

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних робіт з теорії механізмів та машин
для студентів спеціальності G9 (131)
«Прикладна механіка» всіх форм навчання

Методичні вказівки до практичних робіт з теорії механізмів та машин для студентів спеціальності G9 (131) «Прикладна механіка» всіх форм навчання / Укл.: А.А. Скребцов, С.Ю. Кружнова, О.С. Омельченко, Н.В. Шалева – Запоріжжя, НУ «Запорізька політехніка», 2026. – 42 с.

Укладачі:

к.т.н., доцент
ст. викладач
ст. викладач
асистент

А.А. Скребцов,
С.Ю. Кружнова,
О.С. Омельченко,
Н.В. Шалева

Рецензент,

к.т.н., доцент,
зав. каф. ОМТ

А.Ю. Матюхін

Відповідальний

за випуск:
ст. викладач

О.С. Омельченко

Затверджено
на засіданні кафедри
«Теоретична та прикладна механіка»
Протокол № 13 від 02.06.2026 р.

Рекомендовано до видання
НМК ТФ
Протокол № 4 від 10.06.2026 р.

ЗМІСТ

	С.
Загальні вказівки.....	4
Практична робота 1. Структурний аналіз механізмів.....	5
Практична робота 2. Кінематичне дослідження механізмів.....	9
Практична робота 3. Кінематичне дослідження передач.....	18
Практична робота 4. Кінетостатичне дослідження механізмів..	22
Практична робота 5. Визначення закону руху ланки зведення..	31
Практична робота 6. Проектування зубчастих передач.....	37
Перелік джерел посилань.....	42

ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Методичні вказівки з практичних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин» призначені для студентів технічних спеціальностей та спрямовані на формування теоретичних знань і практичних навичок аналізу та синтезу механізмів і машин.

Вивчення теорії механізмів і машин є важливою складовою підготовки майбутніх інженерів, оскільки ця дисципліна закладає основи розуміння принципів роботи механічних систем, закономірностей їх руху, взаємодії елементів та методів розрахунку основних параметрів механізмів. Отримані знання є необхідними для подальшого вивчення спеціальних технічних дисциплін, а також для практичної діяльності у сфері проєктування, експлуатації та вдосконалення машин і обладнання.

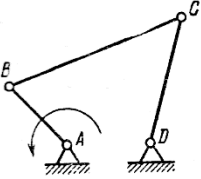
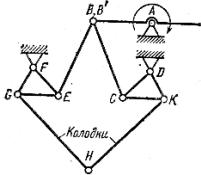
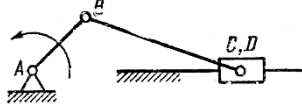
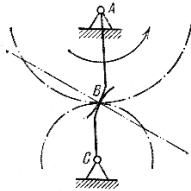
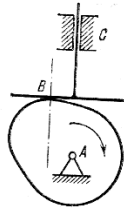
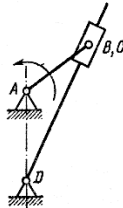
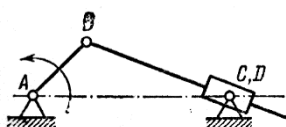
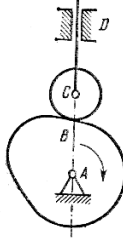
У методичних вказівках подано основні теоретичні положення, приклади розв'язання задач, рекомендації до виконання практичних робіт, а також контрольні запитання для перевірки рівня засвоєння матеріалу. Матеріал структуровано відповідно до навчальної програми дисципліни та сучасних вимог до інженерної освіти.

Метою даних вказівок є надання студентам допомоги у засвоєнні основних понять і методів теорії механізмів і машин, розвитку навичок технічного мислення, а також формування вміння застосовувати теоретичні знання для розв'язання інженерних задач.

ПРАКТИЧНА РОБОТА 1 СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

Зробити повний структурний аналіз механізму (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Схеми механізмів

1		5	
2		6	
3		7	
4		8	

Приклад 1.1. Зробити повний структурний аналіз механізму кисневого насосу, схема якого зображена на рис. 1.1.

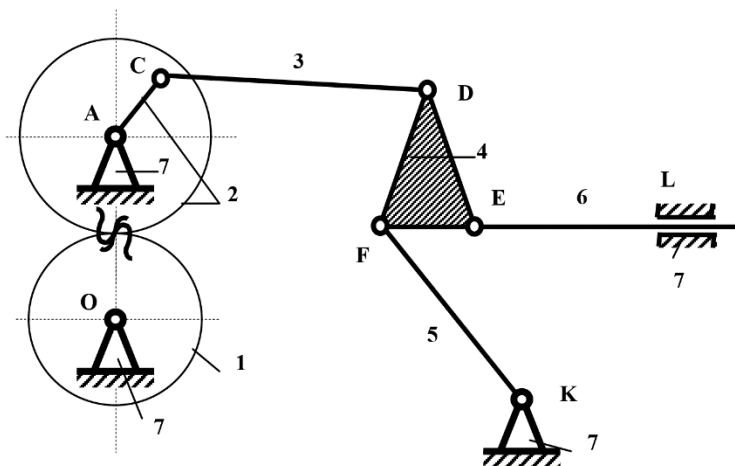


Рисунок 1.1 – Схема механізму кисневого насосу

Даний кінематичний ланцюг є плоским, складним і замкнутим. Ступінь вільності механізму визначається за формулою Чебишева [1]:

$$w = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 - 1 = 1, \quad (1.1)$$

де $n = 6$ – кількість рухомих ланок механізму;

$p_5 = 8$ – кількість кінематичних пар 5-го класу (з'єднання ланок 7 і 1, 7 і 6, 7 і 2, 2 і 3, 3 і 4, 4 і 5, 5 і 7, 4 і 6);

$p_4 = 1$ – кількість кінематичних пар 4-го класу (з'єднання 1 і 2 ланок – зачеплення зубчатих коліс).

Кінематичну пару 4-го класу замінюємо додатковою ланкою з двома кінематичними парами 5-го класу. Схему механізму після заміни показано на рис. 1.2.

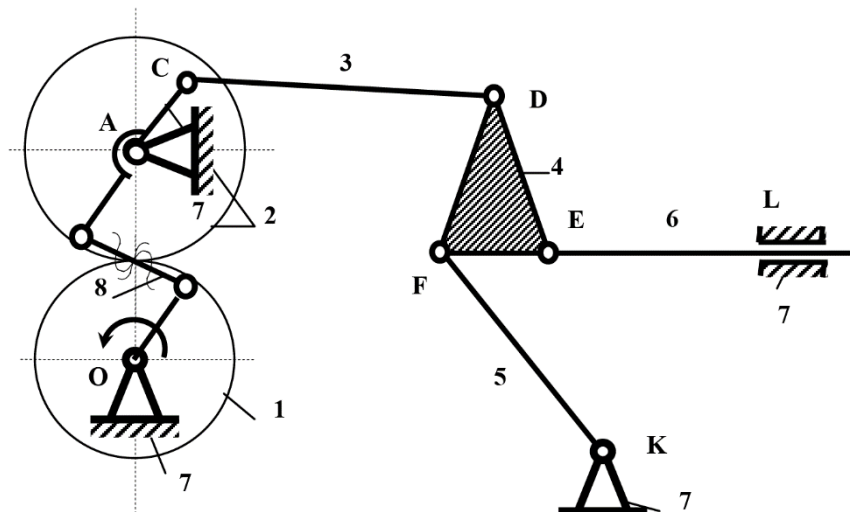
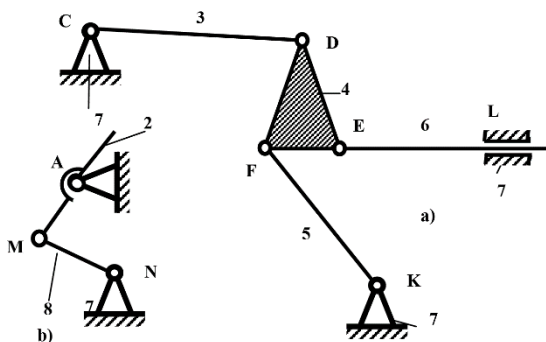


Рисунок 1.2 – Схема замінючого механізму

Ланка 8, що входить у кінематичні пари M і N 5-го класу з ланками 1 і 2, з'явилась замість вищої пари B 4-го класу. Вхідною ланкою обрана ланка 1.

