Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет радіоелектроніки

Факультет Комп'ютерних наук
(повна назва)

Кафедра Медіасистем та технологій
(повна назва)

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
Пояснювальна записка

перший (бакалаврський)
(рівень вищої освіти)

Аналіз навантаженості плоских важільних механізмів
(тема роботи)

Виконав:
Студент 2 курсу, групи ВПВПС–23–2
спеціальності 186 Видавництво та поліграфія Романенко Г. О.
(шифр і назва напряму, спеціальності) (підпис, прізвище, ініціали)

Керівник доц. Євстратов М.Д.
(підпис, прізвище, ініціали)

2025р.

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РАДІОЕЛЕКТРОНІКИ

Факультет Комп'ютерних наук
Кафедра Медіасистем та технологій
Дисциплина перший (бакалаврський)
Спеціальність 186 Видавництво та поліграфія
Курс 2 група ВПВПС-23-2 семестр 4

ЗАВДАННЯ
на курсовой проект

студенту Романенку Георгію Олександровичу

1. Тема проекту Аналіз навантаженості плоских важільних механізмів

2. Вхідні данні курсового проекту – 2/3-9

Параметри механізму для даного варіанту

№	Параметри	Значення
1.	L_{O1A}, м	0,025
2.	L_{O1O2}, м	0,07
3.	L_{AB}, м	0,08
4.	L_{O2B}, м	0,06
5.	L_{O2E}, м	0,035
6.	L_{DE}, м	0,08
7.	n_{01A}, об/хв	210
8.	L_{AS2}, м	0,04
9.	L_{O1S1}, м	0,01
10.	L_{O2S3}, м	0,036
11.	L_{ES4}, м	0,035
12.	Вага ланки AO_1, Н	3,6
13.	Вага ланки AB, Н	5
14.	Вага ланки $B0_2$, Н	3,2
15.	Вага ланки ED, Н	4
16.	Вага ланки D, Н	4
17.	Момент інерції ланки AB, кг*м^2	0,0008
18.	Момент інерції ланки BO_2 кг*м^2	0,0008
19.	Момент інерції ланки DE кг*м^2	0,0007

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Видача завдання на КП	19.02.2025	
2	Метричний синтез механізму	26.02.2025	
3	Кінематичний аналіз механізму: а) побудова плану швидкостей; б) побудова плану прискорень.	з 26.02 по 10.03 з 10.03 по 19.03	
4	Структурний аналіз механізму	з 19.03 по 09.04	
5	Силовий аналіз механізму	з 09.04 по 30.04	
6	Оформлення КП	з 30.04 по 05.05	
7	Захист КП	з 05.05 по 15.05	

Студент _____ Романенко Г.О.
(підпис)

Керівник роботи _____ доц. Євстратов М.Д.
(підпис) (посада, прізвище, ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП 5
1 КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ 6
1.1 Побудова плану швидкостей 6
1.2 Побудова плану прискорень 9
2 СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ 11
3 СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ 13
ВИСНОВКИ 15
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ 16
ДОДАТКИ 17
Додаток А Динамічний аналіз механізму 17

ВСТУП

Метою виконання курсового проекту є дослідження навантаженості ланок плоского важільного механізму, який широко застосовується в поліграфічних машинах.

Дослідження включає кінематичний, структурний та силовий аналіз механізма.

1 КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМА

1.1 Побудова плану швидкостей

Першим етапом кінематичного аналізу є побудова 12-ти положень механізму та вибір конкретного, згідно варіанта. Її будують в обраному масштабі $\mu_l \left| \frac{M}{MM} \right|$, дотримуючись заданих розмірів та форм ланок.

Кінематична схема механізму наведена в 9-му положенні в додатку А.

Розрахунок кінематичних параметрів ланок механізму складається з розрахунку швидкості та прискорення. Для цього ми використовуємо метод планів. В результаті буде побудовані план швидкості та план прискорення – векторні діаграми, які нададуть змогу контролювати швидкість та прискорення всіх ланок механізму при його русі.

