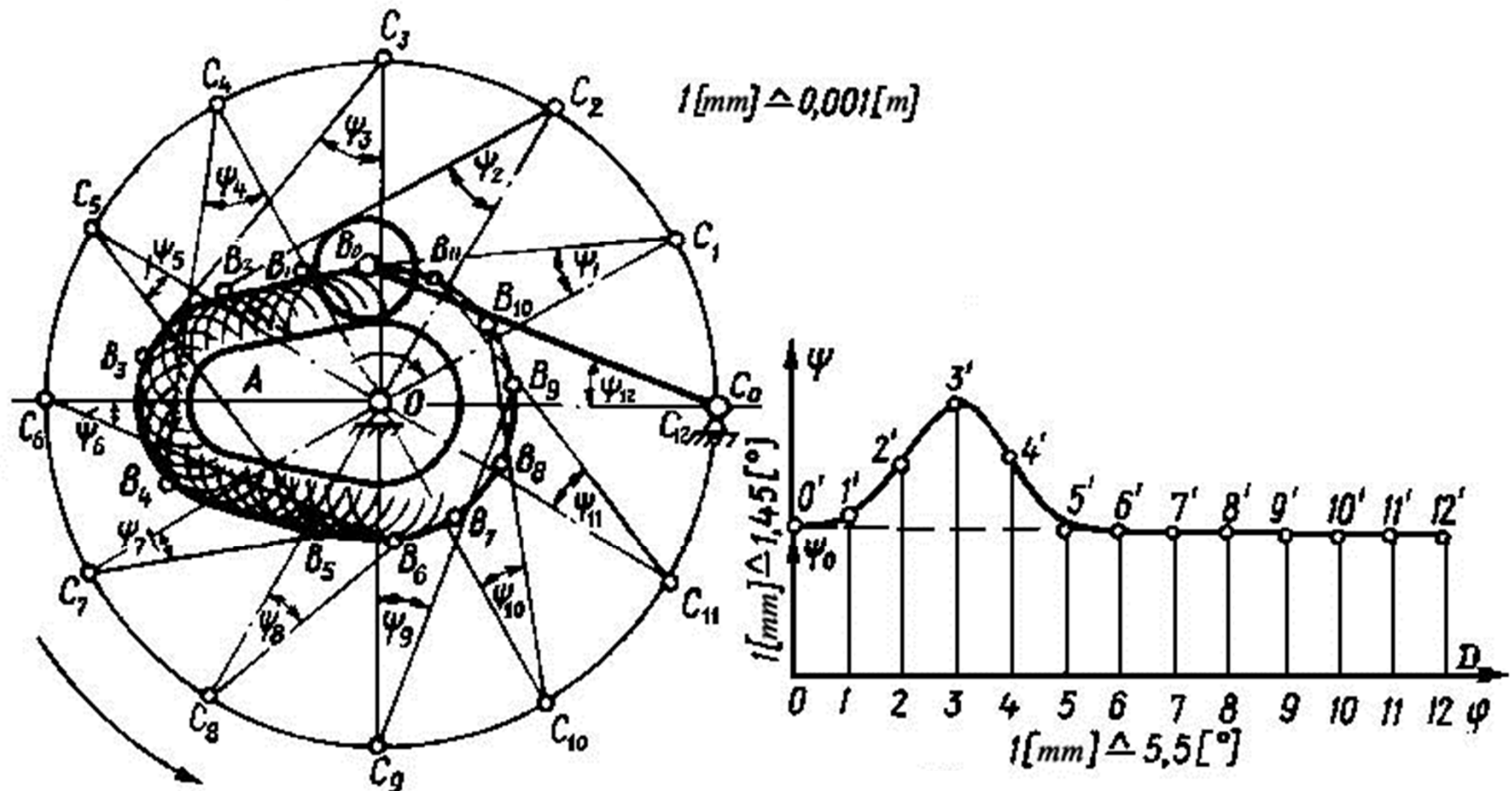


- φ_1 – кут віддалення;
- φ_2 – кут верхнього стояння;
- φ_3 – кут наближення;
- φ_4 – кут нижнього стояння