Виділяємо з механізму групи Ассура [2,3](рис. 1.3).



а) – група Ассура III класу 3-го порядку;

б) – група Ассура II класу 2-го порядку

Рисунок 1.3 – Групи Ассура

Формула побудови механізму:

$$I(7,1) \Leftarrow II(2,3) \Leftarrow III(3,4,5,6).$$

В цій формулі цифра I означає початковий механізм 1-го класу (рис. 1.4), II і III – класи приєднаних груп, а цифри в дужках – номери ланок, з яких ці групи складаються.

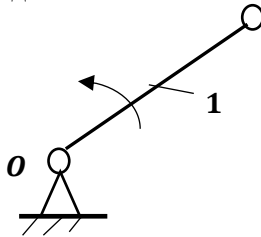


Рисунок 1.4 – Механізм I класу

З формули побудови механізму видно, що найвищий клас приєднаних груп – третій, тому і механізм в цілому є механізмом третього класу.

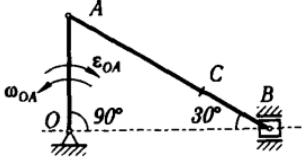
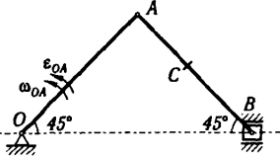
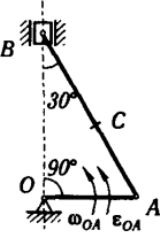
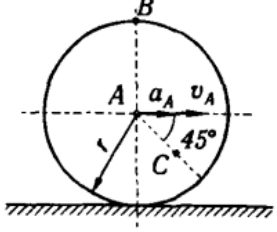
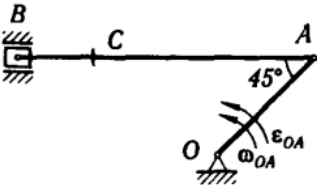
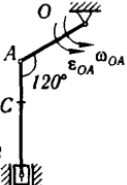
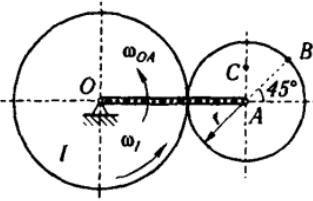
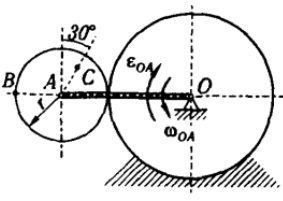
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Що таке ланка та які вона має характеристики?
- 2 Що таке кінематична пара?
- 3 Як класифікуються кінематичні пари?
- 4 Які бувають кінематичні ланцюги?
- 5 Що зветься механізмом?
- 6 Що зветься машиною?
- 7 За якою формулою визначається ступінь волі механізму?
- 8 Що означає ступінь волі механізму?
- 9 Для чого в механізмах іноді ставлять зайві ланки і в'язі?
- 10 Які правила заміни кінематичних пар 4-го класу парами 5-го класу?
- 11 Що таке група Ассура? Навести приклади.
- 12 Як визначається клас групи Ассура?
- 13 Як визначається порядок групи Ассура?
- 14 Як визначається клас механізму в цілому?
- 15 Що таке пасивні в'язі та зайві ступені волі?
- 16 Як утворюється будь-який механізм?

ПРАКТИЧНА РОБОТА 2 КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

Схеми та дані до завдань надані в табл. 2.1 та 2.2

Таблиця 2.1 – Схеми механізмів

<p>1.</p> 	<p>5.</p> 
<p>2.</p> 	<p>6.</p> 
<p>3.</p> 	<p>7.</p> 
<p>4.</p> 	<p>8.</p> 

Таблиця 2.2 – Умови задач

№ вар.	Розміри, см				ω_{OA} , рад/с	ω_1 , рад/с	ε_{OA} , рад/с ²	v_A , см/с	a_A , см/с ²
	OA	r	AB	Ac					
1	35	-	-	45	4	-	8	-	-
2	25	-	-	20	1	-	1	-	-
3	35	-	75	60	5	-	10	-	-
4	45	15	-	8	3	12	0	-	-
5	10	-	10	5	2	-	6	-	-
6	-	15	-	5	-	-	-	50	-30
7	25	-	35	15	2	-	3	-	-
8	40	15	-	8	1	-	1	-	-

Приклад 2.1. Визначити абсолютні швидкість та прискорення точки В кривошипного механізму з коливальним повзуном.

Дано: $AB = 30$ мм, $AC = 70$ мм, $BD = 120$ мм, $\varphi_1 = 150^\circ$, кутова швидкість кривошипа AB (ланка 1) стала величина і дорівнює $\omega_1 = 15$ с⁻¹ (рис. 2.1).

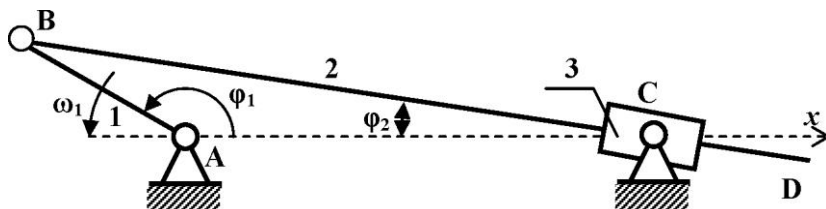


Рисунок 2.1 – Кривошипний механізм з коливальним повзуном

Розв'язок.

Креслимо механізм у положенні, що відповідає куту $\varphi_1 = 150^\circ$.

1. Швидкість точки B ланки 1, яка обертається навколо нерухомої точки A :

$$v_B = v_{BA} = \omega_1 \cdot AB = 15 \cdot 0,03 = 0,45 \text{ м/с.}$$

Ланка 2 здійснює складний рух, що складається з переносного обертального руху разом з повзуном 3 навколо точки C і відносного поступального руху вздовж напрямляючої повзуна 3.

Вектор абсолютної швидкості точки B співпадає за напрямком з вектором $\bar{v}_{BA} = \bar{v}_B$. З іншого боку:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_{BC_2} + \bar{v}_{B-C}, \quad (2.1)$$

де \bar{v}_{BC_2} – вектор обертальної швидкості точки B навколо точки C_2 , геометрично співпадаючої з точкою C ланки 3;

\bar{v}_{B-C} – вектор відносної швидкості ковзання ланки 2 вздовж повзуна (точки C).

Рівняння (2.1) можна розв'язувати декількома методами [1]. Визначимо положення ланки 2 відносно осі x . З трикутника ABC (рис. 2.2)

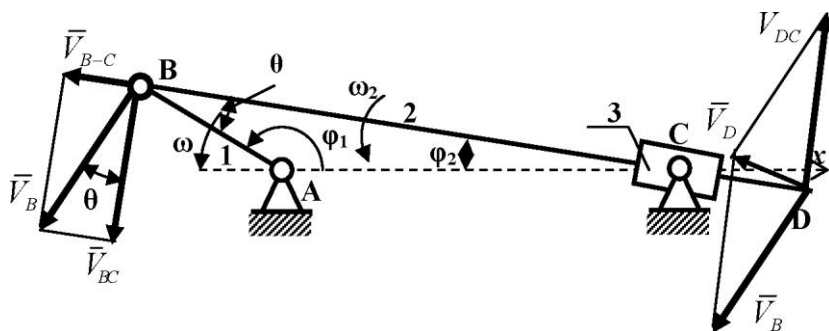


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема швидкостей

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \arccos\left(\frac{BC^2 + AC^2 - AB^2}{2 \cdot BC \cdot AC}\right) \\ &= \arccos\left(\frac{97,145^2 + 70^2 - 30^2}{2 \cdot 97,145 \cdot 70}\right) = \end{aligned}$$

$$= 8,884^\circ;$$

$$BC = \sqrt{AC^2 + AB^2 - 2 \cdot AC \cdot AB \cdot \cos 150^\circ} = \\ = \sqrt{70^2 + 30^2 - 2 \cdot 70 \cdot 30 \cdot \cos 150^\circ} = 97,145 \text{ мм.}$$

2. З векторного трикутника, (рис. 2.2), маємо:

$$v_{BC_2} = v_B \cdot \cos \theta = 0,45 \cdot \cos 21,116^\circ = 0,419 \text{ м/с;}$$

$$v_{B-C} = v_B \cdot \sin \theta = 0,45 \cdot \sin 21,116^\circ = 0,162 \text{ м/с,}$$

$$\text{де } \theta = 180^\circ - \varphi_1 - \varphi_2 = 180^\circ - 150^\circ - 8,884^\circ = 21,116^\circ.$$

