

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання розрахунково-графічних робіт**

**з дисципліни
«ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА»**

Харків – 2021

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 22 лютого 2021 р., протокол № 7.

Призначено для студентів денної форми навчання спеціальності «Теплоенергетика» освітніх програм «Теплоенергетика» та «Енергетичний менеджмент».

Укладачі:

доценти О. А. Логвіненко,
О. В. Надтока

Рецензент
проф. О. В. Братченко

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Дослідження шарнірно-важільного механізму технічного засобу транспортного призначення.....	5
1.1 Типові завдання на виконання розрахунково-графічної роботи.....	5
1.2 Приклад дослідження шарнірно-важільного механізму двигуна внутрішнього згоряння.....	12
1.2.1 Структурний аналіз механізму.....	12
1.2.2 Кінематичний аналіз механізму в розрахунковому положенні графоаналітичним методом.....	14
1.2.3 Силовий розрахунок механізму.....	20
2 Інженерні задачі з розрахунків на міцність елементів конструкції теплоенергетичних об'єктів.....	27
2.1 Розрахунки на міцність при деформації «розтягання»....	28
2.2 Розрахунки на міцність при деформації «кручення».....	34
2.3 Розрахунки на міцність при деформації «згинання».....	41
Список літератури.....	50
Додаток А.....	51
Додаток Б.....	52
Додаток В.....	53

ВСТУП

Навчальна дисципліна «Технічна механіка» посідає важливе місце в загальноінженерній підготовці фахівців залізничного транспорту і викладається на кафедрі механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту (УкрДУЗТ) для студентів механіко-енергетичного факультету спеціальності 144 «Теплоенергетика (освітні програми: «Теплоенергетика», «Енергетичний менеджмент»).

Однією з головних тенденцій подальшого розвитку вищої школи є формування у студентів відповідних компетенцій за профілем обраної спеціальності. При цьому для студентів механіко-енергетичного факультету, які навчаються за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», важливу роль має загальноінженерна підготовка, що передбачає вивчення дисципліни «Технічна механіка».

З метою набуття навичок самостійного виконання інженерних досліджень при проектуванні та експлуатації технічних засобів студенти виконують дві розрахунково-графічні роботи (одна робота на один семестр). За змістом вони охоплюють значну частину теоретичного курсу і включають розділи з кінематичного та силового дослідження шарнірно-важільних механізмів енергетичних і технологічних машин, а також питання щодо міцнісної надійності елементів конструкцій пристроїв і деталей машин технічних засобів транспорту.

Вихідними даними для виконання першої розрахунково-графічної роботи є номер завдання (призначається викладачем) і тризначний варіант (наприклад, «479»), за яким студент з відповідної таблиці вибирає числові значення всіх наданих в ній параметрів. Для цього необхідно два рази записати тризначний варіант, а потім під кожною з цифр літери **а, б, в, г, д, е**.

4	7	9	4	7	9
<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>

Тоді цифра над літерою «*а*» вказує, що дані з рядка «*а*» потрібно обирати за варіантом 4 (в даному прикладі – 4), «*б*» – за

варіантом 7, «в» – за варіантом 9, «г» – за варіантом 4, «д» – за варіантом 7, «е» – за варіантом 9.

Останні дві цифри призначеного викладачем тризначного варіанта дозволяють обрати номер схеми та вихідні дані для виконання другої розрахунково-графічної роботи. Наприклад варіант «79» свідчить про те, що обирається схема «9», а вихідні дані – за варіантом «7».

1 ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ТЕХНІЧНОГО ЗАСОБУ ТРАНСПОРТНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Невід’ємною частиною підготовки фахівців у галузі «Електрична інженерія» є вивчення питань щодо розроблення конструкції, складання та принципів роботи технічних засобів транспортного призначення. При цьому особливої уваги заслуговує розгляд структури механізмів технічних засобів, а також їх кінематичного та силового дослідження. Нижче наведено типові завдання та приклад дослідження шарнірно-важільного механізму технічного засобу транспортного призначення.

1.1 Типові завдання на виконання розрахунково-графічної роботи

ЗАВДАННЯ 1. Дослідження механізмів автономної пересувної водоперекачувальної установки

Установка являє собою водоперекачувальний агрегат автономного функціонування, який об’єднує двотактний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), редуктор і водяний відцентровий насос. Основним механізмом ДВЗ є кривошипно-повзунний механізм, що складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 і блока 4 (рисунок 1.1, а).

На поршень 3 діє сила тиску газів у циліндрі F , яка для положень 0...6 є рушійною силою F_p , а для положень 6...12 – силою корисного опору $F_{ко}$.

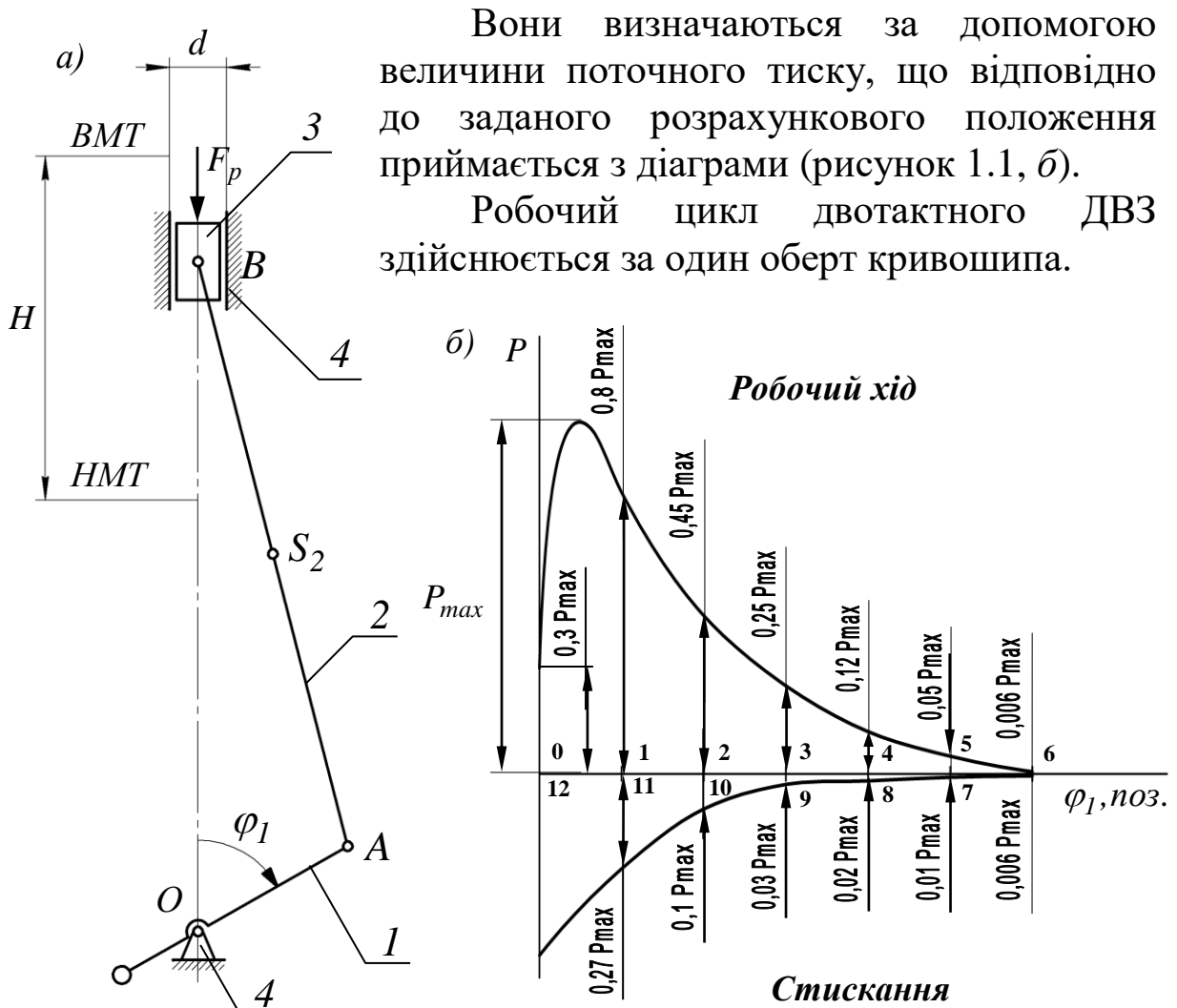


Рисунок 1.1

Відлік розрахункових положень кривошипа починається від положення верхньої мертвої точки (ВМТ). Початкові дані на розрахунки обираються з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Початкові дані

Параметри	Позначення	Варіант				
		0	1	2	3	4
a 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

Продовження таблиці 1.1

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

ЗАВДАННЯ 2. Проектування і дослідження механізмів транспортної енергетичної установки з двигуном внутрішнього згоряння

Установка об'єднує двигун внутрішнього згоряння, редуктор і генератор електричного струму.

В установці використовується двотактний ДВЗ з опозитним розташуванням циліндрів (рисунок 1.2, а), основним механізмом якого є кривошипно-повзунний механізм, що включає колінчастий вал (кривошип) 1, шатуни 2 і 4, поршні 3 і 5, блок (стояк) б.

Рушійними є сили F_p , які визначаються за показаною на рисунку 1.2, б діаграмою зміни тиску газів у циліндрах. Робочий цикл двотактного двигуна відбувається за один оберт вала. Початкові дані обираються з таблиці 1.2.

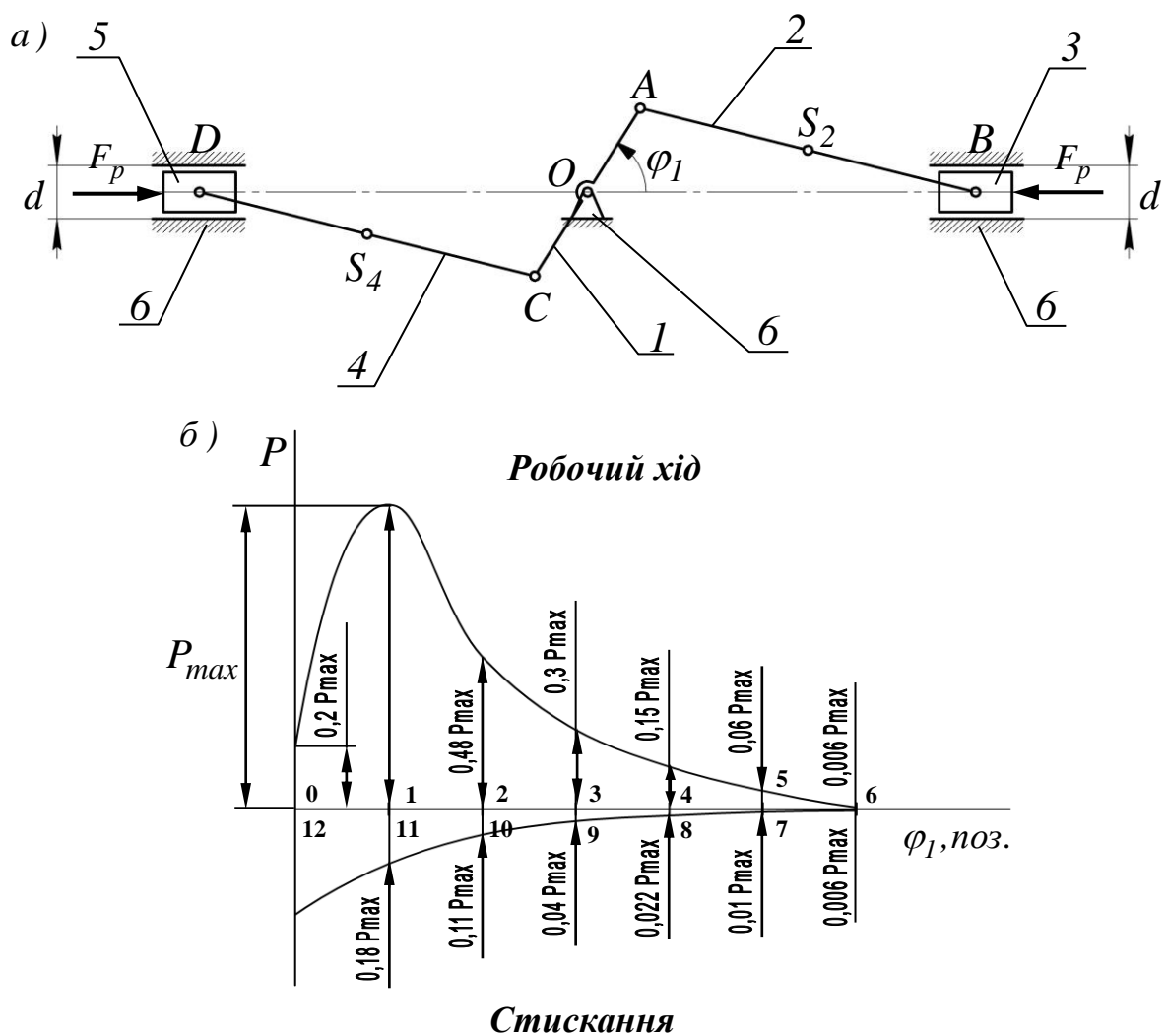


Рисунок 1.2

Таблиця 1.2 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
a	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
e	Діаметр циліндра, м	d	0,075	0,074	0,072	0,072	0,078
a	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
a	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
e	Діаметр циліндра, м	d	0,078	0,078	0,08	0,07	0,08
a	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 3. Дослідження і проектування 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, що складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 і блока 4 (рисунок 1.3, а).