2. Позацентричний кулачковий механізм з роликком

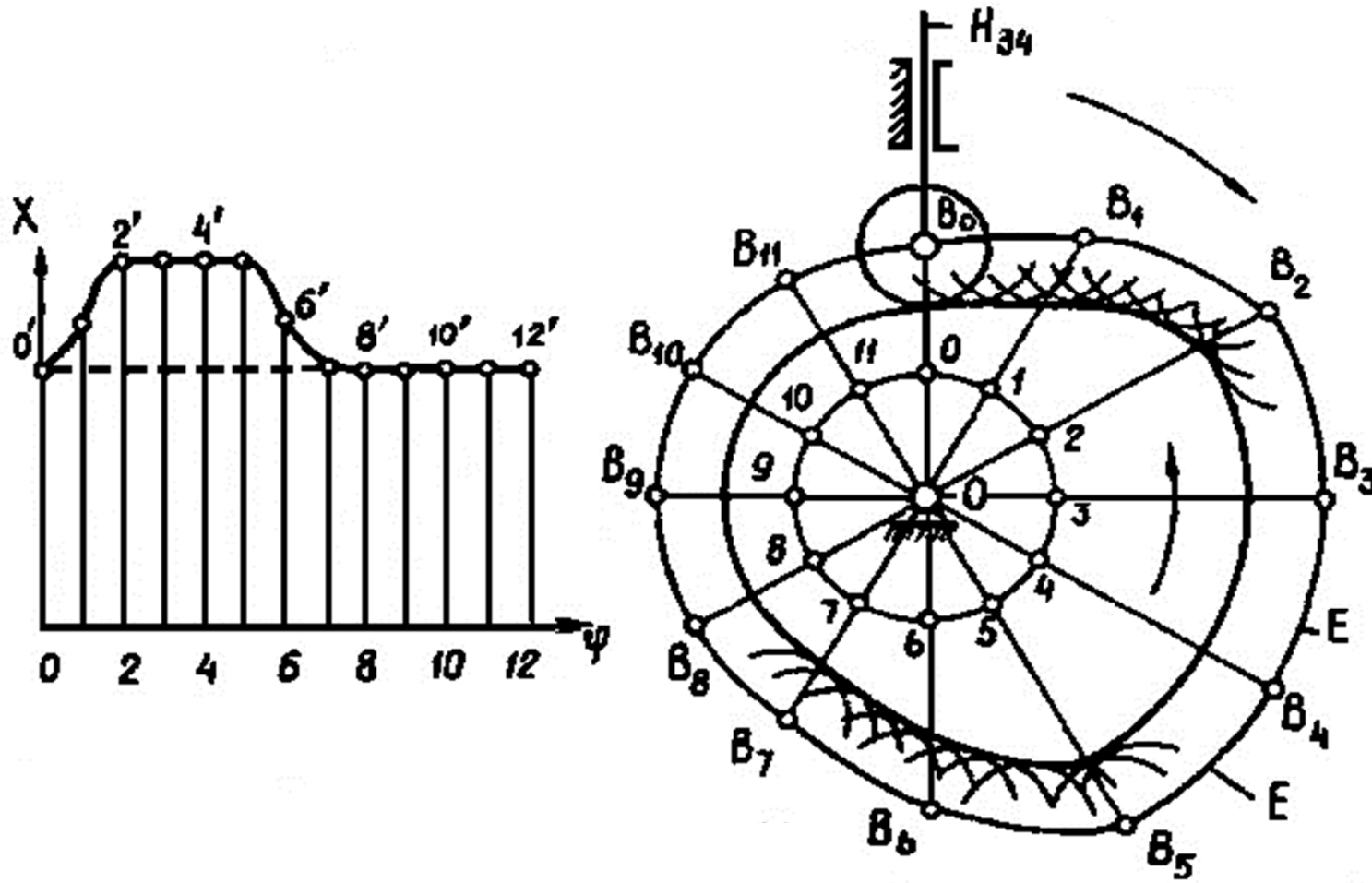


3. Кулачковий механізм з обертальним