Кутова швидкість ланки 2:

$$\omega_2 = \frac{v_{BC_2}}{BC} = \frac{0,419}{0,097145} = 4,313 \text{ рад/с.}$$

Для визначення швидкості точки D запишемо векторне рівняння:

$$\bar{v}_D = \bar{v}_B + \bar{v}_{DC}. \quad (2.2)$$

Тут вектор \bar{v}_{DC} направлений перпендикулярно ланці BD і має величину $v_{DC} = \omega_2 \cdot BD = 4,313 \cdot 0,12 = 0,517 \text{ м/с.}$

Спроектуємо векторне рівняння (2.2) на лінію BD і на лінію перпендикулярну до неї:

$$v_{Dx_1} = v_B \cdot \sin \theta = 0,45 \cdot \sin 21,116^\circ = 0,162 \text{ м/с;}$$

$$v_{Dy} = v_{DC} - v_B \cdot \cos \theta = 0,51756 - 0,45 \cdot \cos 21,116^\circ \\ = 0,098 \text{ м/с;}$$

$$v_D = \sqrt{(v_{Dx_1})^2 + (v_{Dy})^2} = \sqrt{0,162^2 + 0,098^2} = 0,189 \text{ м/с.}$$

3. Визначимо прискорення точки B (рис. 2.3).

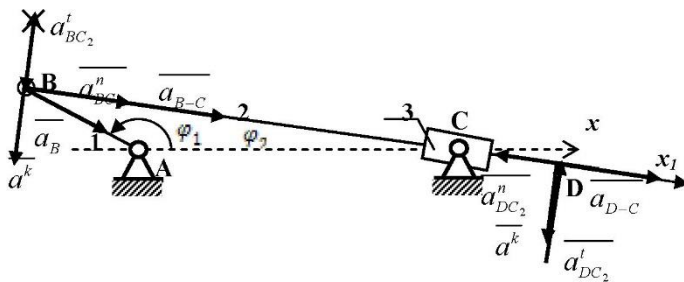


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема прискорень

Прискорення точки B ланки 1, яка обертається навколо нерухомої точки A зі сталою кутовою швидкістю ω_1 .

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

Тут $\bar{a}_{BA}^\tau = \mathbf{0}$, а $\bar{a}_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot AB = 15^2 \cdot 0,03 = 6,75 \text{ м/с}^2$.

Прискорення точки B ланки 2:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_B^n + \bar{a}_B^\tau + \bar{a}^k = \bar{a}_{BC2}^n + \bar{a}_{BC2}^\tau + \bar{a}_{B-C} + \bar{a}^k. \quad (2.3)$$

Величина $\bar{a}_{BC2}^n = \omega_2^2 \cdot BC = 4,313^2 \cdot 0,097145 = 1,807 \text{ м/с}^2$.

Вектор \bar{a}_{BC2}^n направлений від точки B до точки C (див. рис. 2.3). Вектор \bar{a}_{BC2}^τ направлений перпендикулярно ланці BC , а вектор \bar{a}_{B-C} – вздовж цієї ланки. Напрямок пришвидшення Коріоліса визначається **правилом Жуковського: щоб визначити напрямок пришвидшення Коріоліса для плоских механізмів треба відносну швидкість \bar{v}_{BC} повернути у напрямку кутової переносної швидкості ω_2 на 90° .**

Величину пришвидшення Коріоліса визначимо за формулою:

$$a^k = 2 \cdot \omega_2 \cdot v_{B-C} = 2 \cdot 4,313 \cdot 0,162 = 1,397 \text{ м/с}^2.$$

Проектуємо рівняння (2.3) на осі координат x_1 і y_1 :

$$a_B \cdot \cos\theta = a_{BC2}^n + a_{B-C};$$

$$-a_B \cdot \sin\theta = a_{BC2}^\tau - a^k.$$

Звідки:

$$a_{B-C} = a_B \cdot \cos\theta - a_{BC2}^n = 6,75 \cdot \cos 21,116^\circ - 1,807 = 4,489 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BC2}^{\tau} = a^k - a_B \cdot \sin\theta = 1,397 - 6,75 \cdot \sin 21,116^\circ = -1,035 \text{ м/с}^2.$$

Звідси ми бачимо, що прискорення \bar{a}_{BC2}^{τ} має напрямок протилежний тому, який показано на рисунку 2.3 (закреслено і показано правильний напрямок).

Кутове прискорення ланки 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BC2}^{\tau}}{BC} = \frac{1,035}{0,097145} = 10,65 \text{ рад/с}^2.$$

Напрямок кутового прискорення ε_2 визначається прискоренням \bar{a}_{BC2}^{τ} і в даному випадку буде проти руху годинникової стрілки.

Для визначення прискорення точки D запишемо рівняння:

$$\bar{a}_D = \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^{\tau} + \bar{a}_{D-C} + \bar{a}^k. \quad (2.4)$$

Тут

$$a_{DC}^n = \omega_2^2 \cdot DC = 4,313^2 \cdot 0,022855 = 0,098 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{DC}^{\tau} = \varepsilon_2 \cdot DC = 10,65 \cdot 0,022855 = 0,243 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{D-C} = a_{B-C} = 4,489 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}; \quad a^k = 1,397 \text{ м/с}^2.$$

Покажемо ці вектори на рис. 2.3 і спроекуємо їх на осі координат x_1 і y_1 :

$$a_{Dx1} = -a_{DC}^n + a_{D-C} = -0,098 + 4,489 = 4,391 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{Dy1} = a_{DC}^{\tau} - a^k = 0,246 - 1,397 = -1,154 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = \sqrt{(a_{Dx1})^2 + (a_{Dy1})^2} = \sqrt{(4,391)^2 + (1,154)^2} = 4,54 \text{ м/с}^2.$$

4. Графоаналітичний метод.

Побудова плану швидкостей.

З точки p_v – полюса плану швидкостей (рис. 2.4) проведемо лінію, паралельну вектору \bar{v}_B і на ній відкладемо відрізок $p_v b = 45$ мм. Цей відрізок зображає вектор \bar{v}_B з масштабним коефіцієнтом $\mu_v = 0,01 \frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}}$. Відповідно до рівняння (2.1), з точки b проводимо лінію перпендикулярно ланці BC до пересічення з лінією, проведеною з точки p_v паралельно ланці BC . Точка перетину позначена літерою c_2 .

З'єднаємо її з полюсом.

$$v_{BC2} = bc_2 \cdot \mu_v = 41,5 \cdot 0,01 = 0,415 \text{ м/с.}$$

Положення точки d на плані швидкостей визначимо з теореми подібності:

$$\frac{bd}{bc_2} = \frac{BD}{BC};$$

$$bd = \frac{bc_2 \cdot BD}{BC} = 50 \cdot \frac{120}{97,145} = 61,76 \text{ мм.}$$

З'єднаємо точку d з полюсом.

$$v_D = p_v d \cdot \mu_v = 19 \cdot 0,01 = 0,19 \text{ м/с.}$$

Кутова швидкість ланки 2:

$$\omega_2 = \frac{v_{BC2}}{BC} = \frac{0,415}{0,097145} = 4,27 \text{ рад/с.}$$

Побудова плану пришвидшень.

З точки π , полюса плану пришвидшень (рис. 2.4), проведемо промінь у напрямку вектора \vec{a}_{BA}^n , на якому відкладемо відрізок $\pi b = 71$ мм.