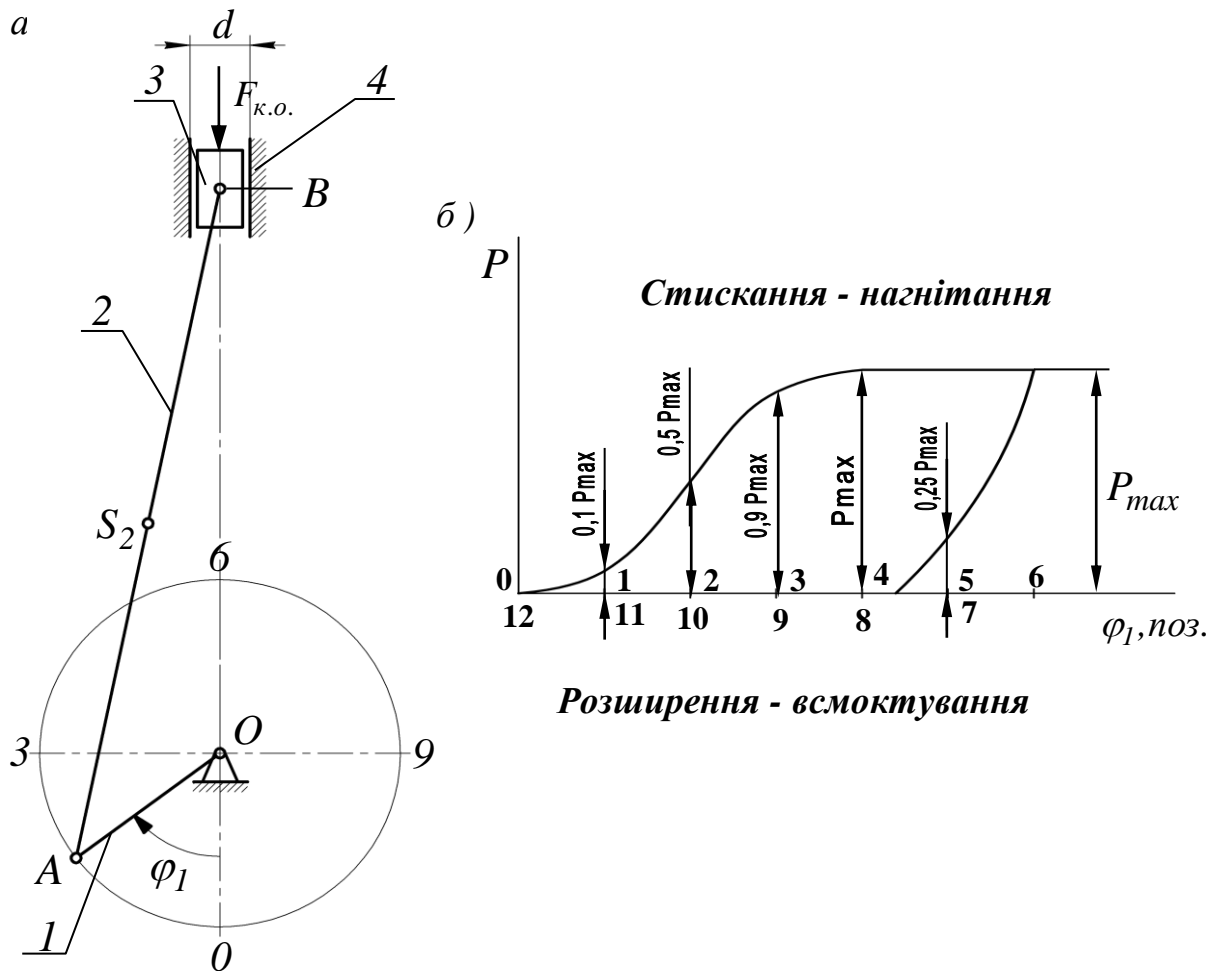


Рисунок 1.3

Принцип роботи компресора полягає в такому. При русі поршня 3 донизу в циліндрі компресора створюється розрядження, внаслідок чого відкривається втягувальний клапан і відбувається забір повітря з атмосфери. Рух поршня у зворотному напрямку стискає повітря в циліндрі. При цьому втягувальний клапан закривається, при досягненні заданого тиску

відкривається нагнітальний клапан і стиснуте повітря потрапляє у повітряний забірник. Робочий цикл компресора здійснюється за один оберт кривошипа. Діаграма зміни тиску повітря в циліндрі компресора наведена на рисунку 1.3, б. Початкові дані обираються з таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
a	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
e	Положення центра ваги шатуна	l_{AS_2}/l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
a	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
Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
a	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
e	Положення центра ваги шатуна	l_{AS_2}/l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
a	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

1.2 Приклад дослідження шарнірно-важільного механізму двигуна внутрішнього згоряння

До основних розділів дослідження важільних механізмів належать структурний аналіз, кінематичний аналіз та силовий розрахунок. Методичні рекомендації до виконання цих розділів наведено нижче на прикладі кривошипно-повзунного механізму (КПМ) двигуна внутрішнього згоряння (рисунки 1.1, а) для таких початкових даних:

- частота обертання кривошипа $n_1 = 4500$ об/хв ;
- довжина кривошипа $l_{OA} = 0,036$ м;
- співвідношення довжин ланок $l_{AB}/l_{OA} = 3,05$;
- довжина шатуна $l_{AB} = 0,036 \cdot 3,05 = 0,11$ 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 $P_{max} = 2,4$ МПа;
- вага поршня $G_3 = 3,8$ Н ;
- вага шатуна $G_2 = 4,9$ Н ;
- момент інерції шатуна відносно центра мас $I_{S_2} = 0,0017$ кг·м².

1.2.1 Структурний аналіз механізму

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

Структурний аналіз дозволяє встановити послідовність кінематичного та силового дослідження механізму.

До складу механізму (рисунки 1.4, а) входять три рухомі ланки: 1 – кривошип OA ; 2 – шатун AB ; 3 – повзун; одна нерухома ланка 4 – стояк і чотири 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 [1, 2]:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4.$$

Для досліджуваного механізму кількість рухомих ланок $n = 3$, кінематичних пар 5-го класу $p_5 = 4$, кінематичних пар 4-го класу $p_4 = 0$.

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

Досліджуваний механізм утворено шляхом приєднання до механізму 1-го класу (стояк – кривошип OA) структурної групи 2-3 (шатун 2 – повзун 3) другого класу, другого порядку, другого виду (рисунок 1.4, б). Тому механізм, що розглядається, є механізмом другого класу другого порядку.

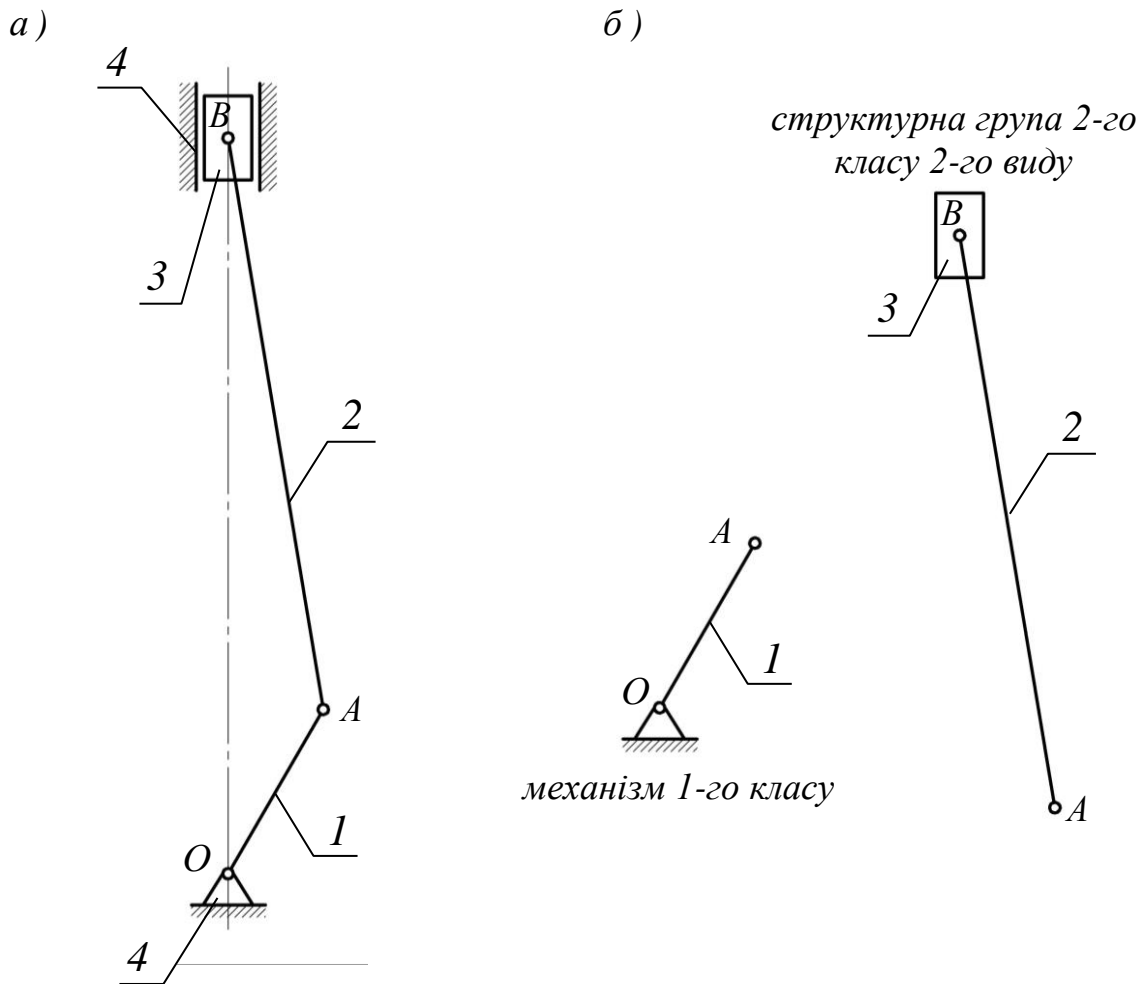


Рисунок 1.4

1.2.2 Кінематичний аналіз механізму в розрахунковому положенні графоаналітичним методом

Метою кінематичного дослідження є побудування планів і траєкторій, що описують точки ланок, а також визначення швидкостей та прискорень точок і ланок механізму [3].

На першому етапі будується план положень механізму (єдине масштабне зображення 12 положень рухомих ланок досліджуваного механізму, які визначаються заданими положеннями початкової ланки кривошипа 1). Для його отримання (рисунок 1.5) використовується метод засічок. Для побудови плану положень приймається довжина кривошипа OA (рекомендується $OA=30\dots35$ мм). Тоді масштаб плану положень, $м/мм$, $\mu_l = l_{OA} / OA$; довжина шатуна 2 на плані положень, $мм$, $AB = l_{AB} / \mu_l$.

Отже, $\mu_l = 0,036 / 36 = 0,001$ м / мм ,

$AB = l_{AB} / \mu_l = 0,11 / 0,001 = 110$ мм .

Для побудови траєкторії точки S_2 (центра ваги шатуна на рисунку 1.5) механізм встановлюється в ряд послідовних положень через 30° кута повороту кривошипа. 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, отримаємо траєкторію цієї точки (шатунну криву).

На рисунку 1.6 показано кінематичну схему досліджуваного КПМ для заданого розрахункового положення $\varphi_1 = 30^\circ$.

Для визначення швидкостей та прискорень використовуємо графоаналітичний метод (метод планів) [1-3].

План швидкостей (прискорень) є масштабним зображенням векторів абсолютних швидкостей (прискорень) точок механізму, що виходять з однієї точки, яка називається полюсом. План швидкостей (рисунок 1.7) будуємо в такій послідовності: спочатку для початкової ланки 1, потім для групи 2-3.

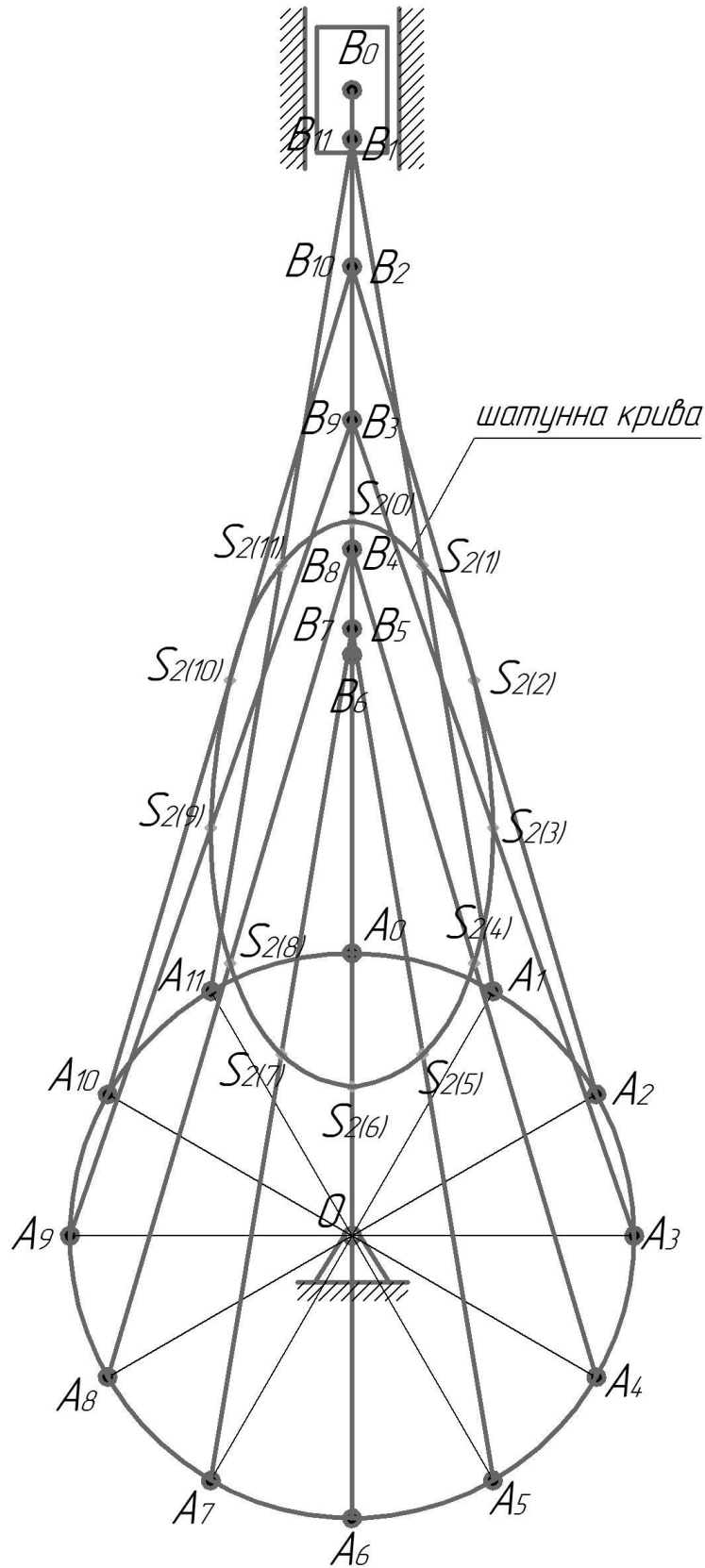


Рисунок 1.5 – План положень механізму ($\mu_l = 0,001$ м/мм)