рухом штовхача з роликом

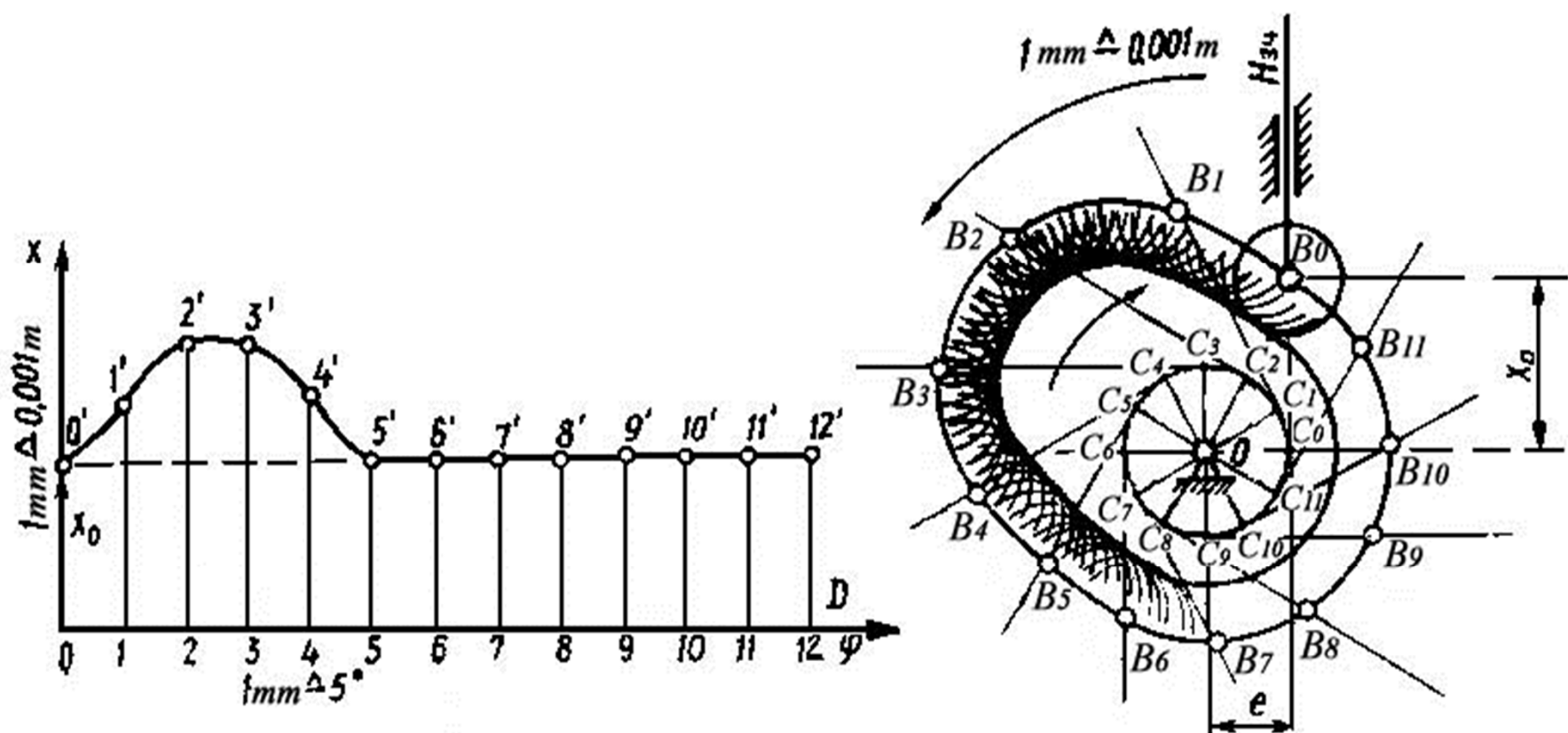


ПОБУДОВА ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА

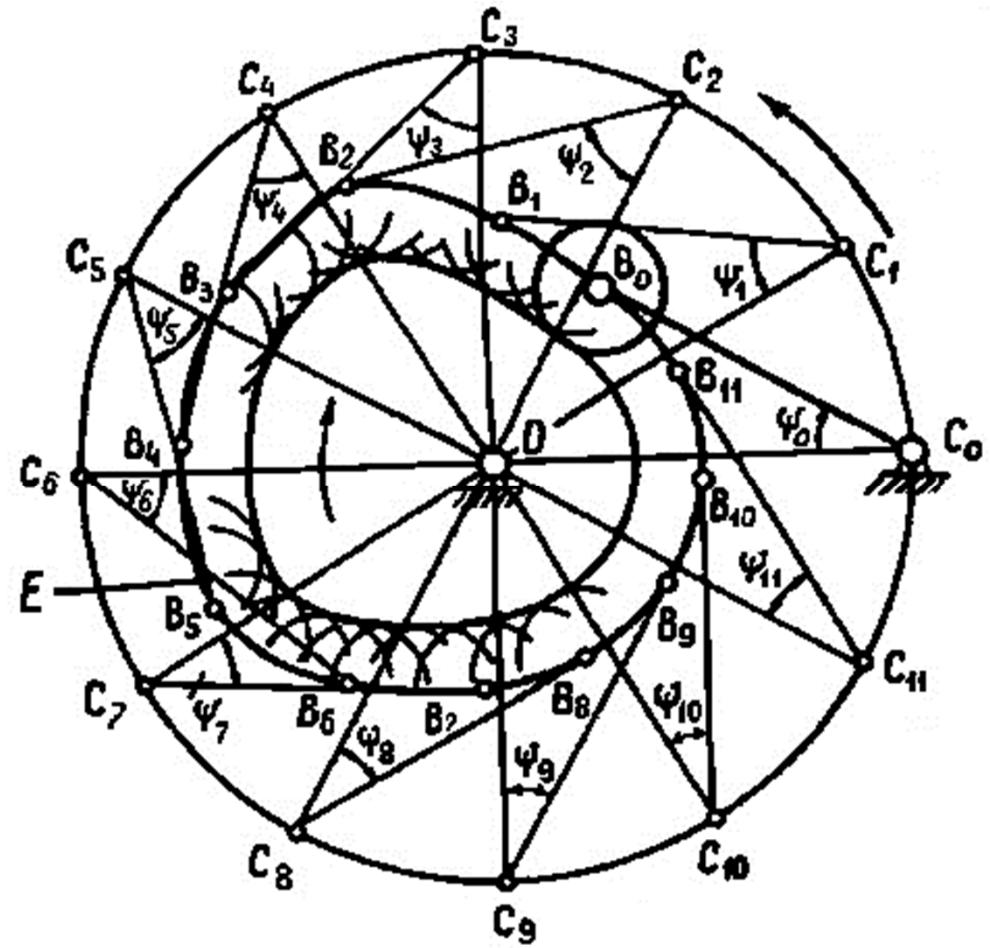
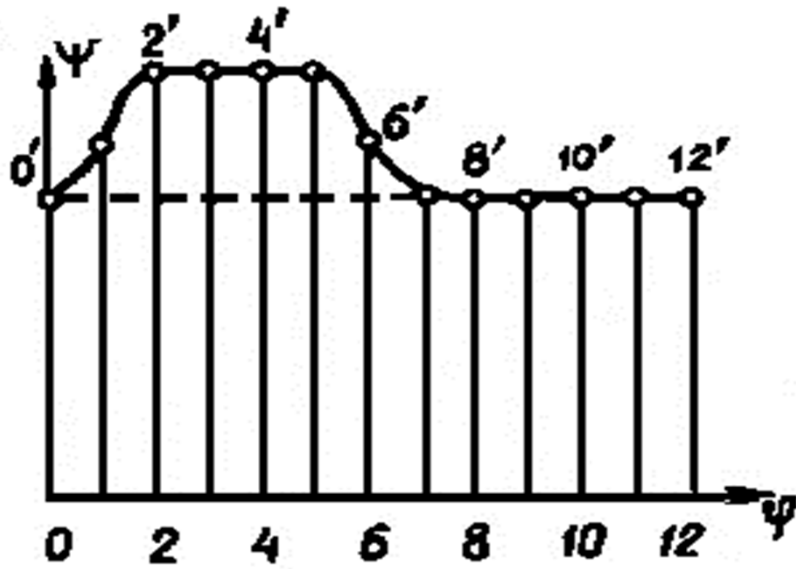
1. Осьовий кулачковий механізм з роликом