Масштабний коефіцієнт побудови плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}^n}{\pi b} = \frac{6,75}{71} = 0,095 \frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}}.$$

Відповідно до рівняння (2.3), з полюса π у напрямку прискорення \vec{a}^k проводимо відрізок:

$$\pi k = \frac{a^k}{\mu_a} = \frac{1,397}{0,095} = 14,7 \text{ мм.}$$

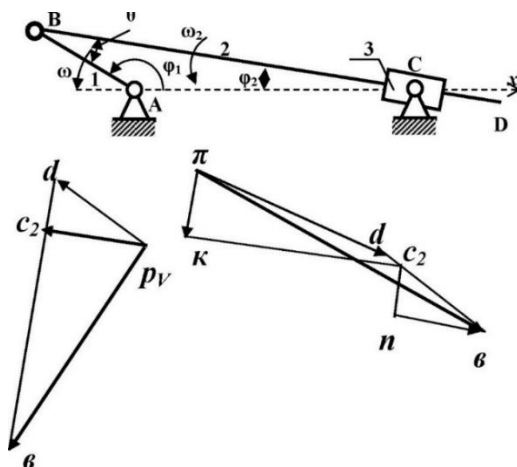


Рисунок 2.4 – План швидкостей та план прискорень

З точки b , напрямком у точку b , відкладаємо відрізок:

$$nb = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{1,807}{0,095} = 19,2 \text{ мм.}$$

З точки k проводимо лінію, паралельну вектору \bar{a}_{B-C} , до перетину з лінією, проведеною з точки n , паралельно вектору \bar{a}_{BC}^n . Точку перетину позначимо c_2 .

$$a_{BC}^t = nc_2 \cdot \mu_a = 11 \cdot 0,095 = 1,045 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{B-C} = kc_2 \cdot \mu_a = 47 \cdot 0,095 = 4,465 \text{ м/с}^2.$$

Кутове прискорення ланки 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BC}^t}{BC} = \frac{1,045}{0,097145} = 10,76 \text{ рад/с}^2.$$

З'єднаємо точки b і c_2 . Точку d на плані прискорень знайдемо із співвідношень теореми подібності:

$$bd = bc_2 \cdot \frac{BD}{BC} = 22 \cdot \frac{120}{97,145} = 27 \text{ мм.}$$

Прискорення точки D :

$$a_D = \pi d \cdot \mu_a = 45 \cdot 0,095 = 4,4 \text{ м/с.}$$

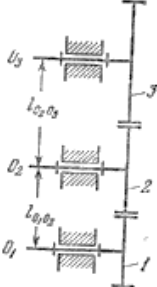
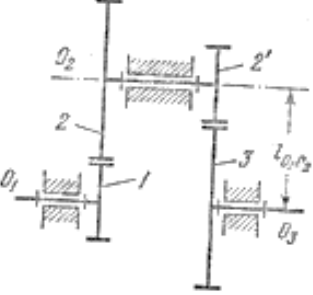
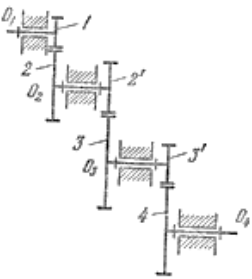
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Яка мета кінематичного дослідження механізму ?
- 2 Які Вам відомі методи кінематичного дослідження механізмів?
- 3 Запишіть формулу залежності між швидкостями двох точок твердого тіла у плоскому русі.
- 4 Запишіть формулу залежності між прискореннями двох точок твердого тіла у плоскому русі.
- 5 Запишіть формулу визначення швидкості точки у складному русі.
- 6 Запишіть формулу визначення прискорення точки у складному русі.
- 7 Як визначається модуль прискорення Коріоліса?
- 8 Як визначається напрямок прискорення Коріоліса? Правило Жуковського для визначення напрямку прискорення Коріоліса.
- 9 Що таке плани швидкостей та прискорень?
- 10 Як визначити модуль і напрямок кутової швидкості ланки за допомогою плану швидкостей?
- 11 Як визначити модуль і напрямок кутового прискорення ланки за допомогою плану прискорень? Що таке миттєвий центр швидкостей?
- 12 Як визначити положення миттєвого центру швидкостей?
- 13 Як визначити швидкість будь-якої точки твердого тіла за допомогою миттєвого центру швидкостей?
- 14 Як читається теорема про проекції швидкостей двох точок твердого тіла на лінію, що їх з'єднує?
- 15 Як визначається модуль і напрямок нормального (доцентрового) прискорення?
- 16 Як визначається модуль і напрямок тангенціального (дотичного) прискорення?

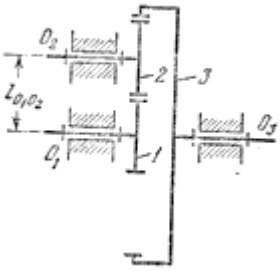
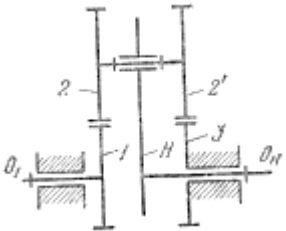
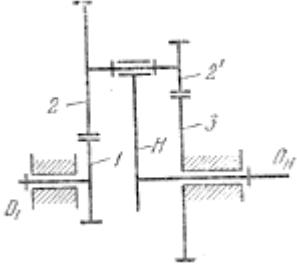
ПРАКТИЧНА РОБОТА 3 КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕДАЧ

Умови завдань надані в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Умови завдань

1	<p>Визначити передавальне відношення U_{13} та відстані $\ell_{O_1O_2}$ та $\ell_{O_2O_3}$ між осями коліс зубчастої передачі, якщо зубці всіх коліс мають модуль $m = 10$ мм, а числа зубців коліс відповідно рівні $z_1 = 20$, $z_2 = 30$, $z_3 = 40$</p>	
2	<p>Визначити передавальне відношення U_{13} та відстані $\ell_{O_1O_2}$ між осями коліс зубчастої передачі, якщо зубці всіх коліс мають модуль $m = 10$ мм, а числа зубців коліс відповідно рівні $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_{2'} = 15$, $z_3 = 45$</p>	
3	<p>Визначити передавальне відношення U_{14}, числа зубців коліс відповідно рівні $z_1 = 16$, $z_2 = 48$, $z_{2'} = 20$, $z_3 = 40$, $z_{3'} = 13$, $z_4 = 26$</p>	

Продовження таблиці 3.1

4	<p>Визначити передавальне відношення U_{13} та відстані ℓ_{O_1, O_2} між осями коліс зубчастої передачі, якщо зубці всіх коліс мають модуль $m = 12$ мм, а числа зубців коліс відповідно рівні $z_1 = z_2 = 20, z_3 = 60$</p>	
5	<p>Визначити передавальне відношення U_{H1} редуктора Давида; якщо числа зубців коліс рівні $z_1 = 51, z_2 = 50, z_{2'} = 49, z_3 = 50$</p>	
6	<p>Визначити передавальне відношення U_{1H} редуктора Давида; якщо числа зубців коліс рівні $z_1 = 24, z_2 = 36, z_{2'} = 12, z_3 = 48$</p>	

Приклад 3.1

Визначити передавальне відношення U_{14} зубчастої передачі (рис. 3.1), якщо числа зубців коліс дорівнюють: $z_1 = 16, z_2 = 48, z_2' = 20, z_3 = 40, z_3' = 13, z_4 = 26$.

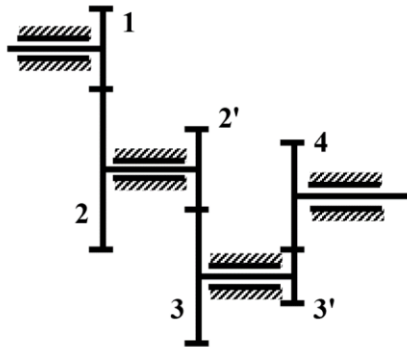


Рисунок 3.1 – Схема зубчастої передачі

Розв'язок.

Зубчаста передача складається з трьох ступенів: перша – колеса 1 і 2, друга – колеса 2' і 3, третя – колеса 3' і 4 [1]. Загальне передавальне відношення:

$$U_{14} = U_{12} \cdot U_{2'3} \cdot U_{3'4};$$

$$U_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; U_{2'3} = -\frac{z_3}{z_{2'}}; U_{3'4} = -\frac{z_4}{z_{3'}};$$

або

$$U_{14} = (-1)^k \cdot \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_{2'} \cdot z_{3'}}.$$

Тут $k = 3$ – кількість ступенів із зовнішнім зачепленням.

$$U_{14} = (-1)^k \cdot \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_{2'} \cdot z_{3'}} = U_{14} = (-1)^3 \cdot \frac{48 \cdot 40 \cdot 26}{16 \cdot 20 \cdot 13} = -12.$$

Знак (-) означає, що колесо 4 обертається у бік протилежний напрямку обертання колеса 1.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Що зветься передавальним відношенням?
- 2 Як визначити передавальне відношення триланкової зубчастої зовнішньої передачі?
- 3 Як визначити передавальне відношення триланкової зубчастої внутрішньої передачі?