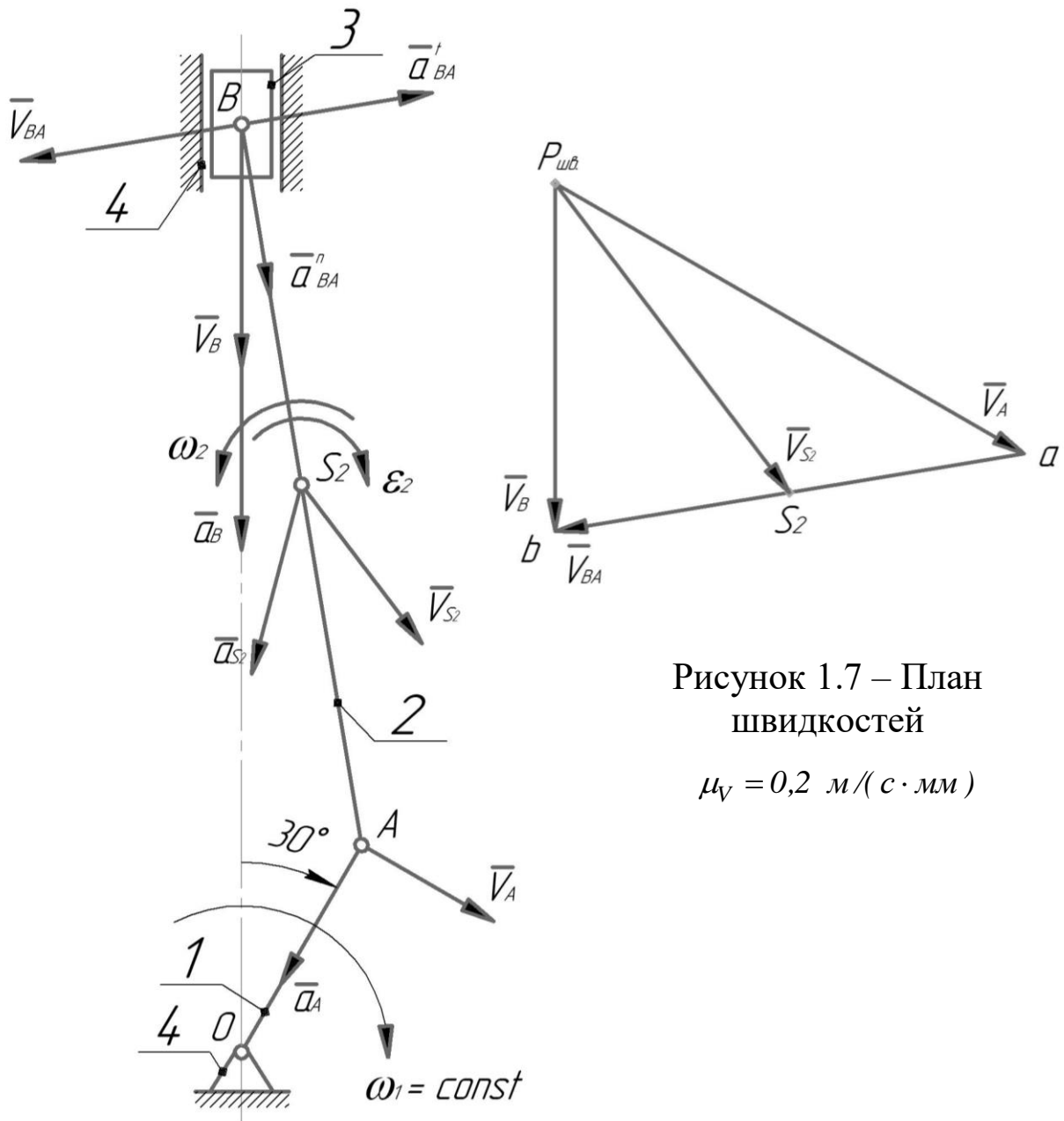


Рисунок 1.7 – План швидкостей

$$\mu_V = 0,2 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}$$

Рисунок 1.6 – Розрахункове положення механізму з визначеними напрямками векторів швидкостей та прискорень

$$\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$$

Визначаємо швидкість точки A кривошипа

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1,$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа,

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 4500}{30} = 471,239 \text{ рад/с},$$

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

Від полюса плану швидкостей $P_{шв.}$ відкладаємо вектор $\overline{P_{шв.}a}$, перпендикулярний до кривошипа в даному положенні і скерований в бік його обертання. При знаходженні масштабу плану швидкостей μ_V довжину вектора $\overline{P_{шв.}a}$ приймаємо 85 мм (рекомендується $\overline{P_{шв.}a} = 70 \dots 90 \text{ мм}$), тоді

$$\mu_V = \frac{V_A}{\overline{P_{шв.}a}} = \frac{17}{85} = 0,2 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

Далі переходимо до структурної групи 2-3. Для визначення швидкості точки B скористаємось векторними рівняннями

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

У цих векторних рівняннях відомий за модулем і напрямком вектор швидкості точки A . Вектори відносної швидкості \overline{V}_{BA} та абсолютної швидкості \overline{V}_B відомі за напрямком.

Вектор швидкості \overline{V}_{BA} спрямований 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 зображує абсолютну швидкість точки B . Для визначення швидкості центра ваги шатуна відповідно до теореми подібності на середині

відрізка ab позначаємо точку S_2 . Вектор $\overline{P_{ув.}S_2}$ визначає у масштабі μ_V швидкість центра ваги шатуна.

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

$$V_B = P_{ув.} \cdot b \cdot \mu_V = 54,7 \cdot 0,2 = 10,94 \text{ м/с},$$

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

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

Визначаємо кутову швидкість шатуна

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

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

Визначення лінійних прискорень виконуємо у тій самій послідовності, що й визначення лінійних швидкостей.

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

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 471,239^2 \cdot 0,036 = 7994,38 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення a_A зобразимо вектором $\overline{P_{пр.}a}$ (рисунок 1.8), де $P_{пр.}$ – полюс плану прискорень. Вектор $\overline{P_{пр.}a}$ скерований по ланці OA до центра її обертання, тобто до точки O . При знаходженні масштабу плану прискорень μ_a довжину вектора $\overline{P_{пр.}a}$ приймаємо $79,94 \text{ мм}$ (рекомендується $\overline{P_{пр.}a} = 70 \dots 90 \text{ мм}$), тоді

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

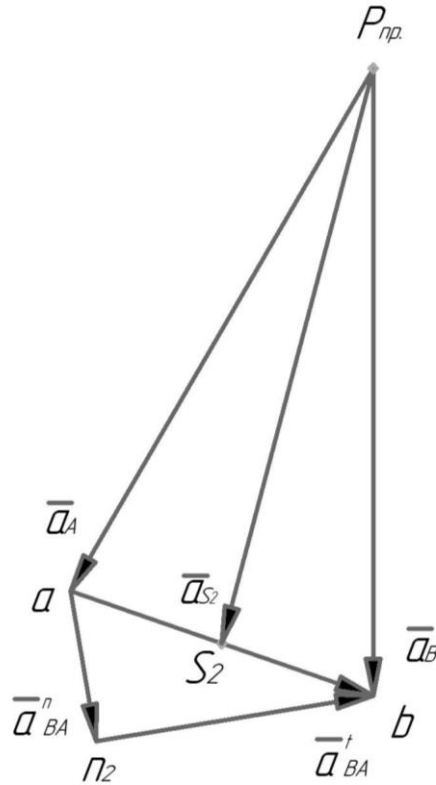


Рисунок 1.8 – План прискорень

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

Для визначення прискорення точки B складаємо векторні рівняння

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

Нормальна складова прискорення

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 135,6^2 \cdot 0,11 = 2022,61 \text{ м}/\text{с}^2.$$

Вектор \bar{a}_{BA}^n спрямований уздовж ланки AB від точки B до A ; вектор \bar{a}_{BA}^t - 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 $P_{пр.}$ плану прискорень паралельно AB у напрямку від точки B до A відкладаємо вектор $\bar{a}_{п2}$, що зображує прискорення a_{BA}^n . Довжина цього вектора

$$an_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{2022,61}{100} = 20,23 \text{ мм}.$$

Через точку n_2 проводимо пряму, перпендикулярну AB (напрямок вектора \bar{a}_{BA}^t), а через полюс плану прискорень - вертикальну пряму. Ці прямі перетнуться у точці b . З'єднаємо на плані прискорень точки a і b . На середині відрізка ab позначимо точку S_2 – кінець вектора прискорення центра ваги шатуна.

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

$$\begin{aligned} a_B &= P_{np} \cdot b \cdot \mu_a = 83,11 \cdot 100 = 8311 \text{ м/с}^2, \\ a_{S_2} &= P_{np} \cdot S_2 \cdot \mu_a = 78,75 \cdot 100 = 7875 \text{ м/с}^2, \\ a_{BA}^t &= n_2 b \cdot \mu_a = 37,16 \cdot 100 = 3716 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Знаходимо кутове прискорення шатуна

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

Напрямок ε_2 визначаємо шляхом перенесення вектора $\overline{n_2 b}$ прискорення a_{BA}^t у точку B ланки 2.

1.2.3 Силовий розрахунок механізму

Основним завданням силового розрахунку механізму є визначення реакцій в усіх кінематичних парах R_{ij} та зрівноважувального моменту M_{zp} , який потрібно прикласти до початкової ланки (кривошипа 1) для забезпечення визначених кінематичних параметрів ланок. У даному дослідженні силовий розрахунок виконується без урахування сили тертя.

Силовий розрахунок механізму, що розглядається, виконується кінетостатичним методом, в основі якого лежить принцип Даламбера [1-3], згідно з яким ланка механізму може

розглядатися як така, що перебуває у стані рівноваги, якщо до всіх діючих на неї зовнішніх сил (відомих активних і невідомих реактивних) додати сили інерції. Цей метод є формальним математичним прийомом, що дозволяє записати рівняння рівноваги кінетостатики 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 ,

$$\overline{F}_i = -m \cdot \overline{a}_S,$$

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 спрямований протилежно кутовому прискоренню ε ланки AB

$$\overline{M}_i = -I_S \cdot \varepsilon,$$

де I_S – момент інерції ланки відносно центра мас.

Для ланок з постійним поперечним перерізом

$$I_S = \frac{m \cdot l^2}{12},$$

де l – довжина ланки.

Визначаємо інерційні навантаження для ланок кривошипно-повзунного механізму

$$m_2 = \frac{G_2}{g} = \frac{4,9}{9,81} = 0,5 \text{ кг},$$

$$m_3 = \frac{G_3}{g} = \frac{3,8}{9,81} = 0,387 \text{ кг},$$

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S_2} = 0,5 \cdot 7875 = 3937,5 \text{ Н},$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B = 0,387 \cdot 8311 = 3216,4 \text{ Н},$$

$$M_{i2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,0017 \cdot 33782 = 57,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Знаходимо рушійну силу для заданого положення механізму

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

де P_i – тиск у циліндрі для обраного розрахункового положення механізму. Для прикладу, що розглядається, значення тиску, обраного за індикаторною діаграмою (рисунок 1.1, б), становить $P_i = 0,8 \cdot P_{max}$.

Силовий розрахунок починаємо зі структурної групи 2-3. Для цього будемо план групи (рисунок 1.9) 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 складову R_{12}^n , що скерована по ланці AB , і тангенційну R_{12}^t , скеровану перпендикулярно ланці AB .

Для визначення R_{12}^t складається рівняння рівноваги $\sum M_B = 0$:

$$R_{12}^t \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G_2} - \frac{M_{i2}}{\mu_l} - F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} = 0,$$

де $h_{F_{i2}}$, h_{G_2} – плечі відповідних сил, які вимірюються на кресленні в міліметрах (рисунок 1.9).

