

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розділу курсової роботи

**«ПРОЄКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ
ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ»**

з дисципліни

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

Харків 2024

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 18 березня 2024 р. протокол № 8.

Призначено для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 131 «Прикладна механіка» усіх форм навчання.

Укладач

доц. В. В. Тіщенко

Рецензент

доц. О. А. Логвіненко

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Структура та типові завдання на виконання розділу «Дослідження важільних механізмів» в курсовому проектуванні.....	5
2 Методичні рекомендації до виконання основних розділів курсового проекту з дослідження важільних механізмів.....	19
2.1 Структурний аналіз.....	20
2.2 Кінематичний аналіз.....	21
2.3 Силовий розрахунок.....	29
Список літератури.....	38

ВСТУП

Однією з головних тенденцій вищої школи є підсилення базової підготовки майбутніх спеціалістів. При цьому особлива роль відводиться послідовному переходу від інформативних методів навчання до активних, які передбачають залучення здобувачів до різних видів самостійної роботи, насамперед у курсовому проектуванні.

Навчальними планами для здобувачів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» та 131 «Прикладна механіка» денної форми навчання передбачається виконання курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Слід зазначити, що для здобувачів цієї спеціальності заочної форми навчання навчальними планами передбачено виконання контрольної роботи.

Курсова робота є комплексною і містить розділи з дослідження важільних механізмів та проектування механізмів з вищими кінематичними парами. У цій розробці розглянуті питання дослідження важільних механізмів сучасних технічних засобів. Тематика завдань підібрана з урахуванням специфіки спеціальностей. Вибір схеми механізму призначається викладачем відповідно до спеціальності.

Початкові дані на виконання курсової роботи здобувач денної форми навчання обирає з наведених у завданнях таблиць 1.1–1.6 відповідно до варіанта, призначеного викладачем.

Здобувач заочної форми навчання обирає вихідні дані з тих же таблиць, але відповідно до свого навчального шифру. Для цього необхідно два рази записати останні три цифри навчального шифру і під кожною з них записати букви а, б, в, г, д, е. Тоді цифра над буквою “а” вкаже з якого варіанта взяти дані по рядку “а”, цифра над буквою “б” вкаже з якого варіанта взяти дані по рядку “б” і т.д. Якщо цифр у шифрі менше трьох, то недостатні необхідно замінити нулями.

1 СТРУКТУРА ТА ТИПОВІ ЗАВДАННЯ НА ВИКОНАННЯ РОЗДІЛУ «ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ» В КУРСОВОМУ ПРОЄКТУВАННІ

Виконання розділу курсової роботи з дослідження важільних механізмів передбачає проведення структурного та кінематичного аналізів, а також силового розрахунку важільного механізму сучасного технічного засобу. Нижче надаються описання об'єктів дослідження та таблиці для вибору індивідуальних початкових даних.

Завдання 1

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Установка являє собою двотактний V-образний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), зубчастий редуктор та робочу машину.

Основним механізмом ДВЗ є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатунів 2 і 4, поршнів 3 і 5 та стійки 6 (рисунок 1.1, *а*). Рух поршнів 3 та 5, які пов'язані з шатунами 2 та 4, а також колінчатим валом 1, відбувається в результаті розширення продуктів згоряння палива в циліндрах. Рушійними є сили тиску газів у циліндрі F_p , які визначаються згідно з діаграмою зміни тиску в циліндрі ДВЗ (рисунок 1.1, *б*).

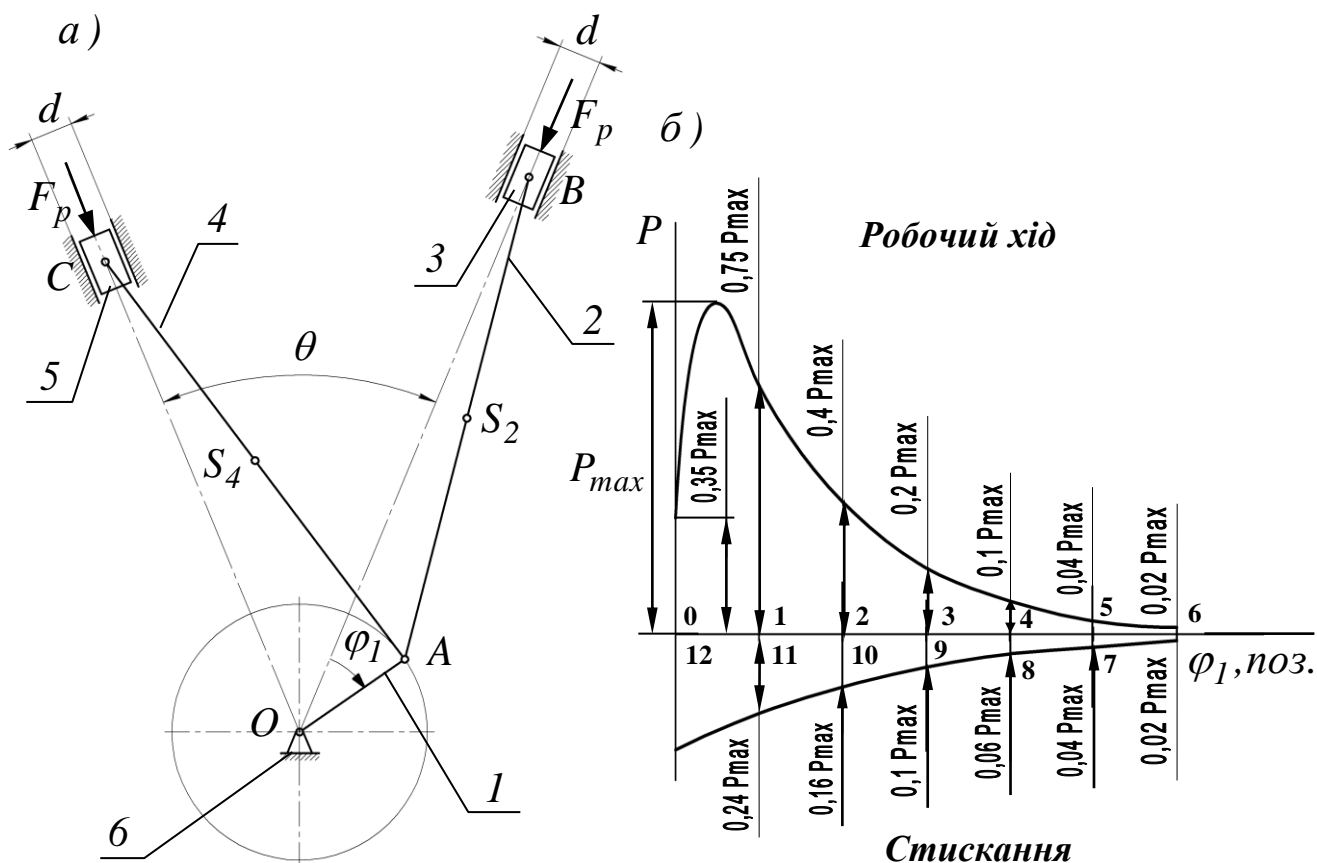


Рисунок 1.1

Таблиця 1.1 – Початкові дані

Параметри		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	740	750	760	770	780
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Довжини шатунів 1 та 4, м	l_{AB}, l_{AC}	0,68	0,69	0,7	0,71	0,72
д	Кут розвалу, град	θ	45	45	45	45	45
е	Вага шатунів 2 та 4, Н	G_2, G_4	532,7	532,7	532,7	532,7	532,7
а	Вага поршнів 3 та 5, Н	G_3, G_5	453,2	453,2	453,2	453,2	453,2
б	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
в	Діаметр циліндра, м	d	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23

Продовження таблиці 1.1

Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	790	800	810	820	830
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Довжини шатунів 1 та 4, м	l_{AB}, l_{AC}	0,73	0,74	0,75	0,76	0,77
д	Кут розвалу, град	θ	45	45	45	45	45
е	Вага шатунів 2 та 4, Н	G_2, G_4	532,7	532,7	532,7	532,7	532,7
а	Вага поршнів 3 та 5, Н	G_3, G_5	453,2	453,2	453,2	453,2	453,2
б	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
в	Діаметр циліндра, м	d	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23

Завдання 2

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ АВТОНОМНОЇ ПЕРЕСУВНОЇ ВОДОПЕРЕКАЧУЮЧОЇ УСТАНОВКИ

Установка являє собою водоперекачуючий агрегат автономного функціонування, який об'єднує двотактний двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), редуктор і водяний центробіжний насос.

Основним механізмом ДВЗ є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 і блока 4 (рисунок 1.2, а). На поршень 3 діє сила тиску газів у циліндрі F_p , яка для положень $0...6$ є рушійною силою F_p , а для положень $6...12$ – силою корисного опору $F_{ко}$. Вони визначаються за допомогою величини поточного тиску, який відповідно до заданого розрахункового положення приймається з діаграми (рисунок 1.2, б).

Робочий цикл двотактного ДВЗ здійснюється за один оберт кривошипа.

Відлік розрахункових положень кривошипа від положення ВМТ.