Вектор швидкості $\vec{V}_{OA}$ перпендикулярний ланці у даному положенні та спрямований вздовж $\omega_{OA.}$ На площині креслення обирається полюс P_v і від нього проводиться вектор довільної довжини, який відповідає швидкості V_A.

Лінійна швидкість точки А дорівнює

$V_A = \omega_{OA} * L_{OA}$

$\omega_{OA} = \frac{\pi * n}{30} = \frac{3{,}14 * 210}{30} \approx 22$ рад/с

n=210 об/хв.

$V_A = \omega_{OA} * L_{OA} = 22 * 0{,}025 \approx 0{,}55$ м/с

Обчислюємо масштабний коефіцієнт:

$$\mu_v = \frac{V_A}{P_v a},$$

де V_A – швидкість точки А;

$P_v a$ – довжина вектора на плані.

$P_v a$=110 мм

$\mu_V = \frac{VA}{PV*a} = \frac{0,55}{110} = 0,005 \frac{м/с}{мм}$

Визначення швидкості точки В базується на належності цієї точки двом ланкам: АВ та BO_2. Вона знаходиться на перетині перпендикулярів АВ та BO_2.

Розраховуємо швидкість точки В

$P_v b$=114 мм

$V_B = pb * \mu_v = 114 * 0,005 = 0,57$ м/с

Визначаємо швидкість точки Е. Положення точки е на плані швидкостей знайдемо через пропорцію:

$\frac{BO_2}{EO_2} = \frac{pb}{pe}; pe = \frac{EO_2 * pb}{BO_2}$

$P_v e$ =(113,14*0,035)/0,06=66 мм

V_E =66*0,005=0,33 м/с

Розраховуємо швидкість точки D. Точка D знаходится на перетині прямої, паралельній EO_2, та перпендикуряру DE.

$P_v d$=58 мм

V_D=58*0,005= 0,29 м/с

Розрахунок кутових швидкостей

Кутова швидкість ланки ОА

$\omega_1 = \frac{\pi * n}{30} = \frac{3,14 * 210}{30} \approx 22$ рад/с

Кутова швидкість ланки ВА:

$\omega_2 = \frac{VBA}{LBA}$

V_{BA}=ba*μ=40*0,005= 0,2 м/с

ω_2= 0,2/0,08= 2,5 рад/с

Кутова швидкість ланки BO_2:

$\omega_3 = \frac{VBO2}{LBO2}$

V_{BO2}=bP*μ=114*0,005= 0,57 м/с

ω_3= 0,57 /0,06= 9,5 рад/с

Кутова швидкість ланки DE:

$\omega_4=\frac{VBO2}{LBO2}$

V_{DE}=de*μ=10,56*0,005= 0,053 м/с

ω_4= 0,053/0,08= 0,66 рад/с

Таблиця 1.1.1 – Результати розрахунків кутової швидкості

ω_1, рад/с	ω_2, рад/с	ω_3, рад/с	ω_4, рад/с
22	2,5	9,5	0,66

Таблиця 1.1.2 – Результати розрахунків швидкостей точок та ланок

V_A, м/с	V_B, м/с	V_E, м/с	V_D, м/с	V_{BA}, м/с	V_{DE}, м/с
0,55	0,57	0,33	0,29	0,18	0,06

Таблиця 1.1.3 – Результати розрахунків швидкостей центрів мас ланок

Швидкості центрів мас ланок	V_{S1}	V_{S2}	V_{S3}	V_{S4}	V_{S5}
Величина відрізка на плані, мм	55	110	44	63,4	59,21
Значення величини, м/с	0,27	0,55	0,22	0,31	0,29

1.2 Побудова плану прискорень

Визначаємо вектор прискорення точки А.

$a_A = a_A^n = \omega^2_{O1A} * L_{O1A} = 22^2 * 0{,}025 = 12{,}1$ м/с^2

Розрахуємо масштабний коєфіцієнт плану прискорень

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi_a a}$$

$\mu_a = 12{,}1/242 = 0{,}05$ (м/с^2)/мм

Будуємо відрізок $\pi a \parallel O_1 A$.