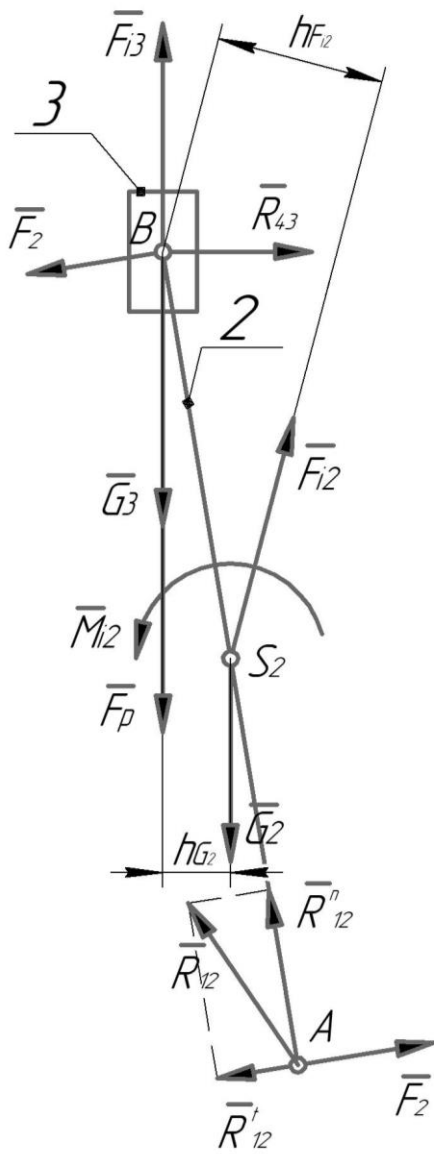


Рисунок 1.9 – План групи 2-3

$$\mu_l = 0,001 \text{ м / мм}$$

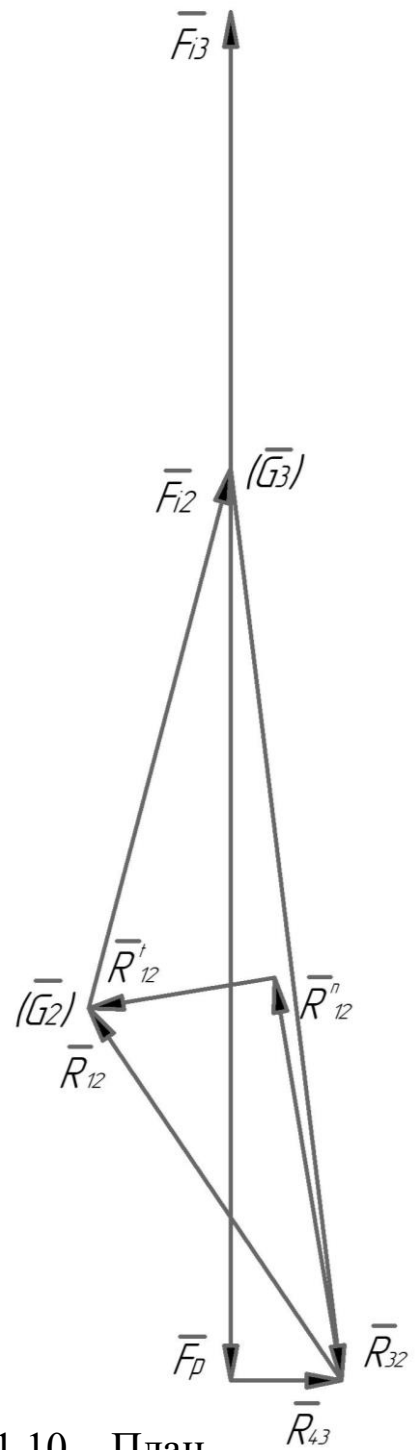


Рисунок 1.10 – План сил групи 2-3

$$\mu_F = 50 \text{ Н / мм}$$

Звідки

$$R_{12}^t = \frac{\frac{M_{i2}}{\mu_l} + F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} - G_2 \cdot h_{G_2}}{l_{AB}} = \frac{57,43}{0,001} + 3937,5 \cdot 22,48 - 4,9 \cdot 9}{110} = 1326,37 \text{ Н}.$$

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 і стояком R_{43} , скерованої 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 відкласти вектори сил, що діють на ланку 2, а потім на ланку 3. При складанні рівняння рівноваги необхідно починати і закінчувати невідомими складовими. З урахуванням вищезгаданого рівняння рівноваги сил, що діють на групу 2-3, запишеться в такому вигляді:

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

Відповідно до наведеного рівняння будемо план сил, починаючи з відомої складової R_{12}^t і послідовно відкладаючи всі сили в масштабі $\mu_F = 50 \text{ Н/мм}$ (рисунок 1.10).

При побудові 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 їх величину. Повну реакцію в шарнірі А отримаємо шляхом геометричного складання нормальної і тангенційної складових

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t.$$

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

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

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, узятих із плану сил у міліметрах на масштаб плану сил μ_F ,

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

$$R_{43} = 15,61 \cdot 50 = 780,5 \text{ Н},$$

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

Переходимо до силового розрахунку початкової ланки. На ланку діють дві реакції $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$ та \bar{R}_{41} (рисунок 1.11). З умов рівноваги $\bar{R}_{41} = -\bar{R}_{21}$.

Реакції \bar{R}_{41} і \bar{R}_{21} утворюють пару, момент якої повинен урівноважуватися моментом $M_{зр}$, прикладеним з боку робочої машини, тому що її привод відповідно до завдання здійснюється через муфту. Таким чином,

$$M_{зр} = R_{21} \cdot h_{R_{21}} \cdot \mu_l,$$

де $h_{R_{21}}$ – плече пари сил \bar{R}_{21} та \bar{R}_{41} (обирається з рисунка 1.11 у натуральну величину в міліметрах),

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

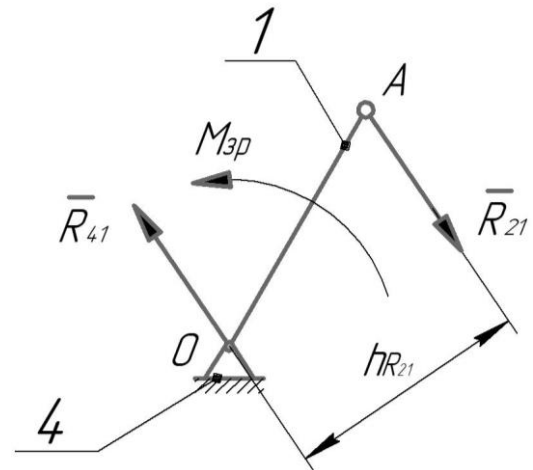


Рисунок 1.11 – Розрахункове положення для силового дослідження початкової ланки

З метою перевірки правильності силового розрахунку механізму визначимо момент $M_{зр}$ за допомогою «жорсткого важеля», що ґрунтується на теоремі Жуковського [3]: якщо для механізму, який рухається, побудувати план швидкостей, а потім вектори всіх активних сил і сил інерції повернути на 90° за годинниковою стрілкою 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. На рисунку 1.12 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 $F_2 = \frac{M_{i2}}{l_{AB}} = \frac{57,43}{0,11} = 522,1 \text{ Н}$, прикладених у точках a і b плану швидкостей та повернутих на 90° .

Складаємо рівняння моментів сил відносно полюса плану швидкостей

$$F_{зр} \cdot P_{шв.} \cdot a - F_2 \cdot a \cdot b + F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} - G_2 \cdot h_{G_2} - (F_p + G_3 - F_{i3}) \cdot P_{шв.} \cdot \vartheta = 0,$$

звідки

$$F_{зр} = \frac{F_2 \cdot a \cdot b - F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} + G_2 \cdot h_{G_2} + (F_p + G_3 - F_{i3}) \cdot P_{шв.} \cdot \vartheta}{P_{шв.} \cdot a}.$$

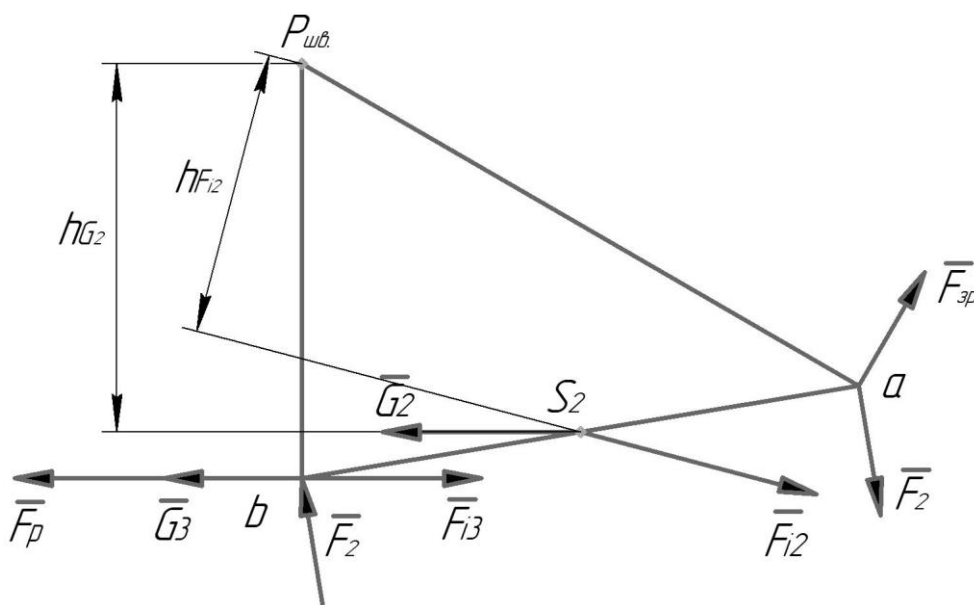


Рисунок 1.12 – «Жорсткий важіль»

Отже, підставляючи числові значення сил та відповідні їм плечі, отримаємо

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

Врівноважувальний момент розраховуємо за формулою

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot l_{OA} = 2860,18 \cdot 0,036 = 102,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо розходження між двома значеннями M_{zp} , яке складає

$$\delta = \frac{102,97 - 102,74}{102,97} \cdot 100 \% = 0,223 \%$$

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

Результати дослідження кінематики та силового розрахунку кривошипно-повзунного механізму оформляються на форматі А3 (приклад дивись у додатку В).

2 ІНЖЕНЕРНІ ЗАДАЧІ З РОЗРАХУНКІВ НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Невід'ємною частиною підготовки фахівців у галузі «Електрична інженерія» є вивчення питань міцнісної надійності елементів конструкцій пристроїв і деталей машин технічних засобів транспорту. При цьому особлива увага приділяється їх розрахункам на міцність [4, 5]. Нижче наведено завдання та приклади розрахунків на міцність конструктивних елементів при простих видах їх деформування, а саме «розтягання», «кручення» та «згинання».

2.1 Розрахунки на міцність при деформації «розтягання»

Затиснутий вгорі вертикальний сталевий стрижень (рисунок 2.1) знаходиться під дією зовнішньої сили F і власної ваги γ . За умови розв'язання задачі необхідно:

1) скласти рівняння визначення поточних значень нормальної поздовжньої сили N і нормальних напружень σ на ділянках розрахункової схеми;

2) виконати розрахунки і побудувати епюри внутрішніх поздовжніх сил і нормальних напружень;

3) визначити абсолютне подовження стрижня Δl .

Нижче на рисунку 2.1 наведено розрахункові схеми, які обираються за другою цифрою варіанта, заданого викладачем. При цьому з таблиці 2.1 за першою цифрою варіанта обираються необхідні вихідні дані для розрахунку.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані

Номер рядка	$A, \text{см}^2$	$a, \text{м}$	$b, \text{м}$	$F, \text{кН}$
0	18	6	2	3,0
1	16	5	3	2,8
2	14	4	4	2,6
3	12	3	5	2,4
4	10	2	6	2,2
5	18	6	1	2,0
6	16	5	2	1,8
7	14	4	3	1,6
8	12	3	4	1,4
9	14	2	5	2,0

Примітка – При розв'язанні задачі прийняти модуль пружності 1-го роду сталі $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, питому вагу сталі $\gamma = 77 \text{ кН} / \text{м}^3$ [4]. У розрахунках використовуються такі перевідні коефіцієнти: 10^{-4} – для переведення квадратних сантиметрів (см^2) у квадратні метри (м^2); 10^3 – кілоньютонів (кН) у ньютони (Н); 10^6 – мегапаскалів (МПа) у паскалі (Па).