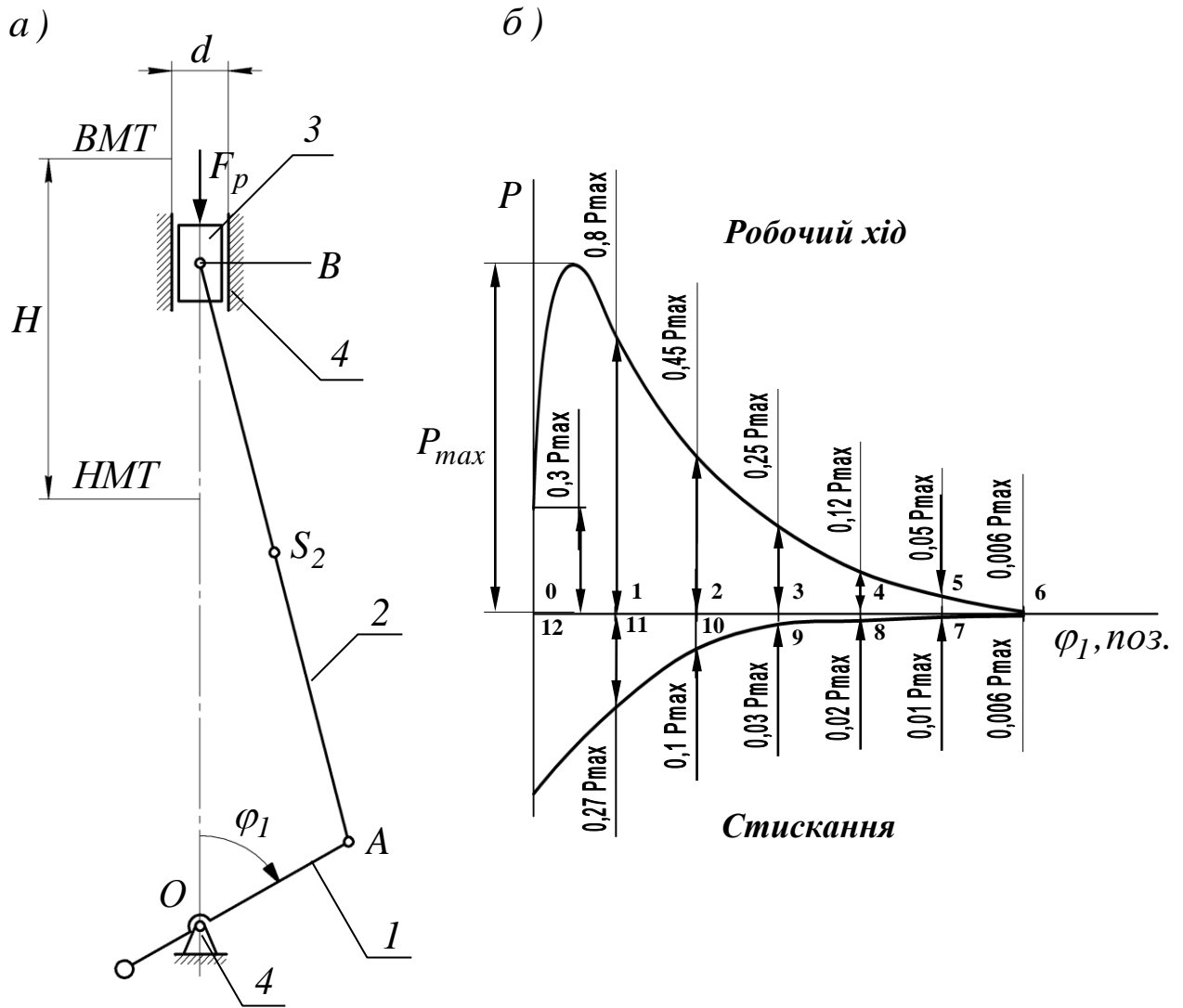


Рисунок 1.2

Таблиця 1.2 – Початкові дані

Параметри		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	4400	4500	4400	4300	4200
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,034	0,036	0,038	0,04	0,042
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
д	Положення центра мас шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Діаметр циліндра, м	d	0,070	0,072	0,074	0,076	0,078
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8
б	Вага поршня, Н	G_3	3,6	3,65	3,7	3,75	3,8
б	Вага шатуна, Н	G_2	4,7	4,75	4,8	4,85	4,9
в	Момент інерції шатуна відносно центра мас, кг·м ²	I_{S_2}	0,0018	0,0019	0,002	0,0021	0,0022
Параметри		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	4100	4000	4400	4200	4300
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,044	0,046	0,048	0,05	0,052
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
д	Положення центра мас шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Діаметр циліндра, м	d	0,070	0,072	0,074	0,076	0,078
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8
б	Вага поршня, Н	G_3	3,8	3,75	3,7	3,65	3,6
б	Вага шатуна, Н	G_2	4,7	4,75	4,8	4,85	4,9
в	Момент інерції шатуна відносно центра мас, кг·м ²	I_{S_2}	0,0023	0,0018	0,0019	0,002	0,0021

Завдання 3

ПРОЄКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПОДАННЯ ЗАГОТОВОК

Механізм подання заготовок приводиться до руху від електродвигуна через редуктор. Важільний механізм (рисунок 1.3, а) складається з кривошипа 1, шатунів 2 і 4, коромисла 3, повзуна 5 та стійки 6.

а)

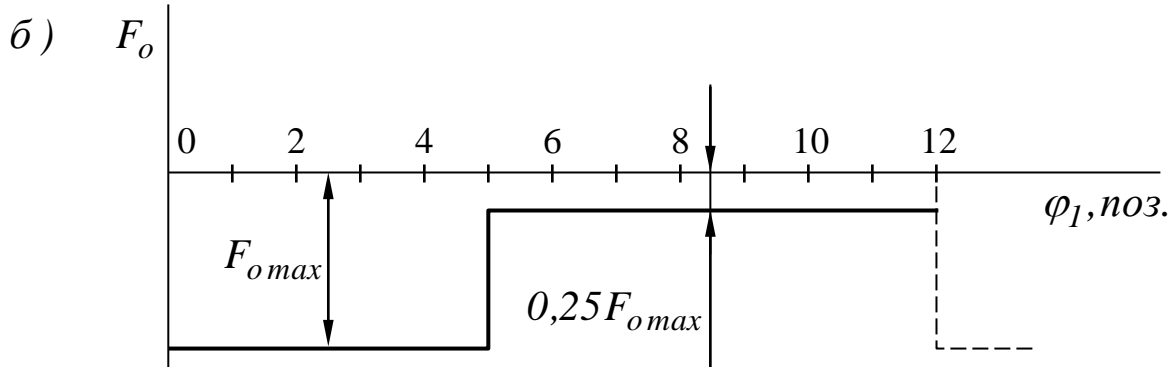
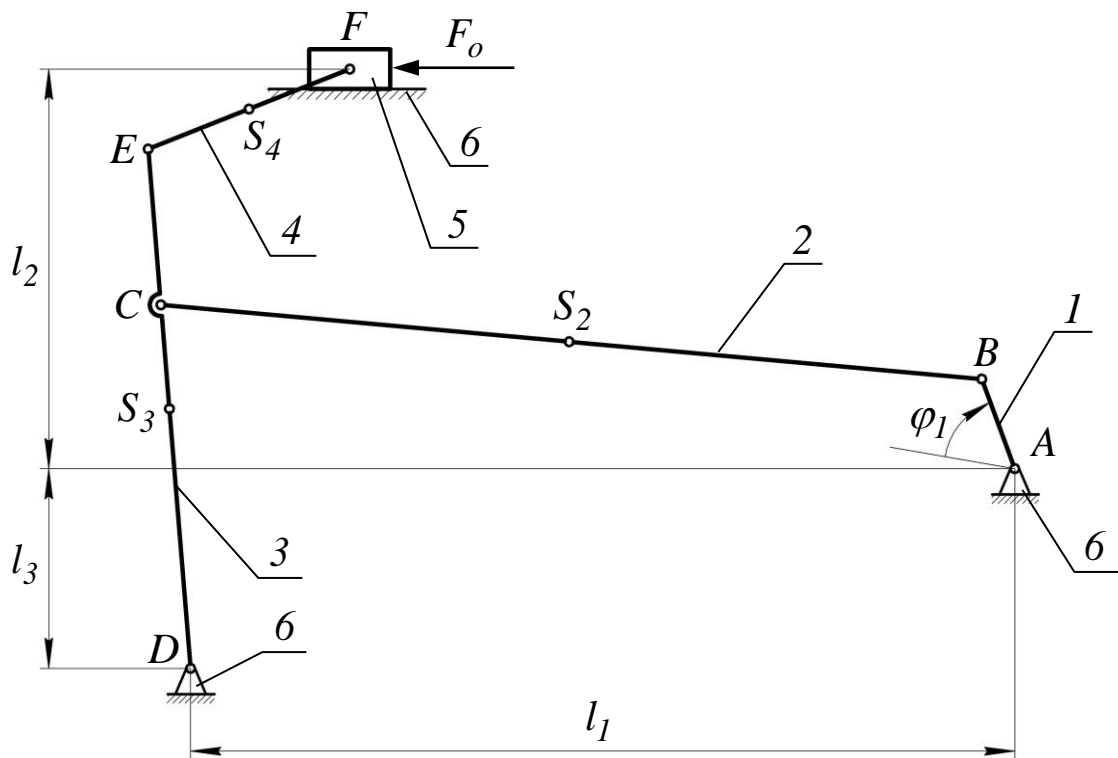


Рисунок 1.3

Величина прикладеної до ланки 5 сили виробничого опору $F_{o\max}$ скерована протилежно вектору швидкості повзуна і визначається згідно з діаграмою, що подана на рисунку 1.3, б.

Відлік координати розрахункового положення здійснюється з того моменту, коли кривошип 1 та шатун 2 знаходяться на одній лінії. Положення центрів мас ланок приймаються посередині.