Для визначення прискорення точки В складаємо два векторних рівняння, оскільки точка В належить двом ланкам. Прискорення точки В згідно з теоремою про складний рух дорівнює:

$$\begin{cases} \overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a^n_{BA}} + \overline{a^\tau_{BA}}, \\ \overline{a_B} = \overline{a_{O2}} + \overline{a^n_{BO2}} + \overline{a^\tau_{BO2}}, \end{cases}$$

$$a^n_{BA} = \omega^2_{AB} * l_{AB} = 2{,}25^2 * 0{,}08 = 0{,}4 \text{м/с}^2$$

$$a^\tau_{BA} = 6{,}1 \text{ м/с}^2$$

$$\varepsilon_{BA} = \frac{a^\tau_{BA}}{lba} = 77 \text{ рад/с}^2$$

$$a^n_{BO2} = \omega^2_{BO2} * l_{BO2} = 9{,}5^2 * 0{,}06 = 5{,}41 \text{ м/с}^2$$

$$a^\tau_{BO2} = 2{,}5 \text{м/с}^2$$

$$\varepsilon_{BO2} = \frac{a^\tau_{BO2}}{lbo2} = 41{,}6 \text{ рад/с}^2$$

Визначаємо прискорення точки Е. Положення точки е на плані прискорень знайдемо через теорему пропорційності:

$$a' = a`b \times \frac{l_{O_2E}}{l_{O_2B}} = 6$$

Прискорення точки D, згідно з теоремою про складний рух дорівнює:

$$a^n_{ED} = \omega^2_{ED} * l_{ED} = 0{,}66^2 * 0{,}08 = 0{,}03 \text{м/с}^2$$

Потім з точки e проводимо перпендикулярну пряму. З точки p проводимо пряму паралельну до вісі DO_1. В точці перетину знаходиться точка d.

$$a_d = \pi d * \mu_a = 3{,}38 \text{ м/с}^2$$

$$a^{\tau}_{ED} = de * \mu_a = 3 \text{ м/с}^2$$

$$\varepsilon_{ED} = \frac{a^{\tau}_{ED}}{led} = 38 \text{ рад/с}^2$$

Розраховані дані занесені в табл.1.2.1-1.2.3. Побудови знаходяться у Додатку А.

Таблиця 1.2.1 – Прискорення точок та ланок механізму

Прискорення точок та ланок	$\overrightarrow{a_A}$	$\overrightarrow{a^n_{BA}}$	$\overrightarrow{a^n_{BO2}}$	$\overrightarrow{a^{\tau}_{BA}}$	$\overrightarrow{a^{\tau}_{BO2}}$	$\overrightarrow{a^n_{ED}}$	$\overrightarrow{a^{\tau}_{ED}}$	$\overrightarrow{a_E}$	$\overrightarrow{a_D}$
Значення відрізку на плані, мм	242	8	108	120	50	0,6	60	69	66
Значення відрізку, м/с^2	12,1	0,4	5,41	6	2,5	0,03	3	3,49	3,3

Таблиця 1.2.2 – Прискорення центрів мас ланок механізму

Прискорення центрів мас ланок	$\overrightarrow{a_{S1}}$	$\overrightarrow{a_{S2}}$	$\overrightarrow{a_{S3}}$	$\overrightarrow{a_{S4}}$	$\overrightarrow{a_{S5}}$
Значення, м/с^2	6	9	2,3	3,1	3,3
Значення відрізку на плані, мм	120	180	46,5	62,1	66

Таблиця 1.2.3 – Кутова швидкість ланок механізму

ε_{BA}, с$^{-2}$	ε_{BO2}, с$^{-2}$	ε_{ED}, с$^{-2}$
7	41,6	38

2 СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Механізм складається із ланок, що мають взаємодію друг між другом. Рух однієї ланки визначає рух усіх інших. Ланки, що отримують рух від якихось джерел – є ведучими. Ступінь рухливості механізму визначається за кількістю ведучих ланок.