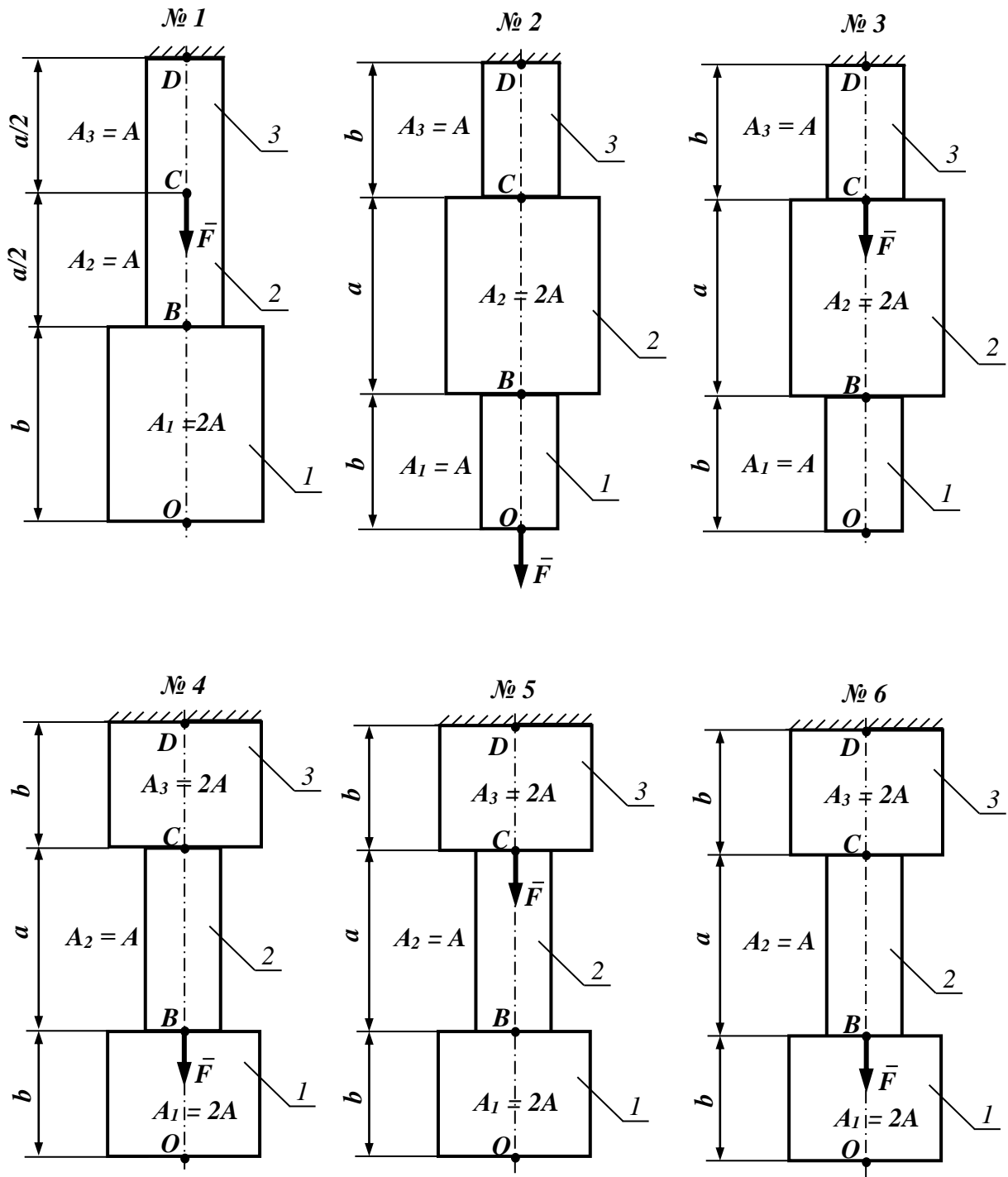


Рисунок 2.1 – Розрахункові схеми, аркуш 1

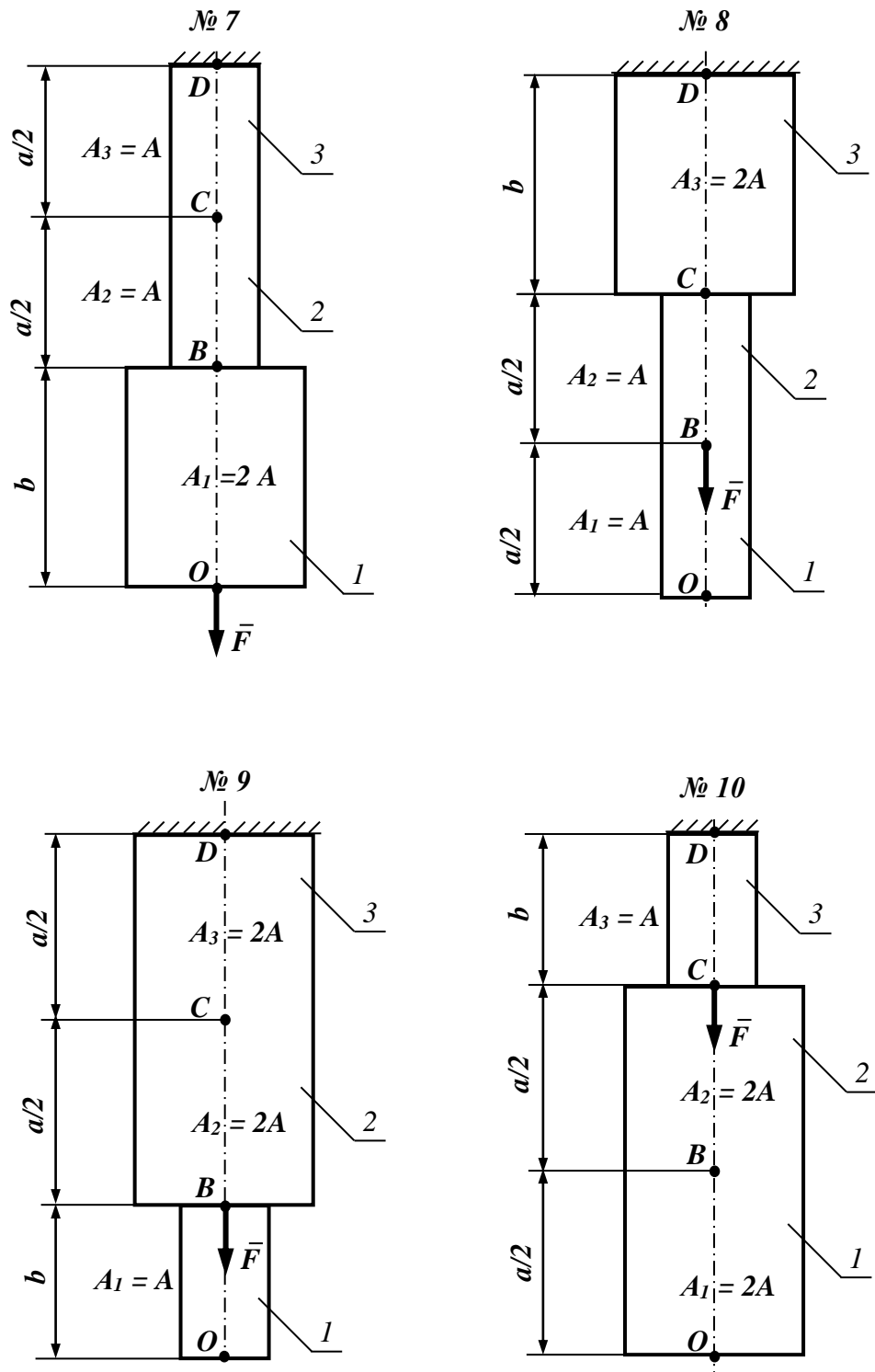


Рисунок 2.1, аркуш 2

Виконання всіх зазначених етапів самостійної роботи як приклад розглянуто для розрахункової схеми, наведеної на рисунку 2.2. Вихідними даними для розв'язання вказаної задачі є такі величини: площа поперечного перерізу $A = 10 \text{ см}^2$; довжини ділянок стрижня $a = 4,5 \text{ м}$, $b = 1 \text{ м}$; зовнішня сила $F = 1,4 \text{ кН}$; модуль пружності 1-го роду (модуль Юнга) сталі $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; питома вага сталі $\gamma = 77 \text{ кН/м}^3$.

Нижче наведено етапи розв'язання вказаної задачі.

Етап 1. Границями розрахункових ділянок стрижня ($O-B$, $B-C$, $C-D$) є місця зміни площі перерізів і точки прикладання зовнішньої сили F . Поточні значення внутрішньої поздовжньої сили N і нормальних напружень σ визначаються довжинами ділянок стрижня, їх поперечними перерізами, питомою вагою матеріалу і точками прикладання зовнішньої сили. Для знаходження сил N використовується метод перерізів: на кожній ділянці робиться переріз, в якому величина внутрішніх подовжніх сил N визначається за умов рівноваги нижньої «відсіченої» частини стрижня.

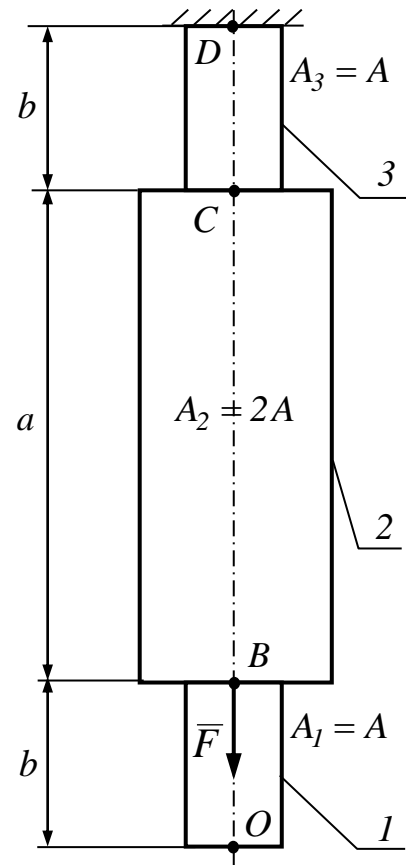


Рисунок 2.2

1 ділянка ($O-B$): $0 \leq x_1 \leq b$, $0 \leq x_1 \leq 1 \text{ м}$,

$$N_1 = A \cdot x_1 \cdot \gamma, \quad \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1}, \quad A_1 = A.$$

При $x_1 = 0$ (т. O) $N_{1O} = 10 \cdot 10^{-4} \cdot 0 \cdot 77 = 0 \text{ кН}$,

$$\sigma_{1O} = \frac{0}{10 \cdot 10^{-4}} = 0 \text{ Па}.$$

При $x_1 = 1 \text{ м}$ (т. B) $N_{1B} = 10 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 77 = 0,077 \text{ кН}$,

$$\sigma_{1B} = \frac{0,077 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = 77000 \text{ Па} = 0,077 \text{ МПа}.$$

2 ділянка (B–C): $b \leq x_2 \leq (b+a)$, $1 \text{ м} \leq x_2 \leq 5,5 \text{ м}$,

$$N_2 = A \cdot b \cdot \gamma + 2A \cdot (x_2 - b) \cdot \gamma + F, \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2}, \quad A_2 = 2 \cdot A.$$

При $x_2 = 1 \text{ м}$ (т. В)

$$N_{2B} = 10 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 77 + 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4} \cdot (1-1) \cdot 77 + 1,4 = 1,477 \text{ кН},$$

$$\sigma_{2B} = \frac{1,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} = 738500 \text{ Па} = 0,7385 \text{ МПа}.$$

При $x_2 = 5,5 \text{ м}$ (т. С)

$$N_{2C} = 10 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 77 + 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4} \cdot (5,5-1) \cdot 77 + 1,4 = 2,17 \text{ кН},$$

$$\sigma_{2C} = \frac{2,17 \cdot 10^3}{2 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} = 1085000 \text{ Па} = 1,085 \text{ МПа}.$$

3 ділянка (C–D): $(b+a) \leq x_3 \leq (2b+a)$, $5,5 \text{ м} \leq x_3 \leq 6,5 \text{ м}$,

$$N_3 = A \cdot b \cdot \gamma + 2A \cdot a \cdot \gamma + A \cdot (x_3 - a - b) \cdot \gamma + F, \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3}, \quad A_3 = A.$$

При $x_3 = 5,5 \text{ м}$ (т. С)

$$N_{3C} = 10 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 77 + 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4} \cdot 4,5 \cdot 77 +$$

$$+ 10 \cdot 10^{-4} \cdot (5,5 - 1 - 4,5) \cdot 77 + 1,4 = 2,17 \text{ кН},$$

$$\sigma_{3C} = \frac{2,17 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = 2170000 \text{ Па} = 2,17 \text{ МПа}.$$

При $x_3 = 6,5 \text{ м}$ (т. D)

$$N_{3D} = 10 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 77 + 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4} \cdot 4,5 \cdot 77 +$$

$$+ 10 \cdot 10^{-4} \cdot (6,5 - 1 - 4,5) \cdot 77 + 1,4 = 2,247 \text{ кН},$$

$$\sigma_{3D} = \frac{2,247 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = 2470000 \text{ Па} = 2,247 \text{ МПа}.$$

Етап 2. За виконаними розрахунками для кожної ділянки стрижня у прийнятому масштабі будуються епюри N і σ (рисунок 2.3).

Етап 3. Абсолютне подовження стрижня (переміщення точки $O - \Delta l_O$) визначається сумою абсолютних подовжень кожної з виділених ділянок стрижня

$$\Delta l_O = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3.$$

Абсолютне подовження кожної ділянки стрижня обчислюється за формулою [5]

$$\Delta l_i = \frac{N_{mi} \cdot l_i}{E \cdot A_i},$$

де N_{mi} – середнє значення внутрішньої поздовжньої сили N на i -й ділянці,

$$N_{mi} = \frac{N_{ni} + N_{ki}}{2},$$

де N_{ni} , N_{ki} - значення нормальної сили N на початку і в кінці i -ї ділянки;

l_i – довжина i -ї ділянки;

A_i – площа поперечного перерізу i -ї ділянки.