Таблиця 1.3 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	120	110	115	120	125
б	Відстані між осями шарнірів А, D та F, м	l_1	0,95	0,8	0,9	1,0	1,1
		l_2	0,46	0,40	0,44	0,48	0,52
		l_3	0,23	0,20	0,22	0,24	0,26
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	60	30	60	90	120
б	Довжини ланок, м	l_{AB}	0,11	0,10	0,11	0,12	0,13
		l_{BC}	0,95	0,8	0,9	1,0	1,1
		l_{DE}	0,60	0,55	0,60	0,65	0,70
		l_{DC}	0,42	0,40	0,45	0,50	0,55
		l_{EF}	0,25	0,20	0,22	0,24	0,26
г	Максимальна сила опору, Н	$F_{o\max}$	1000	1200	1100	1000	1100
д	Вага ланок, Н	G_1	1400	1500	1600	1700	1800
		G_2	330	350	340	330	320
		G_3	410	400	390	380	370
		G_4	90	100	95	90	85
		G_5	920	950	930	910	890

Продовження таблиці 1.3

Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	130	125	120	115	125
б	Відстані між осями шарнірів А, D та F, м	l_1	1,2	1,3	1,4	1,5	0,85
		l_2	0,56	0,60	0,64	0,68	0,40
		l_3	0,28	0,30	0,32	0,34	0,26
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	150	120	90	60	120
б	Довжини ланок, м	l_{AB}	0,14	0,15	0,16	0,17	0,15
		l_{BC}	1,2	1,3	1,4	1,5	0,85
		l_{DE}	0,75	0,80	0,85	0,90	0,80
		l_{DC}	0,60	0,65	0,70	0,75	0,72
		l_{EF}	0,28	0,30	0,32	0,34	0,33
г	Максимальна сила опору, Н	$F_{o\ max}$	1200	1300	1400	1500	1300
д	Вага ланок, Н	G_1	1900	1800	1700	1600	1500
		G_2	310	300	290	280	270
		G_3	360	350	340	330	340
		G_4	80	75	70	65	75
		G_5	870	850	830	810	820

Завдання 4

ПРОЄКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО ПРЕСА

Вертикальний кривошипно-повзунний прес, що проєктується, призначений для виконання операцій холодного штампування. Основним елементом преса є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатуна 2, повзуна 3 і стійки 4 (рисунок 1.4, а).

Сила корисного опору $F_{ко}$ (рисунок 1.4, а) прикладена до повзуна 3 і діє в напрямку, протилежному вектору його швидкості. Її визначення для заданого розрахункового положення здійснюється за допомогою наведеної на рисунку 1.4, б діаграми.

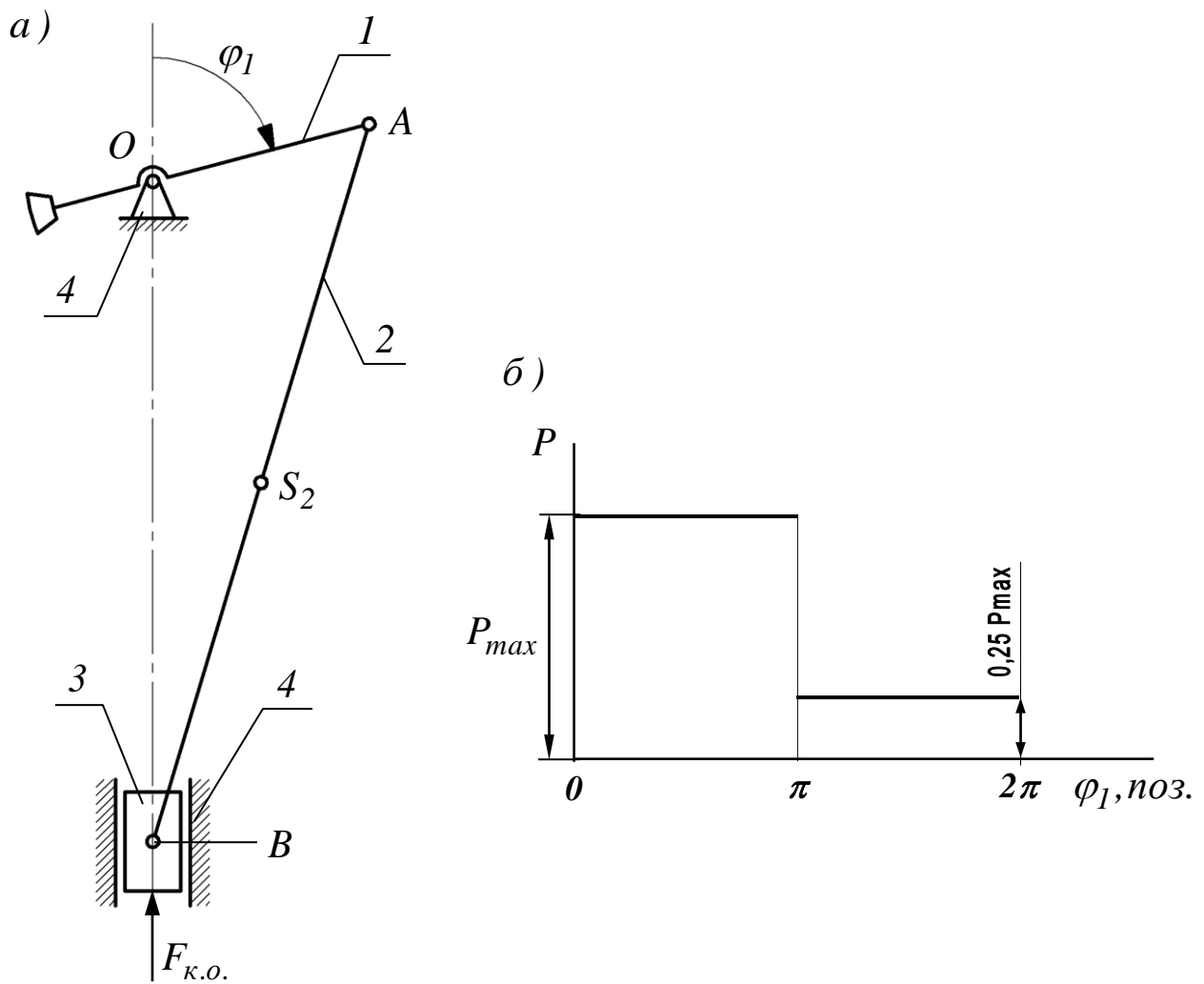


Рисунок 1.4

Таблиця 1.4 – Початкові дані

Параметр	Позначення	Варіант					
		0	1	2	3	4	
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	46	48	50	52	54
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,16	0,162	0,164	0,166	0,168
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
г	Положення центра ваги шатуна.	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
д	Максимальна сила опору, Н	P_{max}	10000	10500	11000	11500	12000
а	Вага поршня, Н	G_2	420	400	440	430	520
б	Вага шатуна, Н	G_3	620	600	640	630	720

Продовження таблиці 1.4

Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	56	58	60	62	64
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,17	0,172	0,174	0,176	0,178
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Положення центра ваги шатуна.	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
д	Максимальна сила опору, Н	P_{max}	12500	13000	13500	14000	14500
а	Вага поршня, Н	G_2	560	600	560	520	540
б	Вага шатуна, Н	G_3	760	800	760	720	740

Завдання 5

ПРОЄКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ТРАНСПОРТНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ З ДВИГУНОМ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Установа об'єднує двигун внутрішнього згорання, редуктор і генератор електричного струму.

В установці використовується двотактний ДВЗ з опозитним розташуванням циліндрів (рисунок 1.5, а), основним механізмом якого є кривошипно-повзунний механізм, який містить колінчатий вал (кривошип) 1, шатуни 2 і 4, поршні 3 і 5, блок (стійка) 6.

Рушійними є сили F_p , які визначаються за показаною на рисунку 1.5, б діаграмою зміни тиску газів у циліндрах. Робочий цикл двотактного двигуна відбувається за один оберт вала.