4 Як визначити передавальне відношення багатоступеневої зубчастої передачі?

5 В чому полягає метод оберненого руху для епіциклічних передач?

6 Як визначається передавальне відношення планетарної передачі?

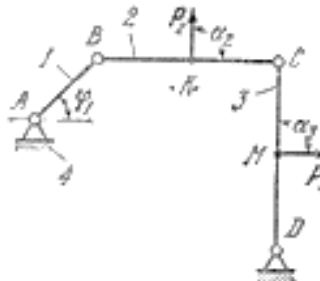
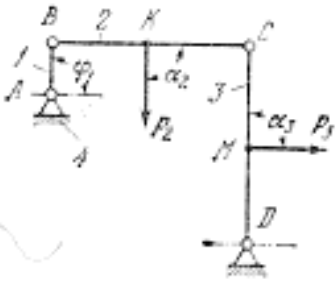
7 Як визначити передавальне відношення диференціальної передачі?

ПРАКТИЧНА РОБОТА 4

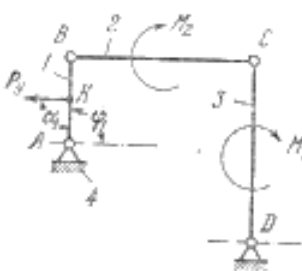
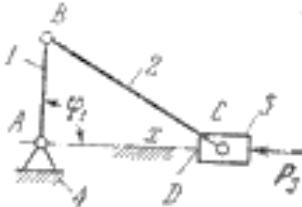
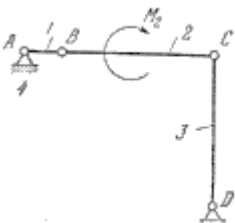
КІНЕТОСТАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

Умови завдань надані в табл. 4.1.

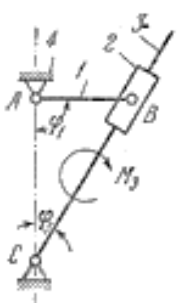
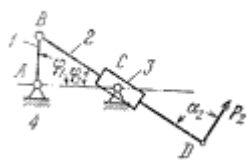
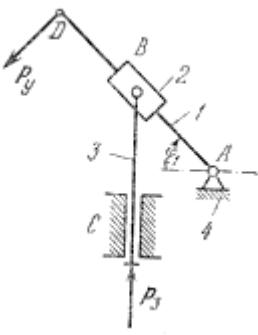
Таблиця 4.1 – Умови завдань

<p>1. Визначити реакції в кінематичних парах A, B, C і D шарнірного чотириланковика і величину необхідного врівноважуючого моменту M_y, що прикладений до ланки AB, від навантаження, прикладеного до ланок BC і CD, якщо $l_{AB} = 100$ мм, $l_{BC} = 200$ мм, $l_{CD} = 200$ мм, кут $\varphi_1 = 45^\circ$, вісь ланки BC горизонтальна, а вісь ланки CD вертикальна. Силі P_2, і P_3 прикладені в точках K і M, що ділять їх міжшарнірні відстані навпіл; величини сил дорівнюють</p> <p>$P_2 = P_3 = 200$ Н, кути $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$.</p>	
<p>2. Визначити реакції в кінематичних парах A, B, C і D шарнірного чотириланковика і величину необхідного врівноважуючого моменту M_y, що прикладений до ланки AB, від навантаження, прикладеного до ланок BC і CD, якщо $l_{AB} = 50$ мм, $l_{BC} = 200$ мм, $l_{CD} = 200$ мм, кут $\varphi_1 = 90^\circ$, вісь ланки BC горизонтальна, а вісь ланки CD вертикальна. Силі P_2, і P_3 прикладені в точках K і M, що ділять їх міжшарнірні відстані навпіл; величини сил дорівнюють</p> <p>$P_2 = P_3 = 100$ Н, кути $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$.</p>	

Продовження таблиці 4.1

<p>3. Визначити реакції в кінематичних парах A, B, C і D шарнірного чотириланковика та величину врівноважуючої сили P_y, прикладеної в точці K ланки AB перпендикулярно до його осі ($\alpha_1 = 90^\circ$) що ділить навпіл відрізок AB, від навантаження, прикладеного до ланок BC і CD, якщо $l_{AB} = 100$ мм, $l_{BC} = l_{CD} = 200$ мм, кут $\varphi_1 = 90^\circ$, вісь ланки BC горизонтальна, а вісь ланки CD вертикальна. Моменти пар, прикладених до ланок BC і CD, дорівнюють $M_1 = M_2 = 2$ Нм.</p>	
<p>4. Визначити реакції в кінематичних парах A, B, C і D кривошипно-повзунного механізму та врівноважуючий момент M_y, прикладений до ланки AB, від навантаження P_3, прикладеного до повзуна 3, якщо $l_{AB} = 100$ мм, $l_{BC} = 200$ мм, кут $\varphi_1 = 90^\circ$, та сила $P_3 = 1000$ Н.</p>	
<p>5. Для шарнірного чотириланкового механізму знайти величину врівноважувальної сили P_y, прикладеної до осі шарніра B перпендикулярно лінії AB, і врівноважуючий момент M_y, прикладений до ланки AB, якщо до ланки 2 прикладений момент $M_2 = 2,0$ Нм, лінії AB і BC горизонтальні, а CD — вертикальна, $l_{AB} = 100$ мм, $l_{BC} = l_{CD} = 400$ мм,</p>	

Продовження таблиці 4.1

<p>6. Для кулісного механізму Вітворта знайти величину врівноважувальної сили P_y, прикладеної до осі шарніра B перпендикулярно лінії AB, і врівноважуючий момент M_y, прикладений до ланки AB, якщо до ланки 3 (куліси) прикладений момент $M_3 = 4$ Нм, кути дорівнюють $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 30^\circ$, $l_{AB} = 100$ мм.</p>	
<p>7. Для кривошипного механізму з повзуном, що коливається, знайти величину врівноважувальної сили P_y, прикладеної до осі шарніра B перпендикулярно лінії AB, і врівноважуючий момент M_y, прикладений до ланки AB, якщо в точці D ланки 2 прикладена сила $P_2 = 20$ Н, перпендикулярна до лінії BD, кут $\varphi_1 = 90^\circ$, $l_{AB} = 100$ мм, $l_{BC} = l_{CD} = 200$ мм</p>	
<p>8. Для тангенсного механізму знайти величину врівноважувальної сили P_y, прикладеної в точці D ланки 1, перпендикулярно лінії AD, якщо до ланки 3 прикладена сила $P_3 = 10$ Н, кут $\varphi_1 = 45^\circ$, $l_{AB} = l_{BD}$.</p>	

Приклад 4.1. Визначити реакції в кінематичних парах A, B, C і D шарнірного чотириланковика і зрівноважуючий момент M_3 , прикладений до ланки AB , якщо $l_{AB} = 100$ мм, $l_{BC} = l_{CD} = 400$ мм, вісь ланки BC горизонтальна, кути $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 45^\circ$, сила прикладена до точки K , яка поділяє довжину ланки CD навпіл, $P_3 = 100$ Н, кут $\alpha = 90^\circ$ (рис. 4.1)

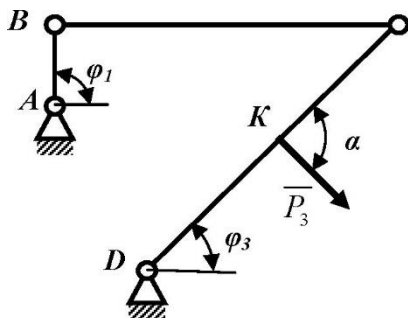


Рисунок 4.1 – Схема шарнірного чотириланковика

Відокремлюємо групу Ассур, що складається з ланок BC і CD , і прикладаємо до неї діючі сили і реакції в'язів (рис. 4.2). В обертальних кінематичних парах B і D реакції представимо у вигляді двох складових, які напрямляємо вздовж ланок R_{12}^n, R_{43}^n і перпендикулярно до них R_{12}^t, R_{43}^t [2, 3].