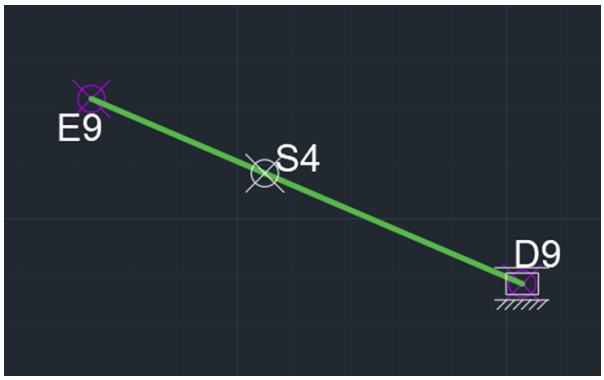


Рисунок 2.1 – Структурна група 4-5 II класу

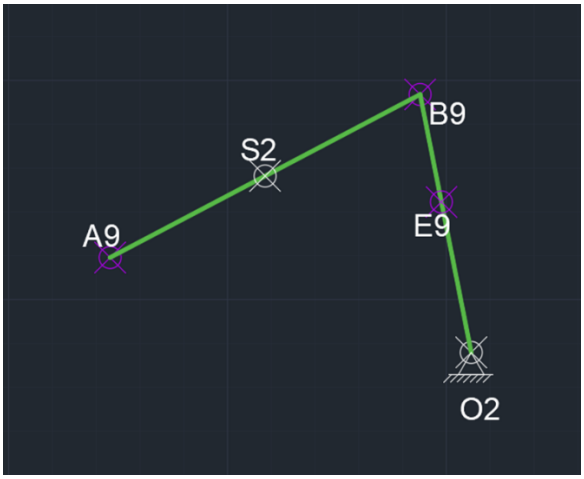


Рисунок 2.2 – Структурна група 2-3 II класу

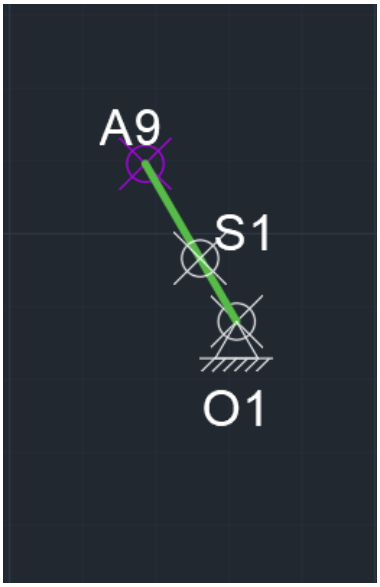


Рисунок 2.3 – Структурна група 0-1. Провідна ланка. I класу

Для плоских механізмів ступінь нерухомості розраховується за формулою Чебишова:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 + 0 = 15 - 14 = 1$$

де n – кількість рухомих ланок механізму;

p1 – кількість однорухомих кінематичних пар;

p2 – кількість дворухомих кінематичних пар.

Для того, щоб механізм міг здійснювати рух, достатньо мати одне звено.

Таблиця 3.1 – Ланки механізму

Ланка	Назва	Рухомість	Кількість рухомих ланок
1 O_1A	Кривошип	Рухома	n = 5
2 BO_2	Шатун	Рухома	
3 ED	Коромисло	Рухома	
4 AB	Шатун	Рухома	
5. D_0	Повзун	Рухома	
6 D	Стойка	Нерухома	

Провідна ланка – одна, оскільки ступінь рухливості механізму дорівнює 1, клас усього механізму – II, оскільки найвищий клас групи Ассура, що входить до цього механізму, – II.