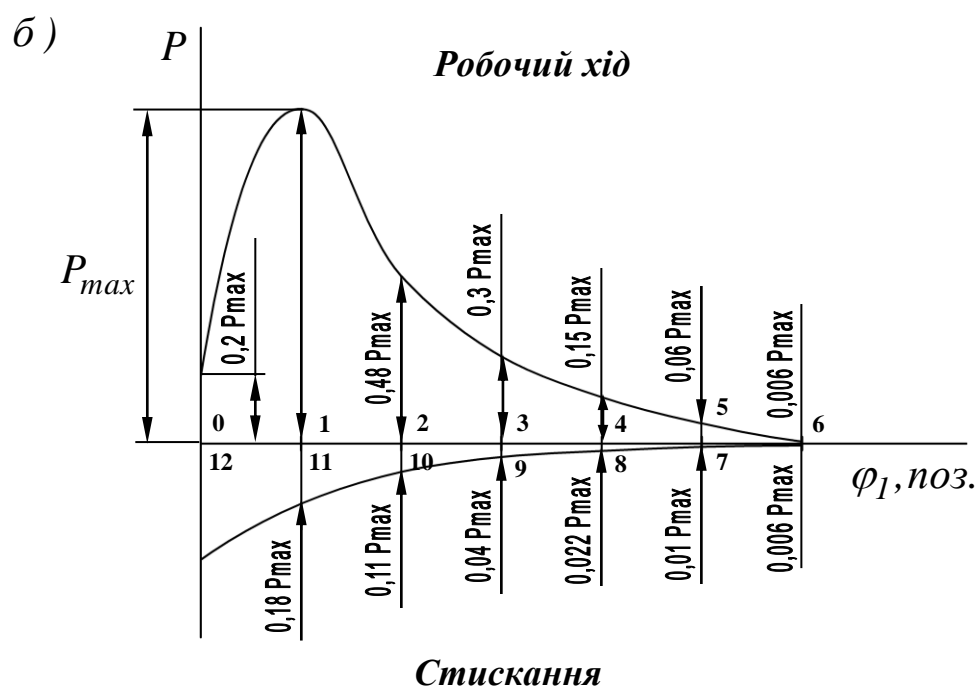
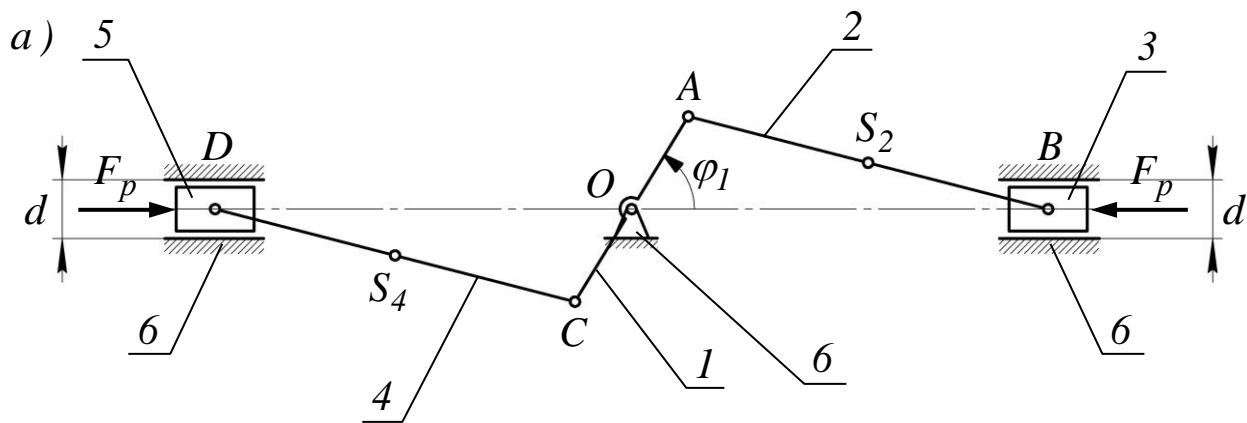


Рисунок 1.5

Таблиця 1.5 – Початкові дані

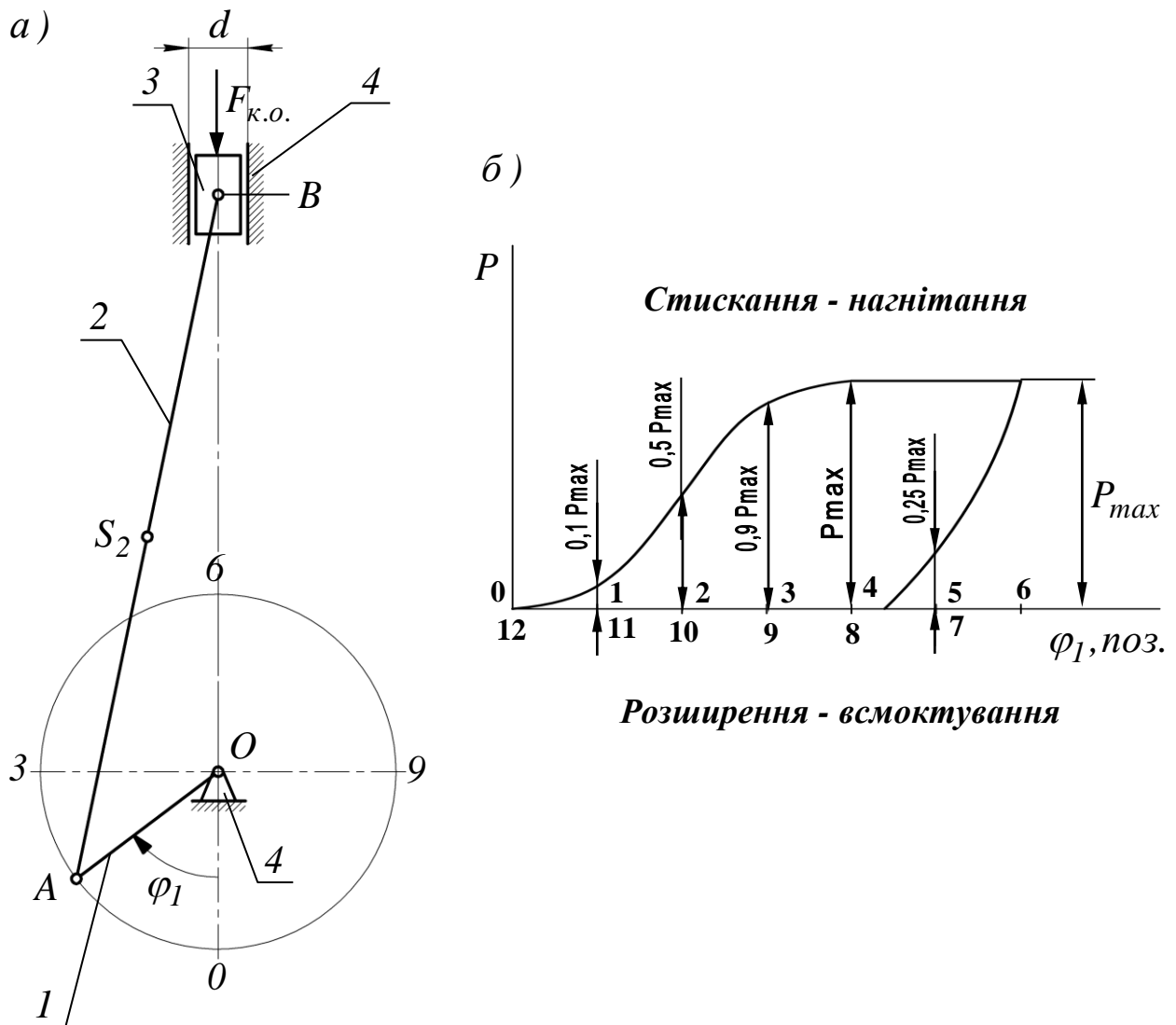
Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	5000	4500	5100	5200	5000
б	Довжина початкової ланки, м	l_{OA}, l_{OC}	0,035	0,033	0,037	0,039	0,04
в	Співвідношення довжин ланок	$l_{AB} / l_{OA},$ l_{CD} / l_{OC}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
г	Положення центра ваги шатунів	$l_{AS_2} / l_{AB},$ l_{CS_4} / l_{CD}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
д	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
е	Діаметр циліндра, м	d	0,075	0,074	0,072	0,072	0,078
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	3,2	3,4	3,2	3,0	2,8
б	Вага поршнів, Н	G_3, G_5	3,2	3,6	3,6	3,2	3,4
в	Вага шатунів, Н	G_2, G_4	4,6	4,2	4,6	4,0	4,6
Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	4500	4400	4800	5000	4400
б	Довжина початкової ланки, м	l_{OA}, l_{OC}	0,042	0,033	0,038	0,042	0,038
в	Співвідношення довжин ланок	$l_{AB} / l_{OA},$ l_{CD} / l_{OC}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Положення центра ваги шатунів	$l_{AS_2} / l_{AB},$ l_{CS_4} / l_{CD}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
д	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
е	Діаметр циліндра, м	d	0,078	0,078	0,08	0,07	0,08
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	3,0	3,2	3,4	3,2	3,0
б	Вага поршнів, Н	G_3, G_5	3,6	3,6	3,4	3,2	3,4
в	Вага шатунів, Н	G_2, G_4	4,2	4,0	4,6	4,0	4,2

Завдання 6

ДОСЛІДЖЕННЯ І ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОВІТРЯНОГО КОМПРЕСОРА

Установка являє собою одноступеневий поршневий компресор простої дії, який приводиться в рух від електродвигуна зубчастим редуктором.

Основним механізмом компресора є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 і блока 4 (рисунок 1.6, а).



Принцип роботи компресора полягає в такому. При русі поршня 3 донизу, в циліндрі компресора створюється розрядження, внаслідок чого відкривається втягуючий клапан і відбувається забір повітря з атмосфери. Рух поршня у зворотному напрямку стискає повітря в циліндрі. При цьому втягуючий клапан закривається, і при досягненні заданого тиску відкривається нагнітаючий клапан і стиснуте повітря потрапляє в повітряний забірник. Робочий цикл компресора здійснюється за один оберт кривошипа. Діаграма зміни тиску повітря в циліндрі компресора наведена на рисунку 1.6, б.