Складемо рівняння рівноваги:

$$\sum m_C(F_2) = 0, \quad -R_{12}^t \cdot BC = 0;$$

$$\sum m_C(F_3) = 0, \quad P_3 \cdot CK - R_{43}^t \cdot CD = 0.$$

З цих рівнянь: $R_{12}^t = 0$;

$$R_{43}^t = \frac{P_3}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ Н.}$$

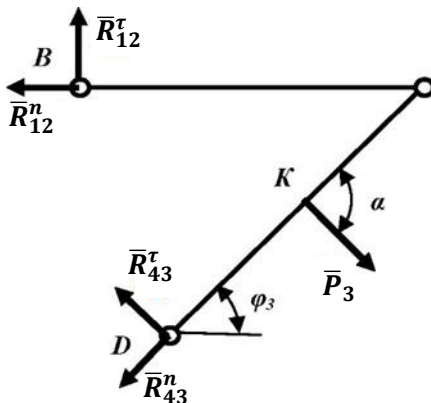


Рисунок 4.2 – Група Ассур з реакціями в'язей

Для визначення нормальних складових реакцій складемо векторне рівняння суми усіх сил, що діють на групу Ассур в цілому:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{P}_3 + \bar{R}_{43}^tau + \bar{R}_{43}^n = 0.$$

Будуємо силовий багатокутник відповідно до цього векторного рівняння. Відкладаємо силу \bar{P}_3 у вигляді відрізка ab (рис. 4.3).

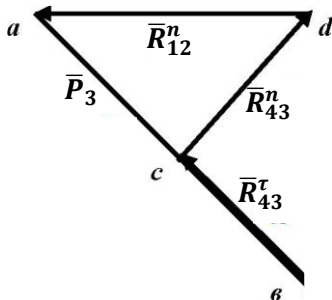


Рисунок 4.3 – Побудова силового багатокутника

З точки b у напрямку вектора \bar{R}_{43}^tau відкладемо відрізок $bc = R_{43}^tau / \mu_F$. З кінця цього вектора (точки c) проведемо лінію паралельну вектору \bar{R}_{43}^n до пересічення з лінією, проведеною з точки a

паралельно вектору \bar{R}_{12}^n . Точка перетину позначена буквою d . Враховуючи, що трикутник Δ_{abc} рівнобічний і прямокутний, маємо:

$$R_{43}^n = R_{43}^r = 50 \text{ H},$$

$$R_{12}^n = \frac{R_{43}^n}{\cos \varphi_3} = \frac{50}{0,707} = 70,72 \text{ H} = R_{12}.$$

Реакція в точці D :

$$R_{43} = \sqrt{(R_{43}^n)^2 + (R_{43}^r)^2} = \sqrt{50^2 + 50^2} = 70,72 \text{ H}.$$

Розглядаючи ланку BC , на яку діють дві сили \bar{R}_{12} і \bar{R}_{23} , бачимо, що

$$R_{23} = R_{12} = 70,72 \text{ H}.$$

Розглянемо вхідну ланку AB (рис. 4.4). До неї прикладена сила $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, реакція \bar{R}_{41} з боку опори A і зрівноважуючий момент M_3 .

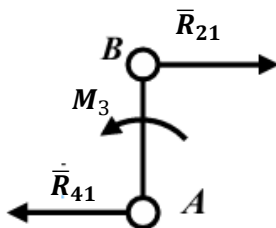


Рисунок 4.4 – Вхідна ланка AB

Умови рівноваги сил, прикладених до ланки AB :

$$\sum F_i = 0; \quad R_{21} - R_{41} = 0; \quad R_{41} = R_{21} = 70 \text{ H}.$$

$$\sum m_A(F_1) = 0; \quad M_3 - R_{21} \cdot AB = 0;$$

$$M_3 = R_{21} \cdot AB = 70,72 \cdot 0,1 = 7,072 \text{ Нм}.$$

Приклад 4.2 Для кривошипного механізму з коливальним повзуну (рис. 4.5) визначити зрівноважуючу силу P_3 , прикладену до осі шарніра B перпендикулярно ланці AB , та зрівноважуючий момент

M_3 , прикладений до ланки AB , якщо в точці D ланки 2 прикладена сила $P_2 = 20 \text{ Н}$, перпендикулярно до лінії BD .

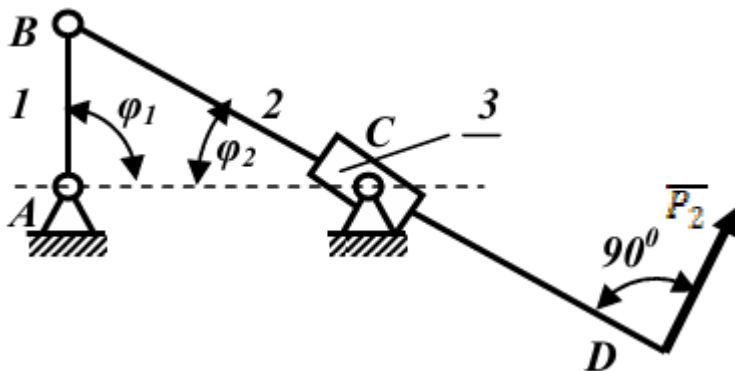


Рисунок 4.5 – Кривошипний механізм з коливальним повзуном

Кут $\varphi_1 = 90^\circ$, $AB = 100 \text{ мм}$; $BC = DC = 200 \text{ мм}$.

Розв'язок.

Для визначення зрівноважуючої сили $\bar{P}_{зр}$, використаємо метод Жуковського. Для цього будемо план швидкостей, повернутий на 90° (рис. 4. 6), та прикладаємо до нього у відповідних точках сили \bar{P}_2 і $\bar{P}_{зр}$. Побудову плану швидкостей див. заняття 3.

Складемо рівняння моментів сил відносно полюса P_V .

$$P_{зр} \cdot P_V b - P_2 \cdot P_V d \sin \varphi_2 = 0.$$

Кут

$$\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{AB}{AC} \right) = \arcsin \left(\frac{100}{200} \right) = 30^\circ.$$

$$P_{зр} = P_2 \sin \varphi_2 = 20 \cdot \sin 30^\circ = 10 \text{ Н}.$$

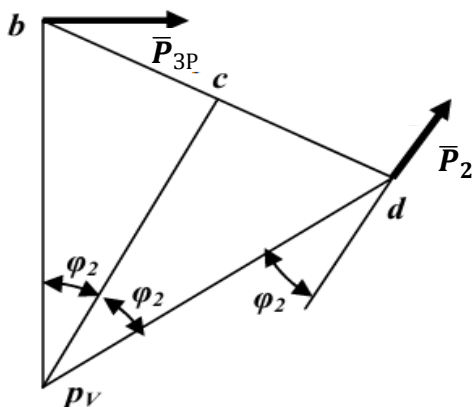


Рисунок 4.6 – План швидкостей, повернутий на 90°

Зрівноважуючий момент:

$$M_{зр} = P_{зр} \cdot AB = 10 \cdot 0,1 = 1 \text{ Нм.}$$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Яка мета кінетостатичного дослідження механізму ?
- 2 В чому полягає умова статичної (кінетостатичної) визначеності кінематичного ланцюга?
- 3 Як визначається точка прикладання, величина і напрямок реакції в кінематичній парі п'ятого класу?
- 4 Як визначається точка прикладання, величина і напрямок реакції в кінематичній парі четвертого класу?
- 5 Чому група Ассур є статично визначеним кінематичним ланцюгом?
- 6 Дайте характеристику сил, що діють на механізм.
- 7 Як визначається величина і напрямок сили інерції?
- 8 Як визначається величина і напрямок моменту сили інерції?
- 9 Як визначається точка прикладання, величина і напрямок рівнодіючої сили і моменту сили інерції?
- 10 Запишіть умову рівноваги сил, що діють на групу Ассур.
- 11 Опишіть методику кінетостатичного розрахунку механізму аналітичним методом.

12 Опишіть методику кінтостатичного розрахунку механізму графоаналітичним методом.

13 Як здійснюється кінтостатичний розрахунок вхідної ланки?

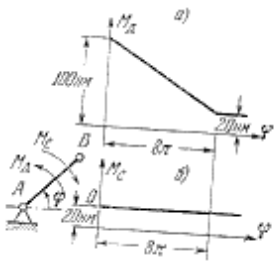
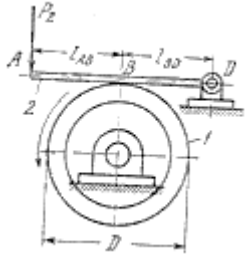

14 Опишіть порядок визначення зрівноважуючої сили методом М.Є. Жуковського.