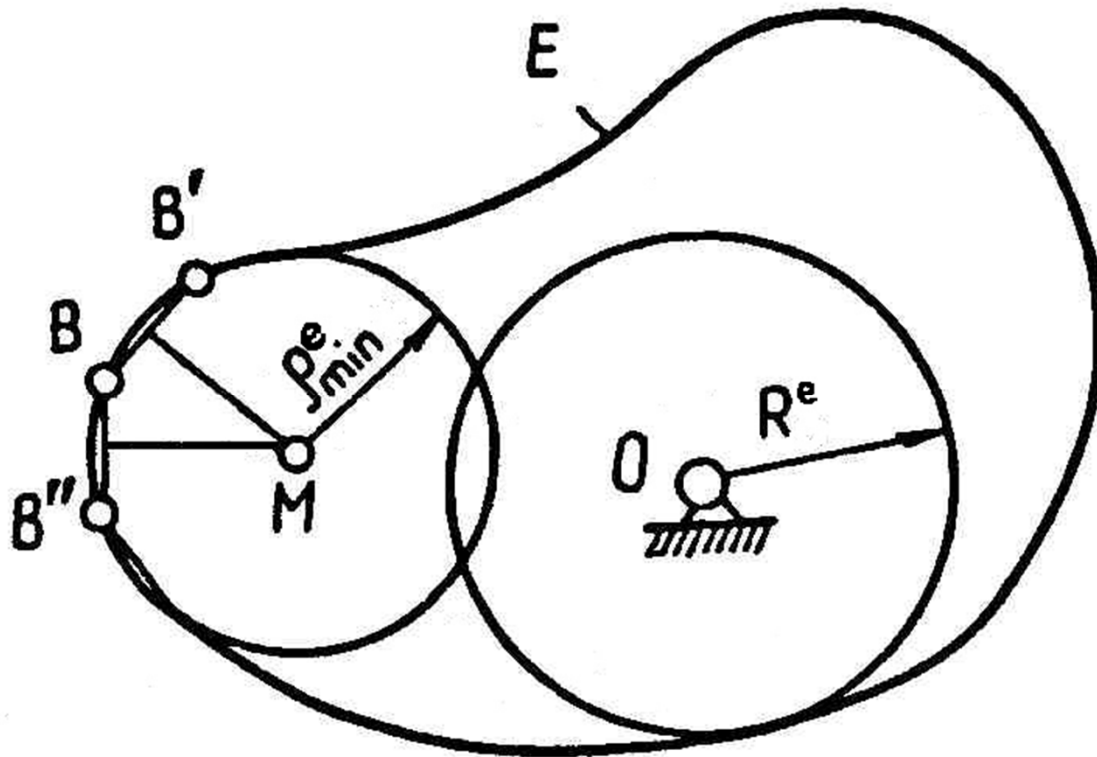
2. Позацентричний кулачковий механізм з роликом