Таблиця 1.6 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	380	400	375	350	325
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,045	0,05	0,055	0,06	0,065
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
г	Вага шатуна, Н	G_2	50	52	54	56	58
д	Вага поршня, Н	G_3	40	42	44	46	48
е	Положення центра ваги шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
а	Діаметр циліндра, м	d	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154
б	Максимальний тиск у циліндрі, МПа.	P_{max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150

Продовження таблиці 1.6

Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	300	325	350	375	360
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,07	0,075	0,08	0,08	0,09
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Вага шатуна, Н	G_2	60	62	64	66	68
д	Вага поршня, Н	G_3	50	48	46	44	42
е	Положення центра ваги шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
а	Діаметр циліндра, м	d	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154
б	Максимальний тиск у циліндрі, МПа.	P_{max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150

2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ ОСНОВНИХ РОЗДІЛІВ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

До основних розділів дослідження важільних механізмів відносяться: структурний аналіз, кінематичний аналіз та силовий розрахунок. Методичні рекомендації до виконання цих розділів наведені нижче на прикладі кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння для таких початкових даних:

- частота обертання кривошипа: $n_1 = 4500$ об/хв;
- довжина кривошипа: $l_{OA} = 0,036$ м;
- довжина шатуна: $l_{AB} = 0,11$ м;
- координата розрахункового положення механізму: $\varphi_1 = 30$ град;
- положення центра мас шатуна: $l_{AS_2} / l_{AB} = 0,5$;
- діаметр циліндра: $d = 0,08$ м;

- максимальний тиск у циліндрі ДВЗ: $P_{max} = 2,4 \text{ МПа}$;
- вага поршня: $G_3 = 3,8 \text{ Н}$;
- вага шатуна: $G_2 = 4,9 \text{ Н}$;
- момент інерції шатуна відносно центра мас: $I_{S_2} = 0,0017 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

2.1 Структурний аналіз

Головним завданням структурного аналізу механізмів є визначення числа його рухомих ланок, числа і класу кінематичних пар, ступеня рухомості механізму, виявлення кількості і класу структурних груп, нашаруванням яких цей механізм утворений, а також визначення класу і порядку механізму [1].

Структурний аналіз дає змогу встановити послідовність кінематичного та силового дослідження механізму.

До складу механізму (рисунок 2.1, а) входять 3 рухомі ланки: 1 – кривошип OA ; 2 – шатун $\hat{A}\hat{A}$; 3 – повзун; одна нерухома ланка 4 – стійка та 4 кінематичні пари 4-1; 1-2; 2-3; 3-4. Всі кінематичні пари належать до 5-го класу. Ступінь рухомості механізму визначається за формулою Чебишева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4. \quad (2.1)$$

Для досліджуваного механізму число рухомих ланок $n = 3$; число кінематичних пар 5-го класу $p_5 = 4$; число кінематичних пар 4-го класу $p_4 = 0$

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

Досліджуваний механізм утворений шляхом нашарування до механізму 1-го класу (стійка – кривошип OA) структурної групи 2-3

(шатун 2 – повзун 3) другого класу, другого порядку, другого виду (рисунок 2.1, б). Тому механізм, що розглядається є механізмом другого класу другого порядку.

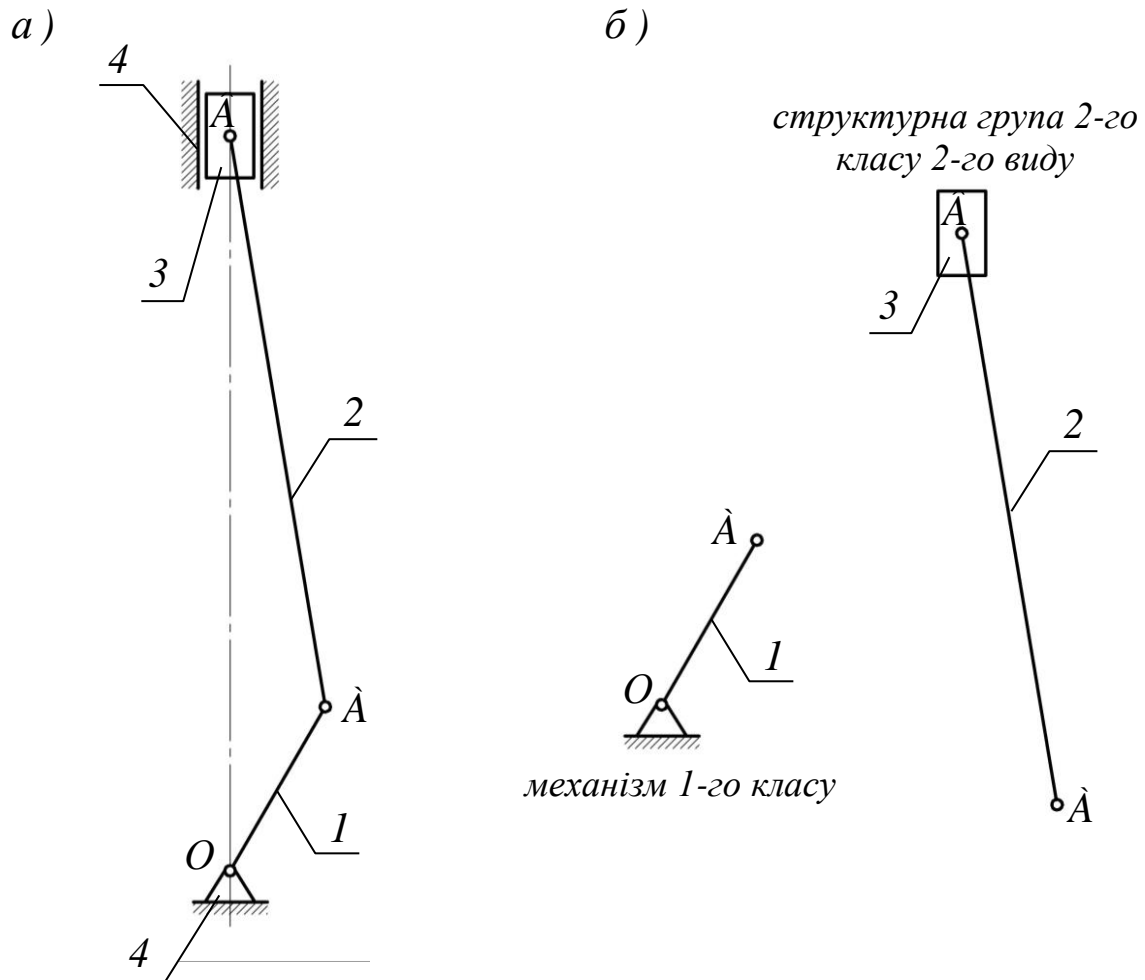


Рисунок 2.1

2.2 Кінематичний аналіз

Метою кінематичного дослідження є побудування планів і траєкторій, що описують точки ланок, а також визначення швидкостей та прискорень точок і ланок механізму [2].

Планом механізму називається його масштабне зображення для визначеного положення початкової ланки. Побудова плану виконується з використанням методу засічок [3].

Для побудови траєкторії точки S_2 (центра ваги шатуна, рисунок 2.2) механізм встановлюється в ряд послідовних положень через 30° кута повороту кривошипа.

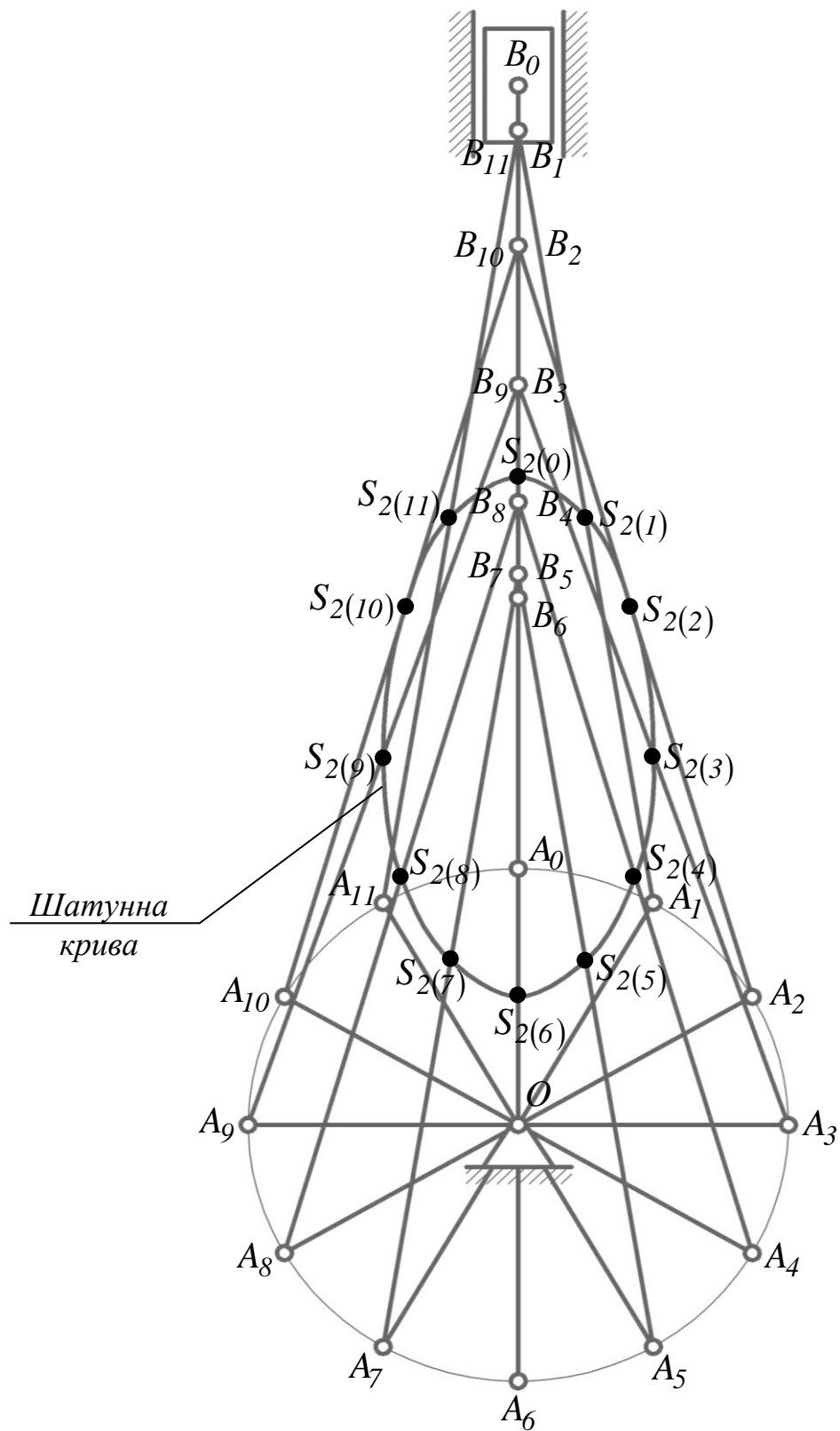


Рисунок 2.2

За початкове положення механізму обираємо таке, при якому кривошип і шатун витягуються в одну пряму лінію. На кожному плані механізму визначаємо положення точки S_2 . Послідовно сполучивши всі точки плавною кривою дістанемо траєкторію цієї точки (шатунну криву).