15 Дайте визначення теореми Жуковського.

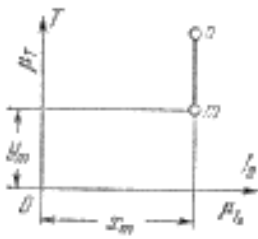
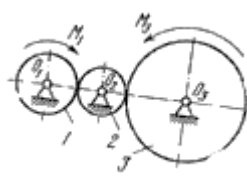
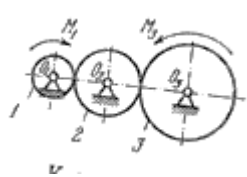
ПРАКТИЧНА РОБОТА 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНУ РУХУ ЛАНКИ ЗВЕДЕННЯ

Умови завдань надані в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Умови завдань

<p>1. Сили та маси машини призведено до ланки AB. Момент рушійних сил змінюється згідно графіку а), момент сил опору – згідно графіку б), зведений момент інерції сталий і дорівнює $I_i = 0,314 \text{ кгм}^2$. При $\varphi = 0$ кутова швидкість ланки зведення $\omega = 0$. Визначити кутову швидкість ω_y цієї ланки у встановленому русі.</p>	
<p>2. Маховик 1 гальмується стрижнем 2, що притискається до ободу маховика силою $P_2 = 20 \text{ Н}$. Сила P_2 перпендикулярна до лінії AD. Кутова швидкість ω маховика до початку гальмування дорівнювала $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$. Нехтуючи тертям в підшипниках валу маховика, визначити скільки обертів n зробить маховик до повної зупинки, якщо його момент інерції $I = 0,4 \text{ кгм}^2$, $D = 0,2 \text{ м}$, $\ell_{AB} = \ell_{BD}$, $f = 0,2$.</p>	
<p>3. Сили та маси машинного агрегату зведені до ланки AB. Рух її встановлений. Кутова швидкість на початку циклу $\omega_0 = 20 \text{ с}^{-1}$. Моменти рушійних сил M_p і сил опору M_o змінюються згідно до графіків. Зведений момент сталий $I = 0,3 \text{ кгм}^2$. Визначити ω_{max} і ω_{min} та ступінь нерівномірності руху δ.</p>	

Продовження таблиці 5.1

<p>4. У встановленому русі машинного агрегату діаграма Віттенбауера являє собою відрізок mn, паралельний осі T діаграми. Довжина $mn = 50$ мм. Координати точки m: $x_m = 50$ мм; $y_m = 100$ мм. Визначити коефіцієнт нерівномірності руху, якщо масштаби по осям координат діаграми дорівнюють: $\mu_T = 10 \frac{\text{Нм}}{\text{мм}}$; $\mu_1 = 1,0 \frac{\text{кгм}^2}{\text{мм}}$.</p>	
<p>5. До зубчастих коліс 1 і 3 редуктора прикладені моменти: $M_1 = 8$ Нм; $M_3 = 10$ Нм. Визначити кутове прискорення ε_1, якщо моменти інерції коліс дорівнюють: $I_1 = 0,01$ кгм², $I_2 = 0,0064$ кгм², $I_3 = 0,04$ кгм², і числа зубців коліс дорівнюють: $z_1 = 20$, $z_2 = 16$, $z_3 = 40$.</p>	
<p>6. До зубчастих коліс 1 і 3 редуктора прикладені моменти: $M_1 = 8$ Нм; $M_3 = 10$ Нм. Визначити кутове прискорення ε_1, якщо моменти інерції коліс дорівнюють: $I_1 = 0,01$ кгм², $I_2 = 0,0225$ кгм², $I_3 = 0,04$ кгм², і числа зубців коліс дорівнюють: $z_1 = 20$, $z_2 = 30$, $z_3 = 40$.</p>	

Приклад 5.1. Маховик (рис. 5.1), сила ваги якого $Q = 2,75$ Н і момент інерції $I = 0,000786$ кгм², починає вибіг при частоті обертання $n = 200$ хв⁻¹. Час вибігу $t = 2$ хвилини. Визначити коефіцієнт тертя у підшипниках вале маховика, якщо діаметр цапф вале $d = 10$ мм, а кутова швидкість маховика зменшується за лінійним законом?

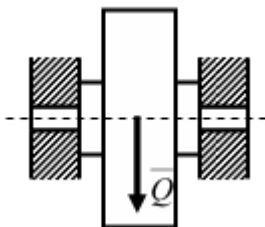


Рисунок 5.1 – Маховик

Розв'язок.

Рух машини можна вважати рівноуповільненим з кутовим прискоренням [1]:

$$\varepsilon = -\frac{\omega_0}{t} = -\frac{\pi n}{30 \cdot 2 \cdot 60} = -\frac{\pi \cdot 200}{30 \cdot 2 \cdot 60} = -0,1745 \text{ c}^{-1}.$$

Таким чином, момент сил опору (тертя) є сталою величиною. Кут повороту маховика з моменту початку відліку часу до повної зупинки:

$$\begin{aligned} \varphi &= 2 \cdot \pi \cdot n = \omega_0 \cdot t - \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot t}{30} - \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \\ &= \frac{\pi \cdot 200 \cdot 120}{30} - \frac{0,1745 \cdot 120^2}{2} = 1258,64 \text{ рад.} \end{aligned}$$

Рівняння руху маховика у формі кінетичної енергії:

$$T - T_0 = -M_T \cdot \varphi,$$

де $T = 0$, $T_0 = I \cdot \frac{\omega_0^2}{2}$.

Звідки:

$$\begin{aligned} M_T &= \frac{T_0}{\varphi} = \frac{I \cdot \omega_0^2}{2 \cdot \varphi} = \frac{0,000786 \cdot (\pi \cdot 200)^2}{30^2 \cdot 2 \cdot 1256,64} = \\ &= 0,000137 \text{ Нм.} \end{aligned}$$

З іншого боку:

$$M_T = \frac{Q \cdot d \cdot f}{2}.$$

Звідки:

$$f = \frac{2 \cdot M_T}{Q \cdot d} = \frac{2 \cdot 0,000137}{2,75 \cdot 0,01} = 0,01.$$

Приклад 5.2. До зубчастих коліс 1 і 4 редуктора (рис. 5.2) прикладені моменти сил $M_1 = 8$ кНм і $M_4 = 10$ кНм. Моменти інерції коліс $I_1 = 0,01$ кгм², $I_2 = 0,045$ кгм², $I_3 = 0,0225$ кгм² і $I_4 = 0,09$ кгм², кількість зубців коліс $z_1 = z_3 = 20$, $z_2 = 30$, $z_4 = 40$. В початковий момент часу кутова швидкість колеса 1 була рівною нулю. Визначити, з яким кутовим прискоренням ε_1 і з якою кутовою швидкістю ω_1 буде обертатись колесо 1 через 0,5 секунд після початку руху.

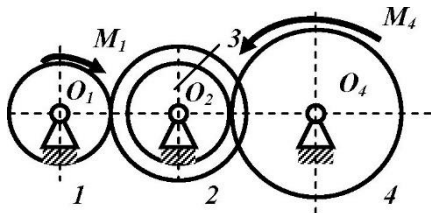


Рисунок 5.2 – Схема редуктора

Розв'язок.

Замінюємо увесь механізм однією ланкою зведення. Визначимо зведений до колеса 1 момент сил та зведений момент інерції:

$$M_{зв} = M_1 \cdot U_{11} - M_4 \cdot U_{41};$$

$$I_{зв} = I_1 \cdot U_{11}^2 + I_2 \cdot U_{21}^2 + I_3 \cdot U_{31}^2 + I_4 \cdot U_{41}^2.$$

Враховуємо, умовно, що напрямки моменту M_1 та кутової швидкості ω_1 співпадають, для колеса 4 ці напрямки протилежні. Тому добуток $M_4 \cdot \omega_4$ має знак (-) [2,3].