3 СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Розраховуємо силу інерції, що діють на кожну ланку механізму за формулою

$$Fi = ma_{si}$$

$F_{i1} = 3{,}6 \times 6 = 32{,}4$ Н;

$F_{i2} = 5 \times 9 = 45$ Н;

$F_{i3} = 3{,}2 \times 2{,}3 = 7{,}36$ Н;

$F_{i4} = 4 \times 3{,}1 = 12{,}4$ Н;

$F_{i5} = 4 \times 3{,}3 = 13{,}2$ Н;

Знаходимо момент сил інерції кожної ланки.

$M_{i2} = 0{,}0008 \times 77 \ = 0{,}06\ H \cdot$ м;

$M_{i3} = 0{,}0008 \times 41{,}6 \ = 0{,}03\ H \cdot$ м;

$M_{i4} = 0{,}0007 \times 3 \ = 0{,}002\ H \cdot$ м.

Розглянемо структурну групу 4-5.

Знаходимо тангенціальну реакцію в т. Е, склавши рівняння рівноваги відносно т. D.

$$R_{34}^{t} = \frac{F_{4i} \cdot h_{F4i} + G_4 \cdot h_{G4} - M_{4i}}{DE} = 32{,}7 \text{ Н}$$

Розглянемо структурну групу 2-3.

Знаходимо тангенціальну реакцію в т. А, склавши рівняння рівноваги відносно т. В.

$$R_{21}^{t} = \frac{F_{2i} \cdot h_{F2i} + G_2 \cdot h_{G2} - M_{2i}}{AB} = 56 \text{ Н}$$

Знаходимо тангенціальну реакцію в т. O_2, склавши рівняння рівноваги відносно т. В.

$$R_{03}^{t} = \frac{R_{43} \times h_{21}}{BO_2} = 11{,}45 \text{ Н}$$

Будуємо план сил в масштабі $\mu_F = 1{:}\,1\,\frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

З плану сил знаходимо реакції

$$R_{21}^{n} = 43{,}8\text{Н};$$

$$R_{21} = 71{,}1\text{Н};$$

$$R_{03}^{n} = 118\ \text{Н}.$$

Заносимо усі знайдені дані у таблиці (табл. 4.1 – 4.4).

Таблиця 4.1 – Сили тяжіння ланок механізму

G_1, Н	G_2, Н	G_3, Н	G_4, Н	G_5, Н
36	50	32	40	40

Таблиця 4.2 – Сили інерції ланок механізму

F_{i1}, Н	F_{i2}, Н	F_{i3}, Н	F_{i4}, Н	F_{i5}, Н
32,4	45	7,36	12,4	13,2

Таблиця 4.3 – Моменти сил інерції

M_{i2}, Н×м	M_{i3}, Н×м	M_{i4}, Н×м
0,06	0,03	0,002

Таблиця 4.4 – Реакції у механізмі

R_{34t}, Н	R_{34n}, Н	R_{34}, Н	R_{03t}, Н	R_{03n}, Н	R_{12n}, Н	R_{12t}, Н	R_1, Н
32,7	39,1	51	11,45	118	43,8	56	83,1

ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень навантаженості плоского механізму були отримані всі сили, що діють на ланки та кінематичні пари плоского важільного механізму.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Курс лекцій з дисципліни «Технічна механіка», «Прикладна механіка» для студентів усіх форм навчання напрямів підготовки 6.051402 – «Біомедична інженерія», 6.051501 – «Видавничо-поліграфічна справа» / Упоряд.: М.Д. Євстратов, – Харків: ХНУРЕ, 2015. – 91 с.

2. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Прикладна механіка» для студентів усіх форм навчання напряму підготовки 6.051501 – «Видавничо-поліграфічна справа» / Упоряд.: М.Д. Євстратов, – Харків: ХНУРЕ, 2015. – 40с.

3. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Технічна механіка», «Прикладна механіка» для студентів усіх форм навчання напрямів підготовки 6.051402 – «Біомедична інженерія», 6.051501 – «Видавничо-поліграфічна справа» / Упоряд.: М.Д. Євстратов, – Харків: ХНУРЕ, 2015. – 37 с.

Додаток А

Динамічний аналіз механізму