На рисунку 2.3 показана кінематична схема досліджуваного кривошипно-повзунного механізму для заданого розрахункового положення $\varphi_1 = 30^\circ$.

Для визначення швидкостей та прискорень використовуємо графоаналітичний метод (метод планів).

План швидкостей (прискорень) є масштабне зображення векторів абсолютних швидкостей (прискорень) точок механізму, що виходять з однієї точки, яка називається полюсом. План швидкостей (рисунок 2.4) будуємо в такій послідовності: спочатку для початкової ланки 1, потім для групи 2-3.

Визначаємо швидкість точки A кривошипа

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1, \quad (2.2)$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа,

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \quad (2.3)$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 4500}{30} = 471,239 \text{ рад/с},$$

$$V_A = 0,036 \cdot 471,239 = 17 \text{ м/с}.$$

Від полюса плану швидкостей $P_{шв.}$ відкладаємо вектор $\overline{P_{шв.}a}$, перпендикулярний до кривошипа в даному положенні і направлений в

сторону його обертання. При знаходженні масштабу плану швидкостей μ_V довжину вектора $\overline{P_{шв.}a}$ приймаємо 85 мм, тоді

$$\mu_V = \frac{V_A}{P_{шв.}a}, \quad (2.4)$$

$$\mu_V = \frac{17}{85} = 0,2 \frac{м}{с \cdot мм}.$$

Далі переходимо до структурної групи 2-3. Для визначення швидкості точки \hat{A} скористаємось векторними рівняннями

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}; \quad \overline{V}_B = \overline{V}_{3-4}. \quad (2.5)$$

У цих векторних рівняннях відомий за модулем і напрямком вектор швидкості точки \hat{A} . Вектори відносної швидкості \overline{V}_{BA} і абсолютної швидкості \overline{V}_B відомі за напрямком. Вектор швидкості \overline{V}_{BA} направлений перпендикулярно ланці AB , а \overline{V}_B – за напрямком руху повзуна – вертикально. Для розв’язання векторних рівнянь (визначення модулів швидкостей V_B та V_{BA}), через точку a проводимо пряму перпендикулярно до AB , а через точку $P_{шв.}$ вертикальну пряму. На перетині прямих відмічаємо точку b , яка є кінцем вектора $\overline{P_{шв.}b}$, що зображає абсолютну швидкість точки B . Для визначення швидкості центра ваги шатуна відповідно до теореми подібності на середині відрізка ab позначаємо точку S_2 . Вектор $\overline{P_{шв.}S_2}$ визначає в масштабі μ_V швидкість центра ваги шатуна.

Для визначення дійсних значень швидкостей необхідно довжини відповідних векторів у міліметрах, взятих з плану швидкостей, помножити на масштаб μ_V

$$V_B = P_{шв.в} \cdot \mu_V, \quad (2.6)$$

$$V_B = 54,7 \cdot 0,2 = 10,94 \text{ м/с},$$

$$V_{BA} = \omega a \cdot \mu_V, \quad (2.7)$$

$$V_{BA} = 74,6 \cdot 0,2 = 14,92 \text{ м/с},$$

$$V_{S_2} = P_{шв.S_2} \cdot \mu_V, \quad (2.8)$$

$$V_{S_2} = 61 \cdot 0,2 = 12,2 \text{ м/с}.$$

Визначаємо кутову швидкість шатуна

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}, \quad (2.9)$$

$$\omega_2 = \frac{14,92}{0,11} = 135,6 \text{ рад/с}.$$

Напрямок кутової швидкості ω_2 визначаємо шляхом перенесення вектора \overline{va} відносної швидкості V_{BA} у точку B і розглядаючи рух точки B відносно A у напрямку $\overline{V_{BA}}$.

Визначення лінійних прискорень виконуємо у тій же послідовності, що і визначення лінійних швидкостей.

Прискорення точки A кривошипа OA , що здійснює рівномірний обертальний рух, містить тільки нормальну складову, отже

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \quad (2.10)$$

$$a_A = 471,239^2 \cdot 0,036 = 7994,38 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення a_A зобразимо вектором $\overline{P_{np}.a}$ (рисунок 2.5), де P_{np} – полюс плану прискорень. Вектор $\overline{P_{np}.a}$ скерований по ланці OA до центра

її обертання, тобто до точки \hat{I} . При знаходженні масштабу плану прискорень μ_a довжину вектора $\overline{P_{np}.a}$ приймаємо $79,94$ мм, тоді

$$\mu_a = \frac{a_A}{P_{np}.a}, \quad (2.11)$$

$$\mu_a = \frac{7994,38}{79,94} = 100 \text{ м/с}^2 \cdot \text{мм}.$$

Для визначення прискорення точки B складаємо векторні рівняння

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t; \quad \bar{a}_B = \bar{a}_{3-4}. \quad (2.12)$$

Нормальна складова прискорення

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}, \quad (2.13)$$

$$a_{BA}^n = 135,6^2 \cdot 0,11 = 2022,61 \text{ м/с}^2.$$

Вектор \bar{a}_{BA}^n направлений уздовж ланки AB від точки B до A . Вектор \bar{a}_{BA}^t направлений перпендикулярно ланці AB , а \bar{a}_B – вертикально (за напрямком руху повзуна). Для розв'язання векторних рівнянь (визначення модулів векторів \bar{a}_B та \bar{a}_{BA}^t) з точки P_{np} плану прискорень паралельно AB у напрямку від точки B до A відкладаємо вектор \overline{an} , що зображає прискорення a_{BA}^n . Довжина цього вектора

$$an = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}, \quad (2.14)$$

$$an = \frac{2022,61}{100} = 20,23 \text{ мм}.$$

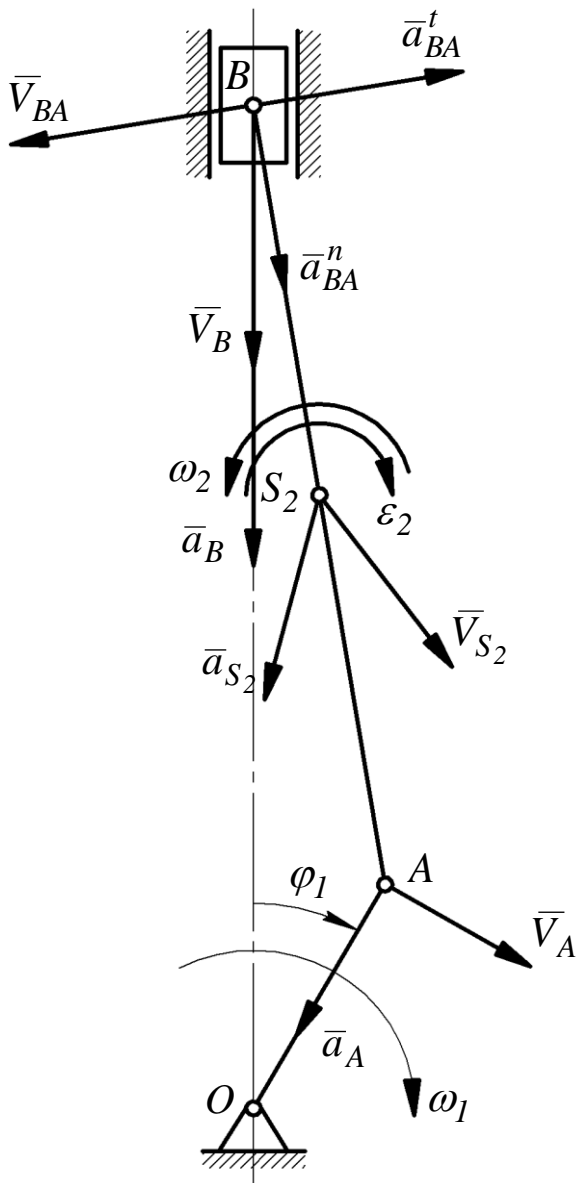


Рисунок 2.3 – Розрахункове положення механізму з визначеними напрямками векторів швидкостей та прискорень