Передавальні відношення:

$$U_{11} = \frac{\omega_1}{\omega_1} = 1;$$

$$U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{20}{30} = -\frac{2}{3};$$

$$U_{43} = \frac{\omega_4}{\omega_3} = -\frac{z_3}{z_4} = -\frac{20}{40} = -\frac{1}{2};$$

$$U_{41} = U_{43} \cdot U_{21} = \left(-\frac{2}{3}\right) \cdot \left(-\frac{1}{2}\right) = \frac{1}{3}.$$

Тоді:

$$M_{зв} = 8 - 10 \cdot \frac{1}{3} = 4,67 \text{ Нм.}$$

$$I_{зв} = 0,01 + 0,045 \cdot \frac{4}{9} + 0,0225 \cdot \frac{4}{9} + 0,09 \cdot \frac{1}{9} = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Диференціальне рівняння обертального руху ланки зведення:

$$I_{зв} \cdot \varepsilon_{зв} = M_{зв}.$$

Звідки:

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{зв}}{I_{зв}} = \frac{4,67}{0,04} = 116,67 \text{ с}^{-2}.$$

Кутова швидкість ланки зведення через 0,5 с:

$$\omega_1 = \varepsilon_1 \cdot \tau = 116,67 \cdot 0,5 = 58,33 \text{ с}^{-1}.$$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Що зветься машиною?
- 2 Запишіть закон руху ланки зведення у формі теореми про зміну кінетичної енергії системи.
- 3 Як визначається робота зведених рушійних сил (моментів сил)?
- 4 Як визначається робота зведених сил опору (моментів сил опору)?
- 5 Запишіть вираз для визначення кутової швидкості ланки зведення у довільному її положенні.
- 6 Запишіть вираз для визначення кутового пришвидшення ланки зведення у довільному її положенні.
- 7 Як визначити роботу моменту сили заданого графіком $M = M(\varphi)$?

8 Що таке коефіцієнт нерівномірності руху машини?

9 Як будується діаграма енергомас?

10 Як визначити дійсну кутову швидкість ланки зведення у довільному її положенні за допомогою діаграми Віттенбауера?

11 Як визначити момент інерції маховика за допомогою діаграми Віттенбауера?

12 Запишіть формулу визначення моменту інерції маховика через відрізок ab , який відсікається на осі ΔT променями, проведеними під кутами ψ_{max} і ψ_{min} до діаграми Віттенбауера?

ПРАКТИЧНА РОБОТА 6 ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Приклад 6.1. У всіх випадках вважається, що нарізання коліс здійснюється методом обкатки. Різальний інструмент визначається такими параметрами: модулем m в мм (вибирається згідно із ДСТУ ISO 54-2001) [4]:

Ряд	Модуль, мм
1	1, 1.25, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
2	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Згідно з ДСТУ ISO 53-2001 [5] встановлюються параметри вихідного контура інструмента: кут головного профілю $\alpha_0 = 20^\circ$; коефіцієнт висоти голівки зуба $h_a^* = 1$; коефіцієнт висоти ніжки зуба $h_f^* = 1,25$; коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$. Колесо з номером 1 вважаємо меншим, тому U_{12} – передавальне відношення при передачі руху від колеса 1 до колеса 2, за величиною (по модулю) завжди рівне або більше одиниці. Вважаємо, що в зібраній передачі між зубцями коліс нема бокового зазору. Значення евольвентної функції наведені в табл. 6.1.

Розрахункові формули для визначення розмірів триланкових зубчастих передач із зовнішнім та внутрішнім зачепленням зубців:

1) число зубців колеса 2:

$$z_2 = U_{12} \cdot z_1;$$

2) крок по ділильному колу:

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

3) радіус ділильного кола:

$$r = \frac{m \cdot z}{2};$$

4) радіус основного кола:

$$r_b = r \cdot \cos \alpha_0;$$

5) найменша кількість зубців для коліс, що нарізаються без зміщення ($x = 0$) за умовою відсутності підрізання:

$$z_{min} = \frac{2h_a^*}{\sin\alpha_0} \approx 17;$$

6) найменший коефіцієнт зсуву за умовою відсутності підрізання:

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z_{min} - z}{z_{min}} \approx \frac{17 - z}{17} = 1 - 0,058 \cdot z;$$

7) величина абсолютного зсуву інструмента:

$$b = m \cdot x;$$

8) товщина зуба по ділильному колу:

$$S = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg}\alpha_0 \right);$$

9) кут зачеплення для пари зубчастих коліс:

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{inv}\alpha_0 + 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_0;$$

10) міжосьова відстань:

- для зовнішнього зачеплення:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_w};$$

- для внутрішнього зачеплення:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_2 - z_1) \cdot \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_w};$$

11) радіус кола западин:

$$r_f = r - m \cdot (h_a^* + c^* - x);$$

12) коефіцієнт сприйманого зміщення:

$$y = \frac{(z_1 + z_2)}{2} \cdot \left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_w} - 1 \right);$$

13) сприймане (видиме) зміщення:

$$a_w - a = m \cdot y;$$

Таблиця 6.1 – Значення евольвентної функції $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$

Кут α	Порядок	0.0'	10'	20'	30'	40'	50'
20°	0.0	149	153	157	161	165	169
21°	0.0	173	178	182	187	191	196
22°	0.0	200	205	210	215	220	225
23°	0.0	230	236	241	247	252	258
24°	0.0	263	269	275	281	287	293
25°	0.0	300	306	313	319	326	333
26°	0.0	339	346	353	361	368	375
27°	0.0	383	390	398	406	414	422
28°	0.0	430	438	447	455	464	473
29°	0.0	482	491	500	509	518	529
30°	0.0	537	547	557	567	577	588

14) коефіцієнт зрівняльного зміщення:

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y = x_{\Sigma} - y;$$

15) радіус кола голівок:

$$r_a = r + m \cdot (h_a^* + x - \Delta y);$$

16) дуга зачеплення, що вимірюється по основному колу:

- для зовнішнього зачеплення:

$$S_0 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin\alpha_w;$$

- для внутрішнього зачеплення:

$$S_0 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + a_w \cdot \sin\alpha_w;$$

17) коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_a = \frac{S_0}{p \cdot \cos\alpha_0}.$$

18) кут профілю зубців по колу голівок:

$$\alpha_a = \arccos\left(\frac{r}{r_a} \cdot \cos\alpha_0\right);$$

19) товщина зуба по колу голівок:

$$S_a = 2 \cdot r_a \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{z} + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_a \right);$$

20) максимально можливий коефіцієнт зміщення, розрахований за умови $S_a \geq [S_a]$:

$$x_{\max} = \frac{z}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0} \cdot \left(\frac{[S_a]}{2 \cdot r_a} - \frac{\pi}{2 \cdot z} - \operatorname{inv} \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_a \right);$$

Для кінематичних передач $S_a \geq 0,25 \cdot m$, а для силових – $S_a \geq 0,4 \cdot m$.

21) розрахунок сумарного коефіцієнта зміщення при вписуванні у наперед задану міжосьову відстань:

- кут зачеплення:

$$\cos \alpha_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} \cdot \cos \alpha_0;$$

- коефіцієнт зміщення:

$$x_{\Sigma} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_0) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}.$$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Що зветься модулем зубчастого колеса?
- 2 Як визначається крок зачеплення?
- 3 Що зветься основним колом?
- 4 Що зветься ділильним колом?
- 5 Що зветься колом голівок?
- 6 Що зветься колом западин?
- 7 Що таке початкове коло?
- 8 Яка різниця між стандарним (нульовим), рівнозміщеним і нерівнозміщеним зачепленням зубчастих коліс?
- 9 Що таке додатне і від'ємне корегування?
- 10 Як визначається найменший коефіцієнт зсуву інструмента при нарізанні колеса з числом зубців менше 17?
- 11 Яке число зубців колеса може бути нарізане без підрізання?

12 Чим обмежується вибір максимального коефіцієнта зсуву інструмента?

13 Що таке коефіцієнт перекриття?

14 Як визначається коефіцієнт перекриття?

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Скребцов А.А., Омельченко О.С., Кружнова С.Ю., Шалева Н.В. Конспект лекцій з теорії механізмів та машин для студентів інженерних спеціальностей усіх форм навчання. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 265 с. (<http://eir.zntu.edu.ua/handle/123456789/9458>)
2. Кружнова С.Ю., Фурсіна А. Д. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з курсу «Теоретична та прикладна механіка» (Розрахунок курсового проекту з ТММ) для студентів денної форми навчання спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. 15 с. (<http://eir.zntu.edu.ua/handle/123456789/9007>)
3. Кутепов Б.М., Кружнова С.Ю. Методичні вказівки до лабораторних робіт з теорії механізмів і машин. Запоріжжя: ЗНТУ, 2020. 40 с.
4. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=63698
5. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=67790