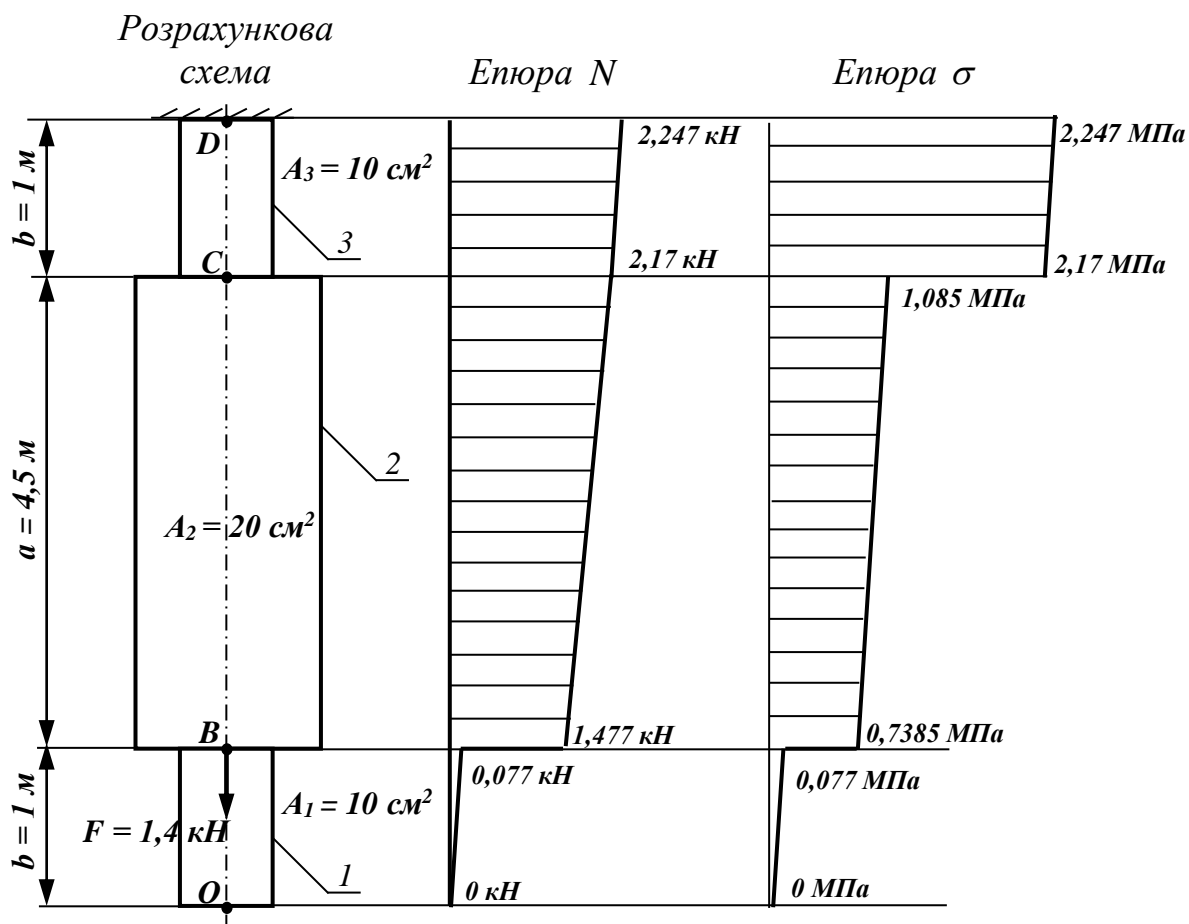


Рисунок 2.3

Подовження ділянки 1 (O – B):

$$l_1 = b = 1 \text{ м}; \quad A_1 = A = 10 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

$$\Delta l_1 = \frac{(N_{1O} + N_{1B}) \cdot l_1}{2 \cdot E \cdot A_1} = \frac{(0 + 0,077) \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} = 0,192 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Подовження ділянки 2 (B – C):

$$l_2 = a = 4,5 \text{ м}; \quad A_2 = 2 \cdot A = 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

$$\Delta l_2 = \frac{(N_{2B} + N_{2C}) \cdot l_2}{2 \cdot E \cdot A_2} = \frac{(1,477 + 2,17) \cdot 10^3 \cdot 4,5}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} = 2,051 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

Подовження ділянки 3 (C – D):

$$l_3 = b = 1 \text{ м}; \quad A_3 = A = 10 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

$$\Delta l_3 = \frac{(N_{3C} + N_{3D}) \cdot l_3}{2 \cdot E \cdot A_3} = \frac{(2,17 + 2,247) \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} = 1,104 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

Тоді абсолютне подовження стрижня дорівнює

$$\Delta l_O = (0,192 + 2,051 + 1,104) \cdot 10^{-5} = 3,347 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

2.2 Розрахунки на міцність при деформації «кручення»

До сталевого ступінчастого круглого вала з одним жорстко затиснутим кінцем (рисунок 2.4) прикладено чотири обертальні моменти M_1 , M_2 , M_3 , M_4 . За умови розв'язання задачі необхідно:

1) для кожної ділянки розрахункової схеми скласти рівняння, які дозволяють визначити крутні моменти $T_{кр}$, і виконати їх розрахунок;

2) знайти діаметри вала d_g за умов міцності при заданому значенні допустимого дотичного напруження $[\tau]$;

3) скласти для кожної розрахункової ділянки схеми рівняння, які дозволяють визначити кути закручення φ , і виконати їх розрахунок;

4) побудувати епюри крутних моментів $T_{кр}$ і кутів закручення φ .

Нижче на рисунку 2.4 наведено розрахункові схеми, які обираються за другою цифрою варіанта, заданого викладачем. При цьому з таблиці 2.2 за першою цифрою варіанта обираються необхідні вихідні дані для розрахунку.

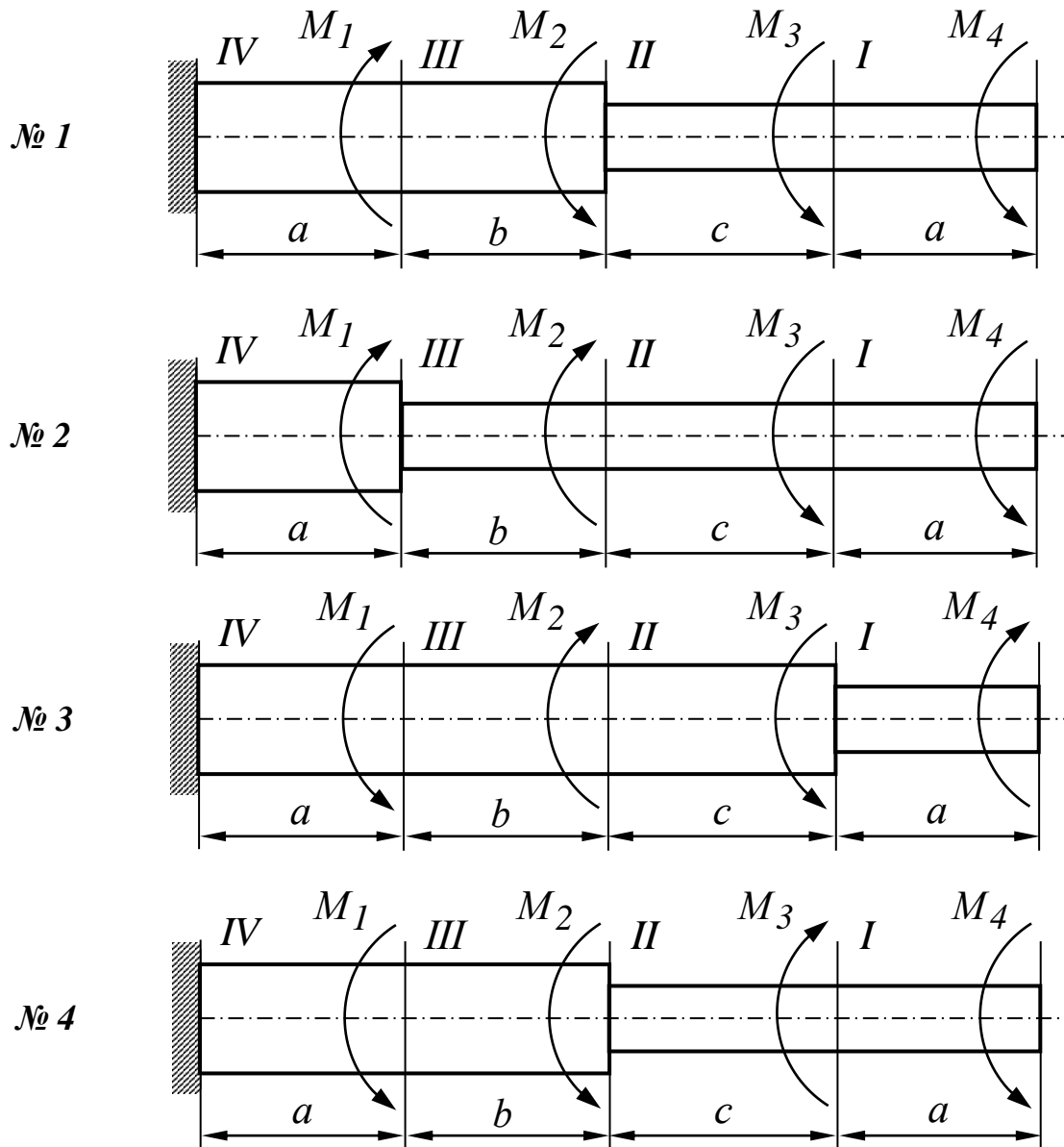


Рисунок 2.4 – Розрахункові схеми, аркуш 1

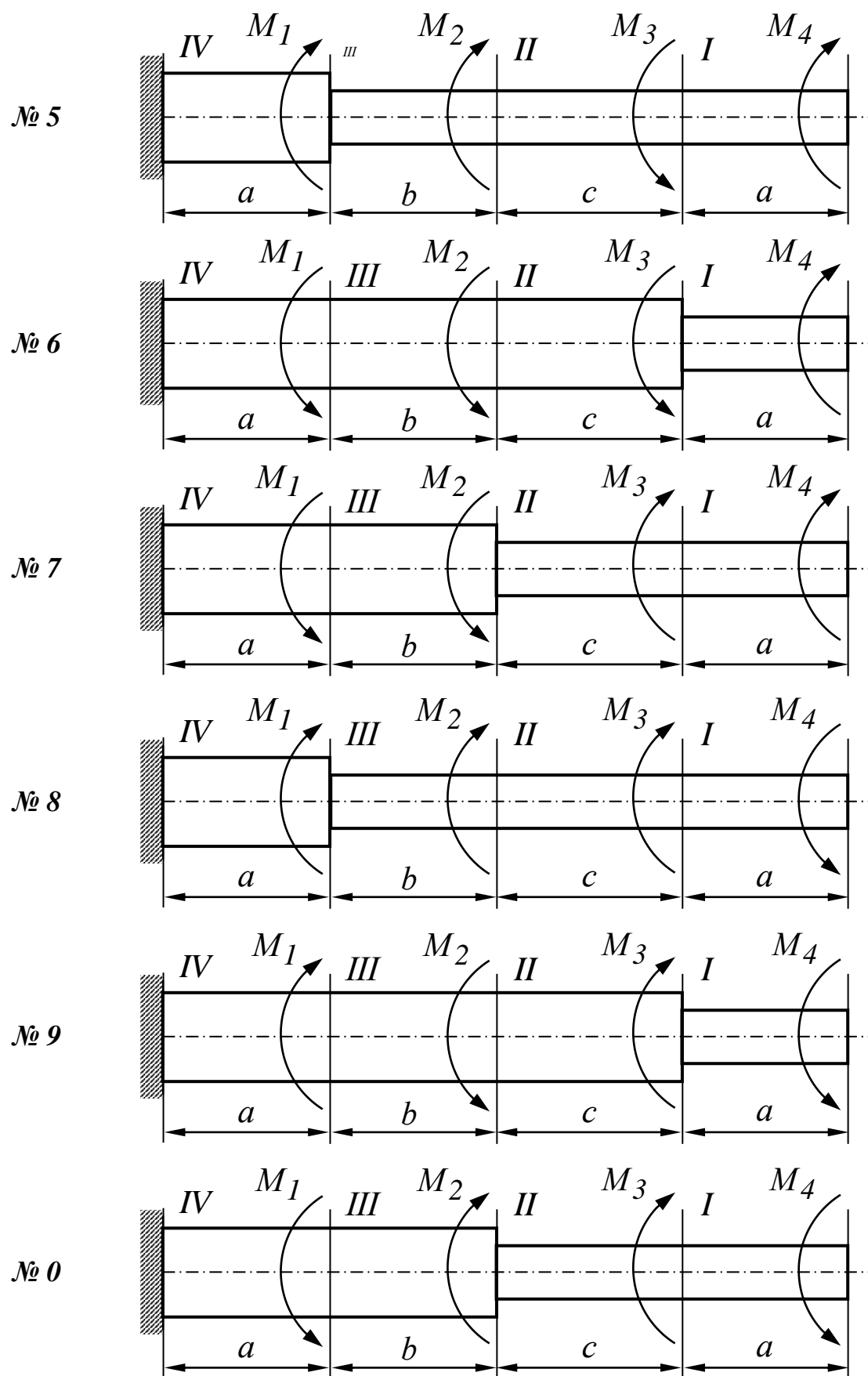


Рисунок 2.4, аркуш 2

Таблиця 2.2 – Вихідні дані

Номер рядка	Відстані, м			Обертальні моменти, кНм				[τ], МПа
	a	b	c	M_1	M_2	M_3	M_4	
1	1,5	2,0	1,2	2,1	2,0	1,1	1,3	90
2	1,4	1,9	1,3	2,0	2,1	1,2	1,1	80
3	1,3	1,8	1,4	1,9	2,2	1,3	1,2	70
4	1,2	1,7	1,8	1,8	2,3	1,4	1,0	60
5	1,1	1,6	1,9	1,7	2,4	1,5	0,8	50
6	1,1	1,5	2,0	1,6	2,3	1,6	0,9	40
7	1,2	1,1	2,1	1,7	2,2	1,7	1,0	50
8	1,3	1,2	1,5	1,8	2,1	1,8	1,1	60
9	1,4	1,3	1,6	1,9	2,0	1,9	1,2	70
0	1,5	1,4	1,7	2,0	1,9	2,0	1,3	80

Примітка – Розв’язуючи задачу, прийняти модуль пружності 2-го роду при крученні сталі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Виконання всіх зазначених етапів самостійної роботи як приклад розглянуто для розрахункової схеми, наведеної на рисунку 2.5. Вихідними даними розв’язання вказаної задачі є такі величини: довжини ділянок вала $a = 1,6$ м, $b = 2,1$ м, $c = 1,1$ м; обертальні моменти, прикладені на ділянках вала, $M_1 = 2,2$ кНм, $M_2 = 1,6$ кНм, $M_3 = 1,8$ кНм, $M_4 = 1,9$ кНм; допустиме значення дотичного напруження для сталевого вала $[\tau] = 65$ МПа; модуль пружності 2-го роду при крученні сталі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

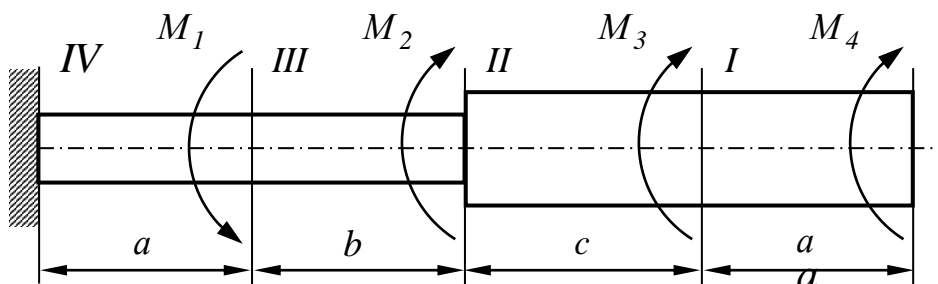


Рисунок 2.5

Нижче наведено етапи розв’язання вказаної задачі.