$$\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$$

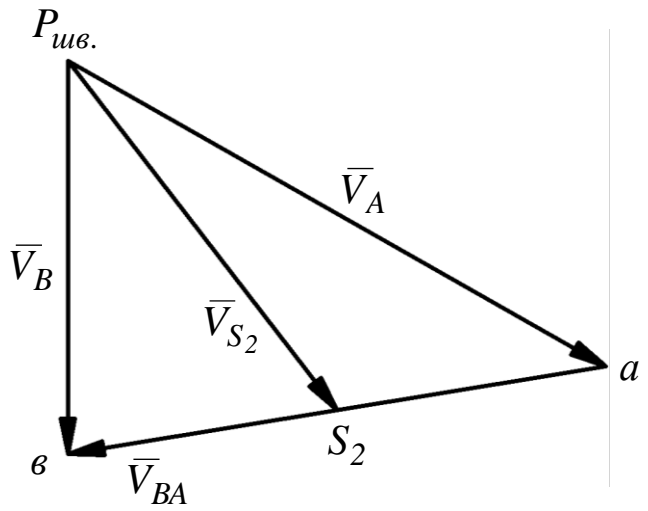


Рисунок 2.4 – План швидкостей

$$\mu_v = 0,2 \text{ м/(с·мм)}$$

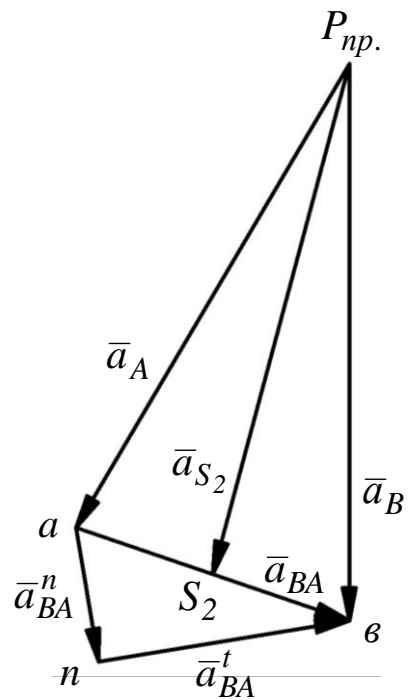


Рисунок 2.5 – План прискорень

$$\mu_a = 100 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}$$

Через точку n проводимо пряму перпендикулярно AB (напрямок вектора \bar{a}_{BA}^t), а через полюс плану прискорень проводимо вертикальну

пряму. Ці прямі перетнуться у точці v . З'єднаємо на плані прискорень точки a і v . На середині відрізка av позначимо точку S_2 – кінець вектора прискорення центра ваги шатуна.

Дійсні значення прискорень визначаються як добуток довжин відповідних векторів, взятих з плану прискорень на масштаб плану прискорень

$$a_B = P_{np} \cdot v \cdot \mu_a, \quad (2.15)$$

$$a_B = 83,11 \cdot 100 = 8311 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_2} = P_{np} \cdot S_2 \cdot \mu_a, \quad (2.16)$$

$$a_{S_2} = 78,75 \cdot 100 = 7875 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{BA}^t = n v \cdot \mu_a, \quad (2.17)$$

$$a_{BA}^t = 37,16 \cdot 100 = 3716 \text{ м/с}^2.$$

Визначаємо кутове прискорення шатуна

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{BA}}, \quad (2.18)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{3716}{0,11} = 33782 \text{ рад/с}^2.$$

Напрямок ε_2 визначаємо шляхом переносу вектора \overline{nv} прискорення a_{BA}^t у точку B ланки 2.

2.3 Силовий розрахунок

Основним завданням силового розрахунку механізму є визначення реакцій у кінематичних парах та зрівноважувальної сили або зрівноважувального моменту. Силовий розрахунок механізму, що розглядається, виконується кінетостатичним методом, в основі якого лежить принцип Даламбера: якщо до зовнішніх сил, що діють на механічну систему умовно додати сили інерції, то таку механічну систему можна розглядати як таку, що знаходиться у стані умовної рівноваги [4]. Цей метод являється формальним математичним прийомом, що дає змогу записати рівняння рівноваги для визначення невідомих реакцій у кінематичних парах механізму.

У загальному випадку, якщо ланка здійснює плоскопаралельний рух, сили інерції зводяться до головного вектора сил інерції \overline{F}_i , прикладеного у центрі мас ланки і головного моменту сил інерції \overline{M}_i .

Головний вектор сил інерції \overline{F}_i має напрямок, протилежний вектору прискорення центра мас \overline{a}_S

$$\overline{F}_i = -m \cdot \overline{a}_S, \quad (2.19)$$

де m – маса ланки ($m = \frac{G}{g}$);

G – вага ланки;

g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Головний момент сил інерції \overline{M}_i направлений протилежно кутовому прискоренню ε ланки AB

$$\overline{M}_i = -I_S \cdot \overline{\varepsilon}, \quad (2.20)$$

де I_S – момент інерції ланки відносно центра мас.

Для ланок з постійним поперечним перерізом

$$I_S = \frac{m \cdot l^2}{12}, \quad (2.21)$$

де l – довжина ланки.

Визначаємо інерційні навантаження для ланок кривошипно-шатунного механізму

$$m_2 = \frac{G_2}{g}, \quad (2.22)$$

$$m_2 = \frac{4,9}{9,81} = 0,5 \text{ кг},$$

$$m_3 = \frac{G_3}{g}, \quad (2.23)$$

$$m_3 = \frac{3,8}{9,81} = 0,387 \text{ кг},$$

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S_2}, \quad (2.24)$$

$$F_{i2} = 0,5 \cdot 7875 = 3937,5 \text{ Н},$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B, \quad (2.25)$$

$$F_{i3} = 0,387 \cdot 8311 = 3216,4 \text{ Н},$$

$$\dot{I}_{i2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2, \quad (2.26)$$

$$M_{i2} = 0,0017 \cdot 33782 = 57,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо рушійну силу для заданого положення механізму

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot P, \quad (2.27)$$

де P – тиск у циліндрі для обраного розрахункового положення механізму. Для прикладу, що розглядається, значення тиску обраного за індикаторною діаграмою становить: $P_i = 0,8P_{max}$.

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,8 \cdot 2,4 \cdot 10^6 = 9650,97 \text{ Н}.$$

Силовий розрахунок починаємо зі структурної групи 2-3. Для цього будуємо план групи (рисунок 2.6) і прикладаємо до ланок групи сили ваги G_2, G_3 , сили і моменти сил інерції F_{i2}, F_{i3}, M_{i2} , рушійну силу F_p , що прикладена до повзуна і скерована у бік його руху. Дію відкинутих ланок замінюємо реакціями R_{43} і R_{12} . Реакцію R_{12} розкладаємо на нормальну R_{12}^n , що скерована по ланці AB , і тангенційну R_{12}^t , скеровану перпендикулярно ланці AB , складові.

Для визначення складової R_{12}^t складаємо рівняння рівноваги статички, а саме суми моментів прикладених до ланок механізму сил відносно точки B

$$\sum_{i=1}^n M_B = 0: \quad R_{12}^t \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G_2} - \frac{M_{i2}}{\mu_l} - F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} = 0, \quad (2.28)$$

де $h_{F_{i2}}$, h_{G_2} – плечі відповідних сил, які визначаються за допомогою вимірювання на кресленні в міліметрах (рисунок 2.6).

З рівняння (2.28) отримаємо вираз для знаходження тангенційної складової реакції R_{12}

$$R_{12}^t = \frac{\frac{M_{i2}}{\mu_1} + F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} - G_2 \cdot h_{G_2}}{l_{AB}}}, \quad (2.29)$$

$$R_{12}^t = \frac{\frac{57,43}{0,001} + 3937,5 \cdot 22,48 - 4,9 \cdot 9}{110} = 1326,37 \text{ Н}.$$

Якщо в результаті розрахунків величина R_{12}^t є від'ємною, то напрямок вектора цієї реакції треба змінити на протилежний.

Для визначення невідомих нормальної складової R_{12}^n і реакції між повзуном та стійкою R_{43} , яка скерована перпендикулярно руху повзуна, складаємо рівняння сил, що діють на групу 2-3, $\sum \bar{F}_i = 0$.

Для спрощення подальших розрахунків рекомендується при побудові плану сил досліджуваної групи спочатку відкладати вектори сил, що діють на ланку 2, а потім на ланку 3. При складанні рівняння рівноваги необхідно починати і закінчувати невідомими складовими. З урахуванням вище згаданого, рівняння рівноваги сил, що діють на групу 2-3, запишеться в такому вигляді:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{G}_2 + \bar{F}_{i2} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{i3} + \bar{F}_p + \bar{R}_{43} = 0. \quad (2.30)$$

Відповідно до наведеного рівняння будемо план сил, починаючи з відомої складової R_{12}^t , послідовно відкладаючи усі сили в масштабі $\mu_p = 50 \text{ Н / мм}$ (рисунок 2.7).