3. Кулачковий механізм з обертальним рухом штовхача з роликом



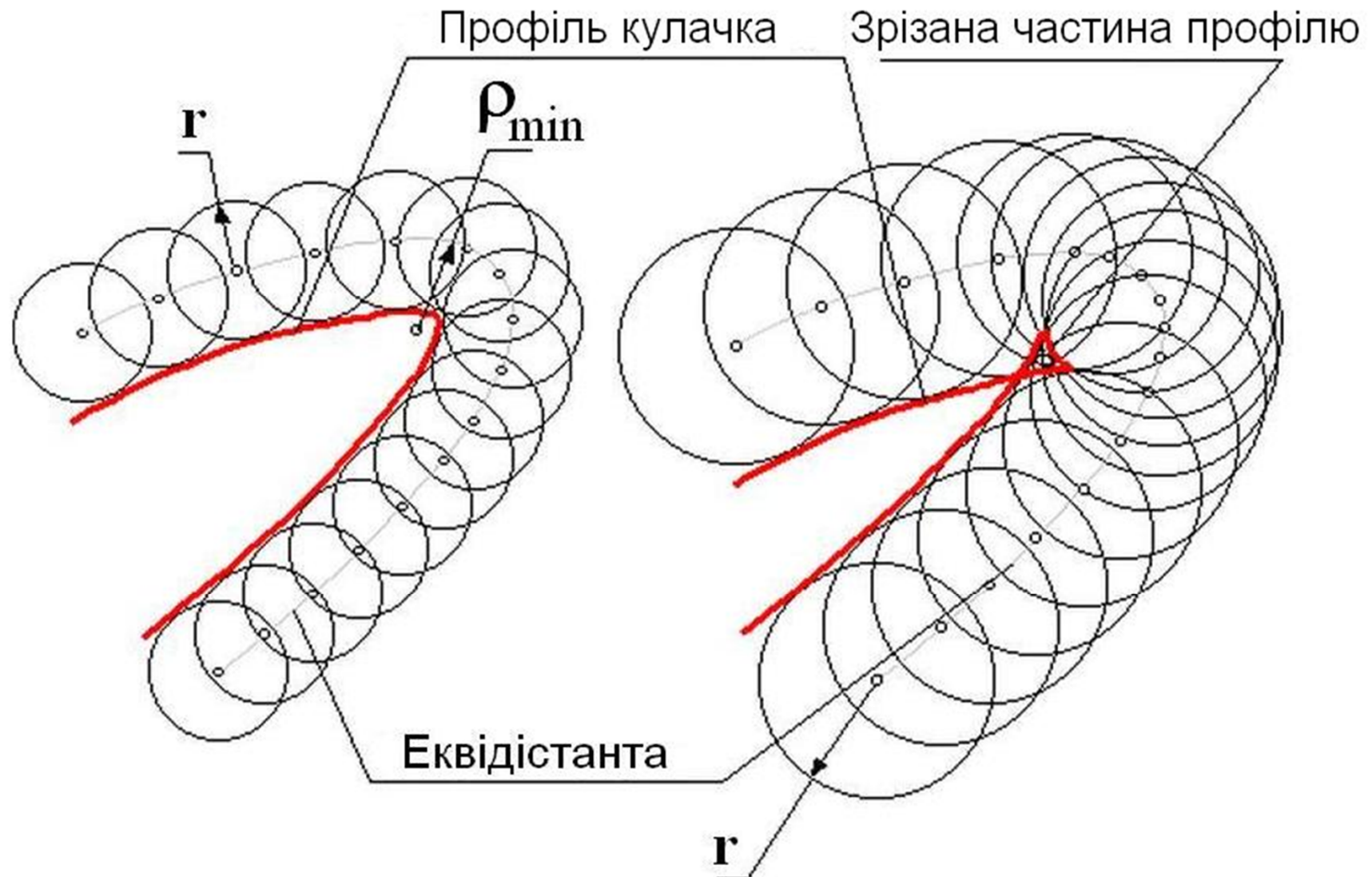
ВИБІР РАДІУСУ РОЛИКА В КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМАХ



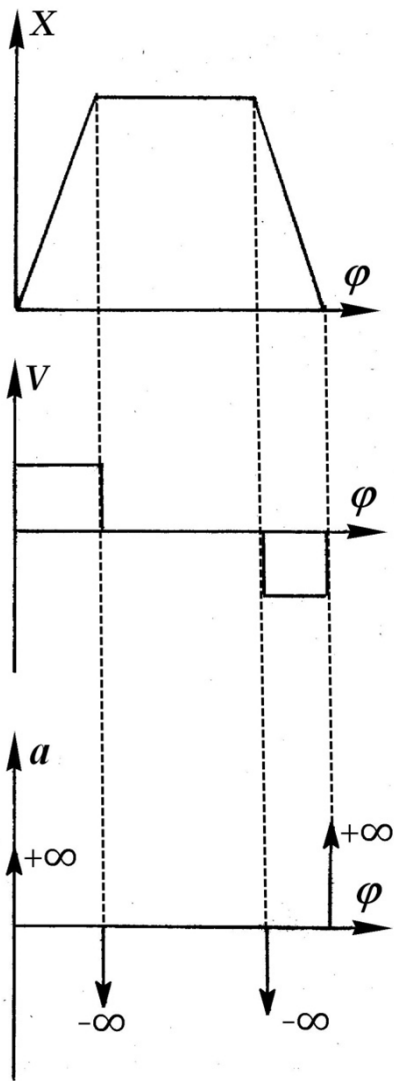
$$r \leq 0.7 \cdot \rho_{min}^e ;$$

$$r \leq 0.4 \cdot R^e .$$

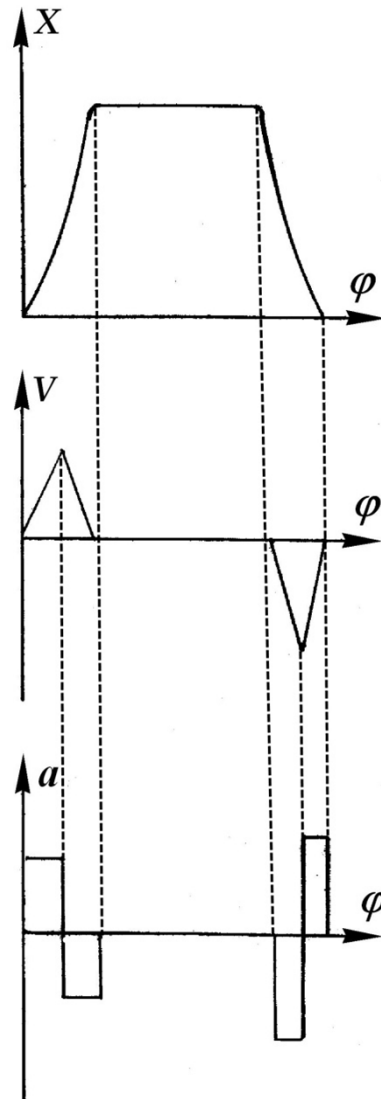
$$r \leq 0.7 \cdot \rho_{\min}^e;$$



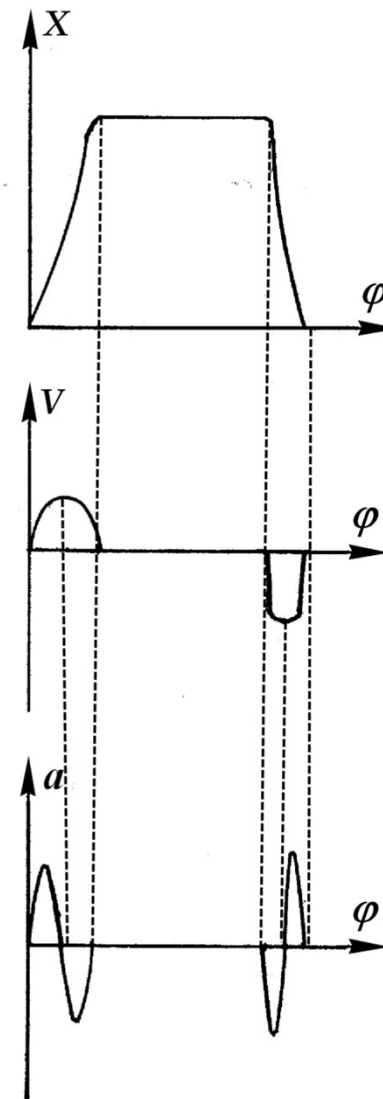
ВИБІР ЗАКОНУ РУХУ ЩТОВХАЧА