Етап 1. Крутний момент у будь-якому перерізі вала кількісно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх моментів,

прикладених з одного боку від перерізу [5]. Знак моменту вважається додатним, якщо зовнішній момент при погляді з правого (вільного) кінця вала спрямований за годинниковою стрілкою. Вал має чотири розрахункові ділянки (I, II, III, IV). Для знаходження крутних моментів $T_{кр}$ використовується метод перерізів: на кожній ділянці робиться переріз, в якому величина крутного моменту визначається за умов рівноваги правої «відсіченої» частини вала.

Ділянка 1: $T_{кр1} = M_4 = 1,9 \text{ кНм}.$

Ділянка 2: $T_{кр2} = M_4 + M_3 = 1,9 + 1,8 = 3,7 \text{ кНм}.$

Ділянка 3: $T_{кр3} = M_4 + M_3 + M_2 = 1,9 + 1,8 + 1,6 = 5,3 \text{ кНм}.$

Ділянка 4:

$T_{кр4} = M_4 + M_3 + M_2 - M_1 = 1,9 + 1,8 + 1,6 - 2,2 = 3,1 \text{ кНм}.$

Етап 2. Для визначення діаметрів вала за умови міцності при заданому значенні допустимого дотичного напруження $[\tau]$ з чотирьох розрахованих на ділянках крутних моментів обираються максимальні (**максимальні значення крутного моменту обираються за модулем**):

- на ділянках I та II: $T_{крmax I,II} = |T_{кр2}| = 3,7 \text{ кНм};$

- на ділянках III та IV: $T_{крmax III,IV} = |T_{кр3}| = 5,3 \text{ кНм}.$

Умова міцності при крученні має вигляд

$$\tau = \frac{T_{крmax}}{W_\rho} \leq [\tau],$$

де $W_\rho = \frac{\pi \cdot d_\rho^3}{16}$ – момент опору при крученні для круглого вала діаметром d_ρ .

Мінімальний діаметр вала за умов міцності при деформації кручення визначається за формулою

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{крmax}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

Отже, на ділянках I та II

$$d_{min I,II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{крmax I,II}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 65 \cdot 10^6}} = 0,0662 \text{ м},$$

а на ділянках III та IV

$$d_{min III,IV} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{крmax III,IV}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 65 \cdot 10^6}} = 0,0746 \text{ м}.$$

Розрахункові значення мінімального діаметра вала округляємо до ближчого більшого значення з ряду $R_a 40$ (ГОСТ 6636-69): 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240), а саме:

- на ділянках I та II $d_{e I,II} = 67 \text{ мм}$;
- на ділянках III та IV $d_{e III,IV} = 75 \text{ мм}$.

Етап 3. Якщо вал навантажено декількома крутними моментами, то для побудови епюри кутів закручування необхідно визначити для кожної ділянки кут закручування одного його кінця відносно іншого. Потім ці кути складаються алгебраїчно. Кут закручування на кожній ділянці визначається за формулою [5]

$$\varphi_i = \frac{T_{кри} \cdot l_i}{G \cdot I_{\rho i}},$$

де l_i – довжина i -ї ділянки;

$I_{\rho i}$ – полярний момент інерції на i -й ділянці.

Для гладкого вала полярний момент інерції розраховується за формулою

$$I_{\rho} = \frac{\pi \cdot d_{\epsilon}^4}{32}.$$

Полярні моменти інерції на ділянках вала [4, 5] такі:

$$I_{\rho 1} = I_{\rho 2} = \frac{\pi \cdot d_{\epsilon I, II}^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,067^4}{32} = 1,977 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$$I_{\rho 3} = I_{\rho 4} = \frac{\pi \cdot d_{\epsilon III, IV}^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,075^4}{32} = 3,106 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Визначення кутів закручування починається з ділянки *IV*

$$\varphi_{IV} = \frac{T_{кр4} \cdot a}{G \cdot I_{\rho 4}} = \frac{3,1 \cdot 10^3 \cdot 1,6}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 3,106 \cdot 10^{-6}} = 1,996 \cdot 10^{-2} \text{ рад},$$

$$\varphi_{III} = \varphi_{IV} + \frac{T_{кр3} \cdot b}{G \cdot I_{\rho 3}} = 1,996 \cdot 10^{-2} +$$

$$+ \frac{5,3 \cdot 10^3 \cdot 2,1}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 3,106 \cdot 10^{-6}} = 6,475 \cdot 10^{-2} \text{ рад},$$

$$\varphi_{II} = \varphi_{III} + \frac{T_{кр2} \cdot c}{G \cdot I_{\rho 2}} = 6,475 \cdot 10^{-2} +$$

$$+ \frac{3,7 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 1,977 \cdot 10^{-6}} = 9,048 \cdot 10^{-2} \text{ рад},$$

$$\varphi_I = \varphi_{II} + \frac{T_{кр1} \cdot a}{G \cdot I_{\rho 1}} = 9,048 \cdot 10^{-2} +$$

$$+ \frac{1,9 \cdot 10^3 \cdot 1,6}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 1,977 \cdot 10^{-6}} = 10,97 \cdot 10^{-2} \text{ рад}.$$

Етап 4. За виконаними розрахунками для кожної ділянки вала у прийнятому масштабі будуються епюри крутних моментів $T_{кр}$ і кутів закручування φ (рисунок 2.6).

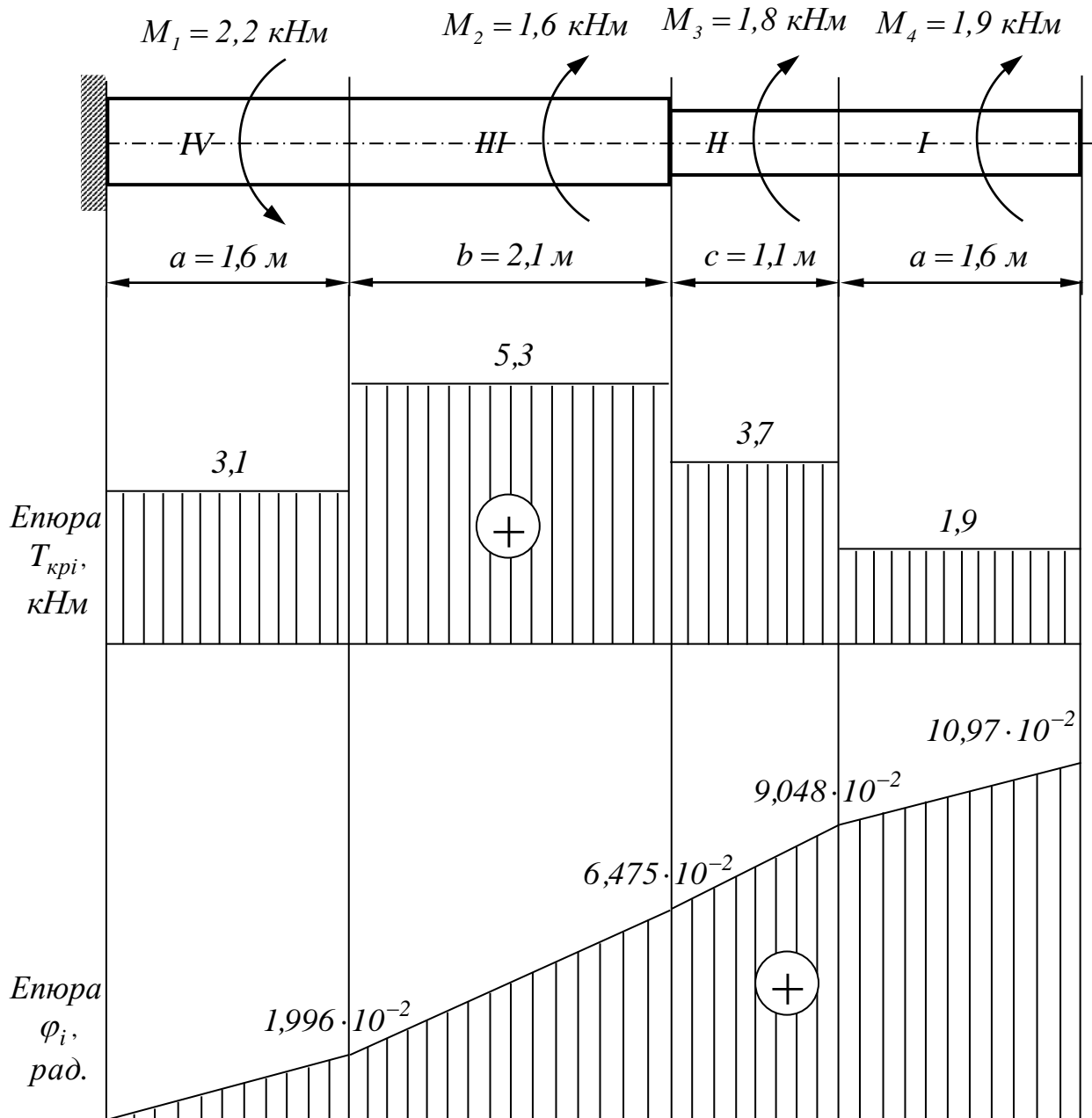


Рисунок 2.6

2.3 Розрахунки на міцність при деформації «згинання»

За умови розв'язання задачі для заданої балки (рисунок 2.7) необхідно:

- 1) визначити опорні реакції та виконати їх перевірку;
- 2) скласти для кожної розрахункової ділянки схеми рівняння, які дозволяють визначити згинальні моменти M_z і поперечні сили Q_y , та виконати їх розрахунки;

3) побудувати епюри згинальних моментів і поперечних сил та визначити значення максимального згинального моменту $M_{z_{max}}$;

4) за величиною максимального згинального моменту підібрати сталеву балку із швелера при заданому допустимому нормальному напруженні $[\sigma]=160$ МПа.

Нижче на рисунку 2.7 наведено розрахункові схеми, які обираються за другою цифрою варіанта, заданого викладачем. При цьому з таблиці 2.3 за першою цифрою варіанта обираються необхідні вихідні дані для розрахунку.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані

Номер рядка	$a, м$	$b, м$	$c, м$	$F, кН$	$q, кН / м$	$M, кНм$
1	0,9	1,3	1,0	12	6	2
2	1,0	1,2	1,1	10	5	3
3	1,1	1,1	1,2	8	3	4
4	1,2	1,0	1,0	6	4	5
5	1,3	0,9	1,2	4	2	6
6	1,0	1,1	1,4	6	5	2
7	1,2	1,0	1,0	4	6	3
8	1,1	0,9	1,2	8	2	4
9	0,9	1,3	1,3	10	3	5
0	1,3	1,2	1,4	12	4	6