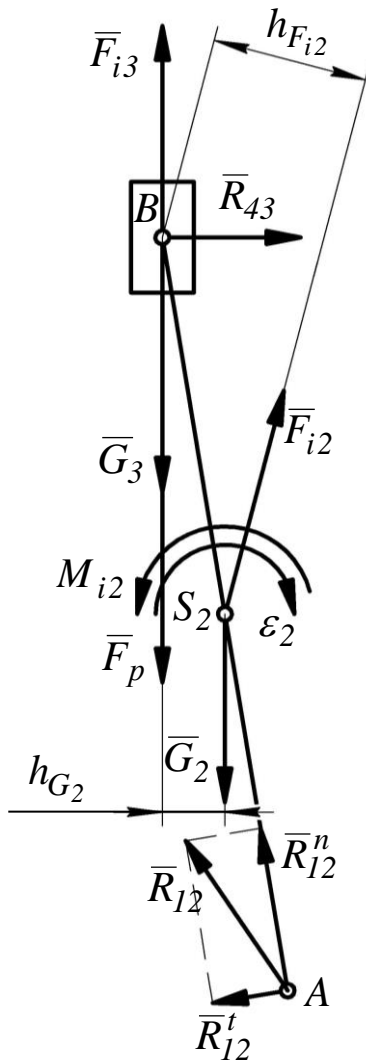


Рисунок 2.6 – План групи 2-3

$$\mu_l = 0,001 \text{ м / мм}$$

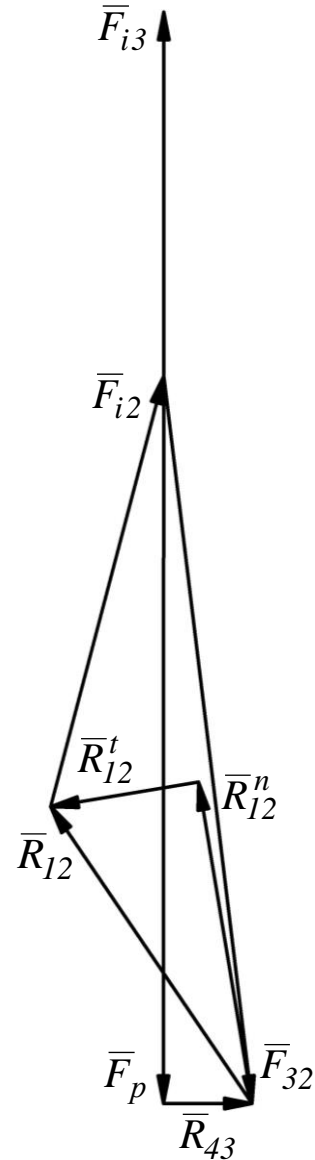


Рисунок 2.7 – План сил групи 2-3

$$\mu_p = 50 \text{ Н / мм}$$

При будівництві плану сили ваги за малістю не враховуються. Замикання силового багатокутника виконуємо шляхом проведення через початок вектора R_{12}^t лінії дії складової R_{12}^n до перетину з лінією дії

реакції R_{43} , проведеної через кінець вектора F_p . Точка перетину ліній дії R_{12}^n і R_{43} визначає їхню величину. Повну реакцію в шарнірі A отримаємо шляхом геометричного складання нормальної і тангенційної складових

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t. \quad (2.31)$$

Для визначення реакції між шатуном і повзуном складаємо рівняння рівноваги сил для шатуна

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{i2} + \bar{R}_{32} = 0. \quad (2.32)$$

Для визначення невідомої реакції R_{32} будувати новий план сил не потрібно, а на плані сил групи необхідно з'єднати кінець вектора F_{i2} з початком вектора R_{12} . Дійсні значення реакцій визначаємо шляхом множення довжин відповідних векторів, взятих із плану сил в міліметрах на масштаб плану сил μ_p

$$R_{12} = 63,44 \cdot 50 = 3172 \text{ Н},$$

$$R_{43} = 15,67 \cdot 50 = 783,5 \text{ Н},$$

$$R_{32} = 129,62 \cdot 50 = 6481 \text{ Н}.$$

Переходимо до силового розрахунку початкової ланки. На ланку діють дві реакції $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$ та \bar{R}_{41} (рисунок 2.8). З умов рівноваги $\bar{R}_{41} = -\bar{R}_{21}$.

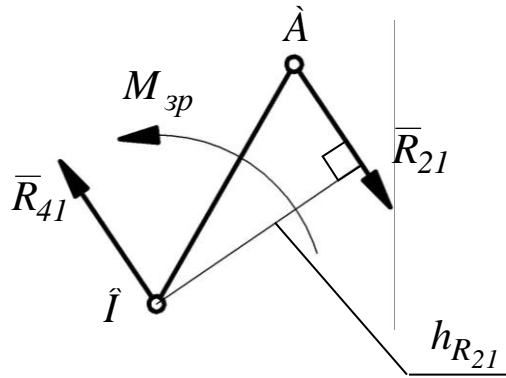


Рисунок 2.8 – Розрахункове положення для силового розрахунку початкової ланки

Реакції \bar{R}_{41} і \bar{R}_{21} утворюють пару, момент якої має зрівноважуватися моментом M_{zp} , що прикладений з боку робочої машини, тому що її привод, за завданням, здійснюється через муфту. Отже,

$$M_{zp} = R_{21} \cdot h_{R_{21}}, \quad (2.33)$$

де $h_{R_{21}}$ – плече пари сил \bar{R}_{21} та \bar{R}_{41} (обирається з рисунка 2.8 в натуральну величину в міліметрах),

$$M_{zp} = 3172 \cdot 32,39 \cdot 0,001 = 102,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

З метою перевірки правильності силового розрахунку механізму визначимо момент M_{zp} за допомогою «жорсткого важеля», що заснований на теоремі Жуковського: якщо для механізму, що рухається, побудувати план швидкостей, а потім вектори всіх активних сил і сил інерції повернути на 90° в одному напрямку і перенести в однойменні точки плану швидкостей, то сума моментів цих сил відносно полюса

дорівнює 0. Тобто ми розглядаємо рівновагу плану швидкостей як «жорсткого важеля» відносно полюса [5]. На рисунку 2.9 наведено план швидкостей механізму, що розглядається, з перенесеними в однойменні точки (повернутими на 90° за годинниковою стрілкою) силами. Момент сил інерції замінений при цьому парою сил $F'_{i2} = \frac{M_{i2}}{l_{AB}} = \frac{57,43}{0,11} = 522,1 \text{ Н}$, які прикладені в точках a і b плану швидкостей та повернуті на 90° .

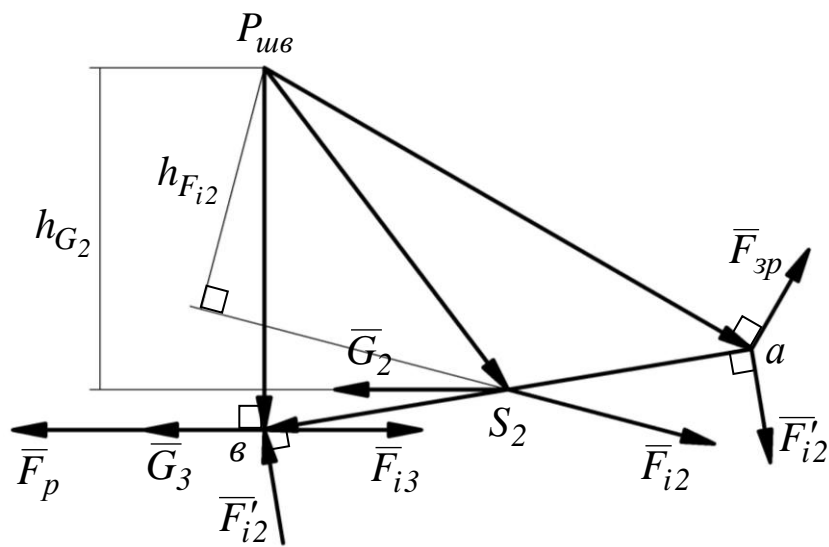


Рисунок 2.9 – Важіль Жуковського

Складаємо рівняння моментів сил відносно полюса плану швидкостей

$$\begin{aligned}
 & F_{zp} \cdot P_{шв} \cdot a - F'_{i2} \cdot a b + F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} - \\
 & - G_2 \cdot h_{G_2} - (F_p + G_3 - F_{i3}) \cdot P_{шв} \cdot b = 0,
 \end{aligned}
 \tag{2.34}$$

звідки

$$F_{зр} = \frac{F'_{i2} \cdot av - F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} + G_2 \cdot h_{G_2} + (F_p + G_3 - F_{i3}) \cdot P_{шв.в}}{P_{шв.а}}. \quad (2.35)$$

Підставляючи у формулу (2.35) числові значення сил та відповідні їм плечі отримаємо

$$F_{зр} = \frac{522,1 \cdot 74,62 - 3937,5 \cdot 37,67 + 4,9 \cdot 48,61}{85} + \frac{(9650,97 + 3,8 - 3216,4) \cdot 54,71}{85} = 2860,18 \text{ Н}.$$

Зрівноважувальний момент визначаємо за формулою

$$M_{зр} = F_{зр} \cdot l_{OA}, \quad (2.36)$$

$$M_{зр} = 2860,18 \cdot 0,036 = 102,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо розходження між двома значеннями $M_{зр}$. Воно складає

$$\delta = \left| \frac{102,74 - 102,97}{102,74} \right| \cdot 100 \% = 0,224 \%.$$

Похибка знаходиться в межах допустимих значень (не перевищує 5 %).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Теорія механізмів і машин: навч. посіб. / В. В. Пирогов, Г. Б. Філімоніхін, Ю. А. Невдаха. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. Ч. 1. 88 с.
- 2 Бурлака В. В., Кучеренко С. І., Мазоренко Д. І., Тищенко Л. М. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій: підручник. Харків, 2009. 340 с.
- 3 Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник. Київ: Наукова думка, 2002. 660 с.
- 4 Кінденко М. І. Теорія механізмів і машин: навч. посіб. для студ. техн. спеціальностей всіх форм навчання. Краматорськ: ДДМА, 2018. 82 с.
- 5 Кірієнко О. А. Теорія механізмів і машин. Розділ «Кінетостатичний аналіз механізмів»: навч. посіб. з кредитного модуля. Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. 64 с.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання розділу курсової роботи
«ПРОЄКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ
ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ»
з дисципліни
«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

Відповідальний за випуск Тіщенко В. В.

Підписано до друку 24.06.2024 р.
Умовн. друк. арк. 2,5. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного транспор-
ту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.