з жорсткими
ударами

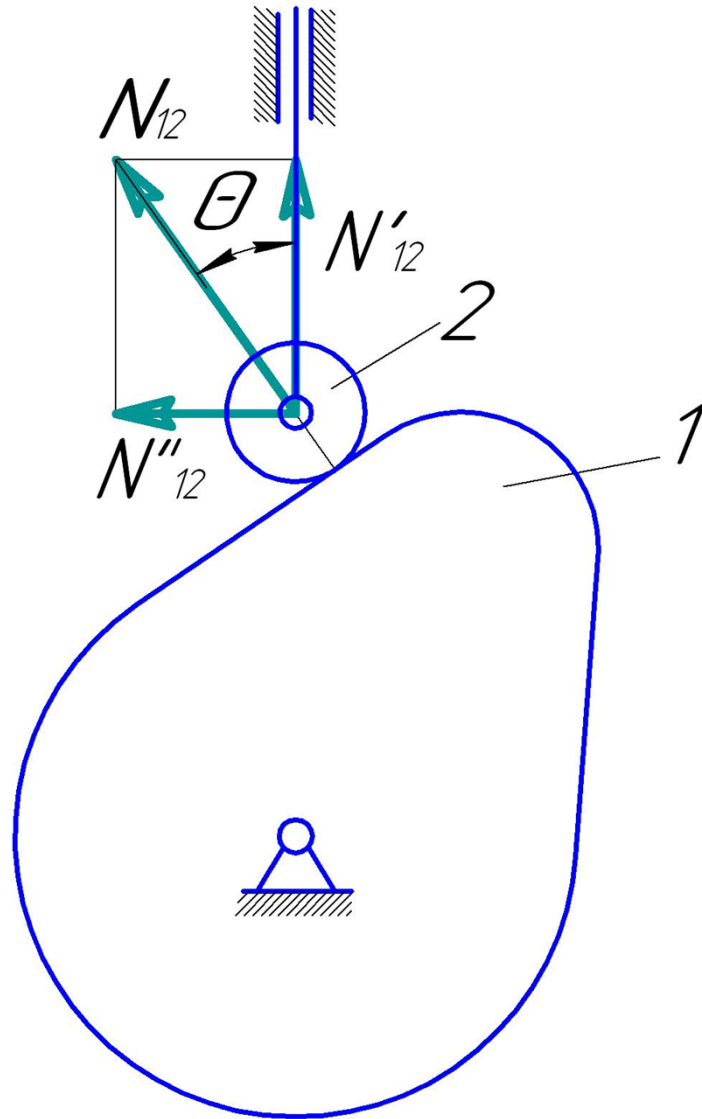


з помірними
ударами



безударний

КУТ ТИСКУ В КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМАХ



$$N'_{12} = N_{12} \cdot \cos \theta;$$

$$N''_{12} = N_{12} \cdot \sin \theta.$$