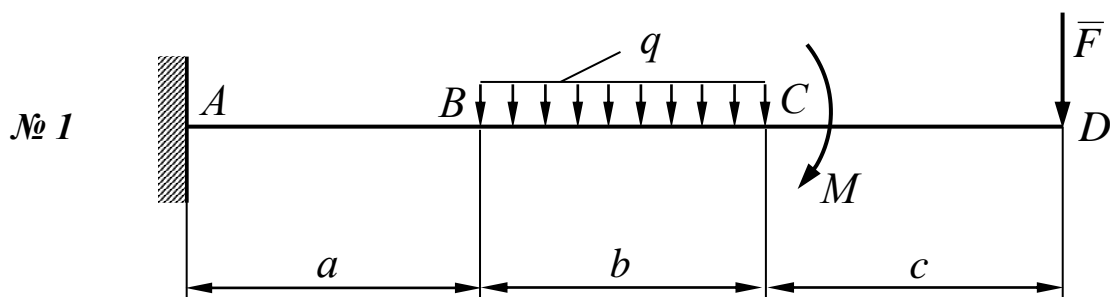


Рисунок 2.7 – Розрахункові схеми, аркуш 1

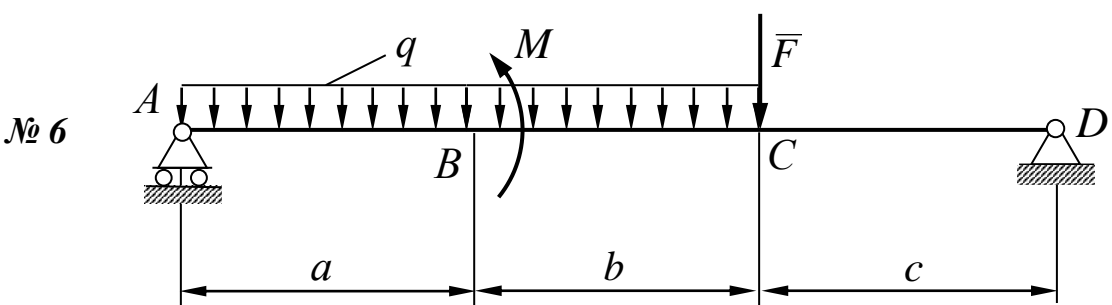
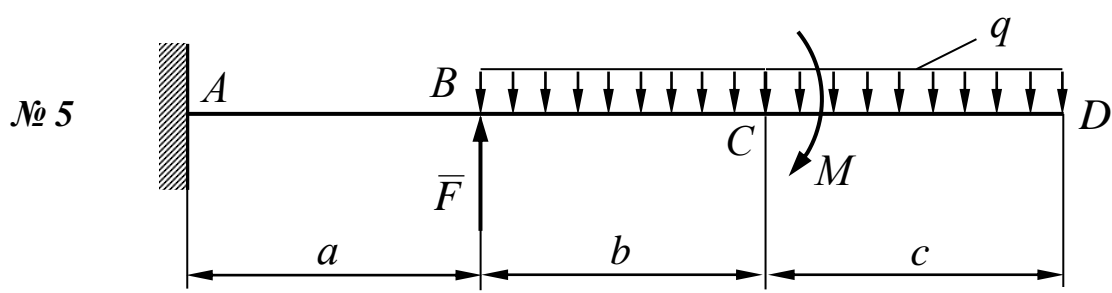
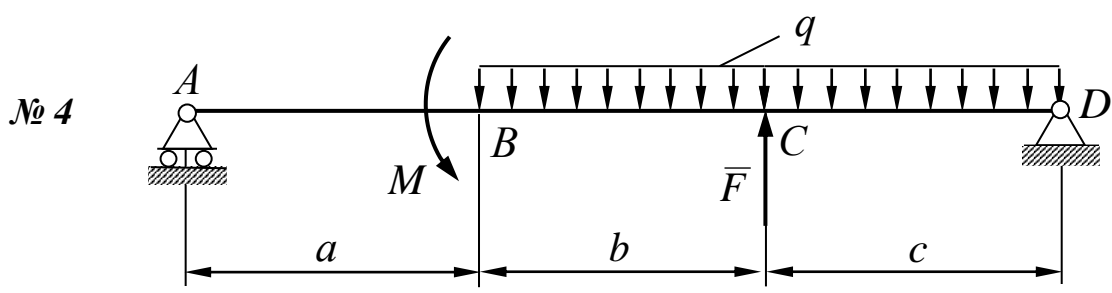
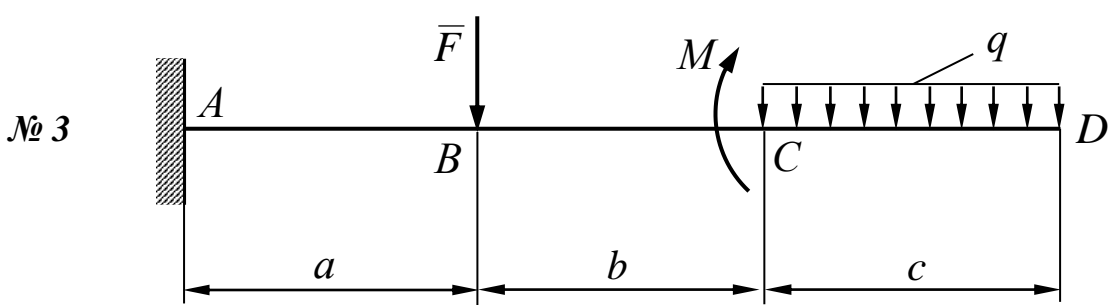
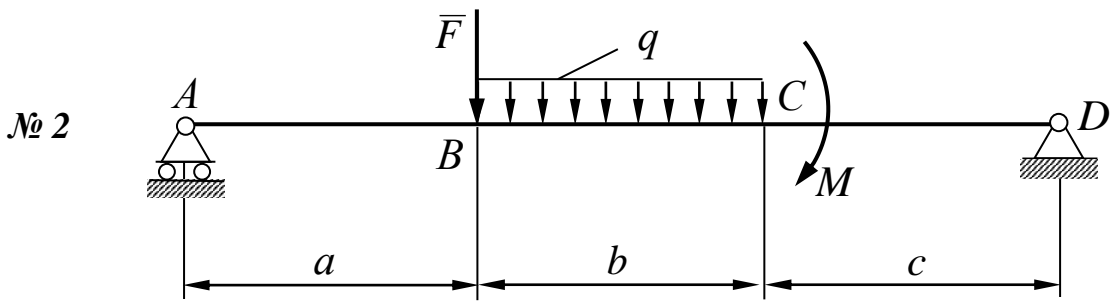


Рисунок 2.7, аркуш 2

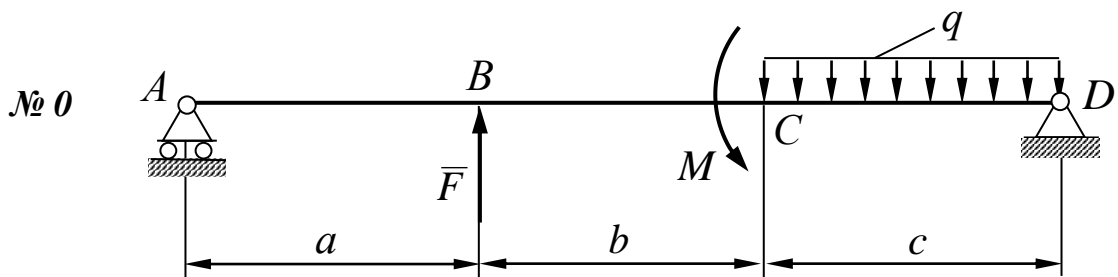
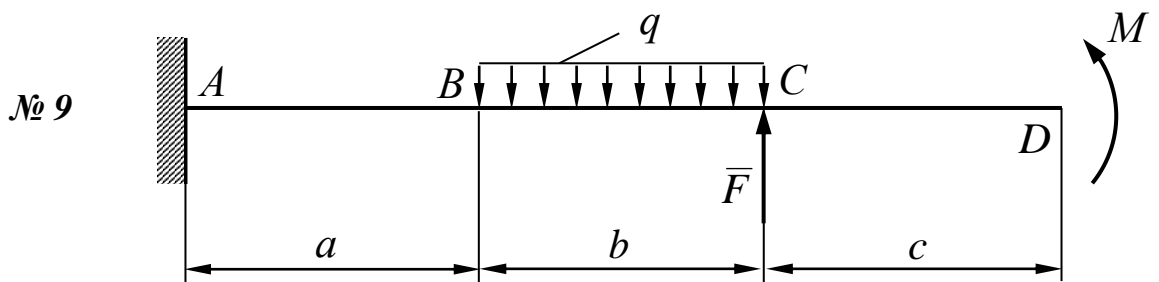
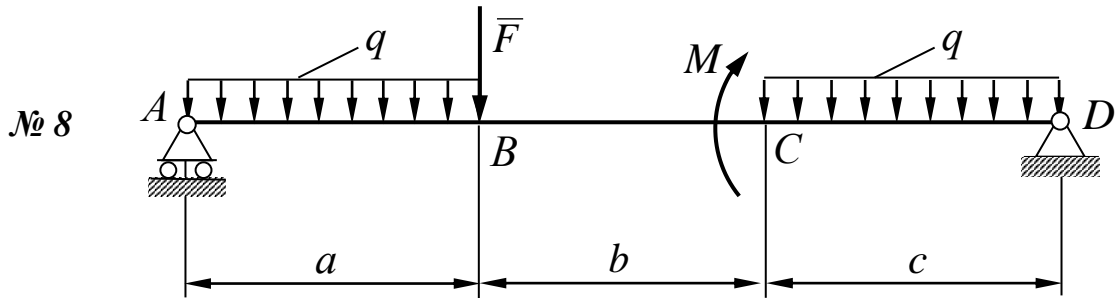
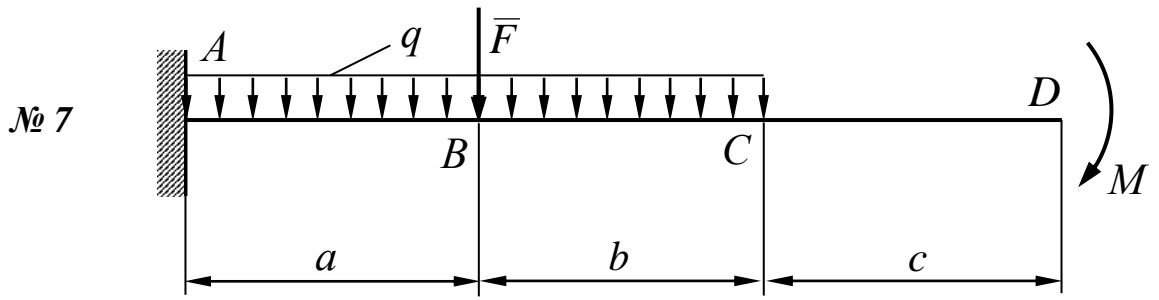


Рисунок 2.7, аркуш 3

Виконання всіх зазначених етапів самостійної роботи як приклад розглянуто для розрахункової схеми, наведеної на рисунку 2.8. Вихідними даними розв'язання вказаної задачі є такі

величини: довжини $a_1 = 1 \text{ м}$, $a_2 = 0,5 \text{ м}$, $l = 2,5 \text{ м}$; зовнішній момент $M = 3 \text{ кНм}$; розподілене навантаження $q = 2 \text{ кН/м}$; допустиме нормальне напруження при згинанні сталі $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

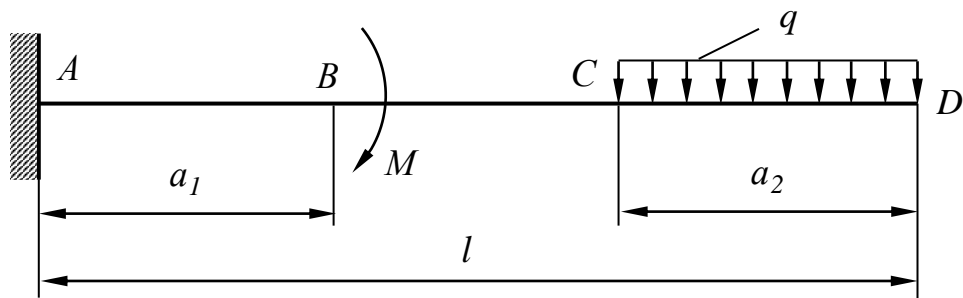


Рисунок 2.8

Нижче наведено етапи розв'язання вказаної задачі.

Етап 1. Визначення опорних реакцій виконується за допомогою рівнянь рівноваги [1, 4], які складаються відповідно до схеми, наведеної на рисунку 2.9. Тут R_{Ax} , R_{Ay} (реакції) та M_A (реактивний момент) - складові повної реакції жорсткого закріплення, а Q - зосереджена сила, яка замінює рівномірне розподілене навантаження q .

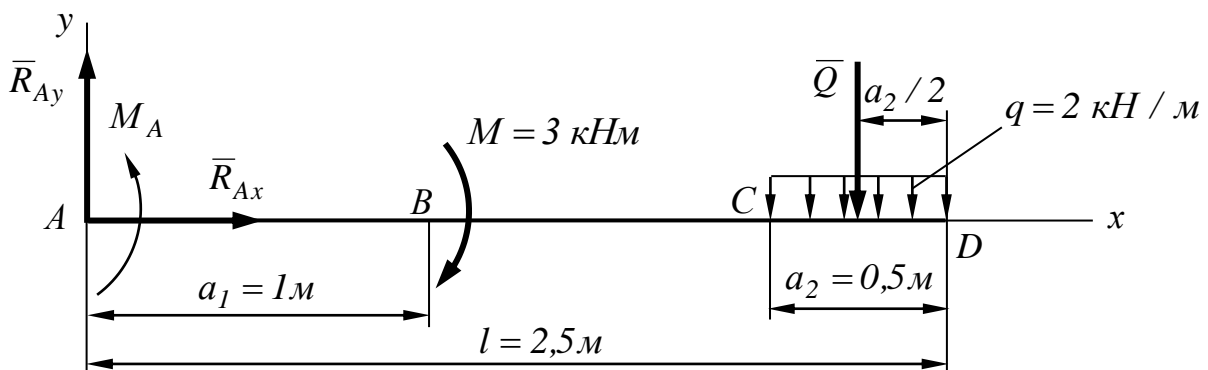


Рисунок 2.9

Перша умова $\sum_{i=1}^n X_i = 0$: $\sum_{i=1}^n X_i = R_{Ax} = 0$.

Друга умова $\sum_{i=1}^m Y_i = 0$: $\sum_{i=1}^m Y_i = R_{Ay} - Q = 0$, де $Q = q \cdot a_2$.

Третя умова $\sum_{i=1}^k M_i(A) = 0$: $\sum_{i=1}^k M_i(A) = M_A - M - Q \cdot (l - \frac{a_2}{2}) = 0$.

З першої умови знаходимо R_{Ax} : $R_{Ax} = 0$.

З другої умови знаходимо R_{Ay} : $R_{Ay} = Q = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ кН}$.

З третьої умови знаходимо M_A :

$$M_A = M + Q \cdot \left(l - \frac{a_2}{2} \right) = 3 + 1 \cdot \left(2,5 - \frac{0,5}{2} \right) = 5,25 \text{ кНм}.$$

Якщо в результаті розрахунків опорна реакція або момент набувають від'ємних значень, то це свідчить про те, що вони скеровані у протилежний до обраного бік.

Правильність визначення реакцій перевіряємо з рівняння

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^j M_i(B) &= -R_{Ay} \cdot a_1 + M_A - M - Q \cdot \left(l - a_1 - \frac{a_2}{2} \right) = \\ &= -1 \cdot 1 + 5,25 - 3 - 1 \cdot \left(2,5 - 1 - \frac{0,5}{2} \right) = 0. \end{aligned}$$

Отриманий результат вказує на те, що опорні реакції визначено правильно.

Етап 2. Визначення згинальних моментів M_z і поперечних сил Q_y .

Балка має три розрахункові ділянки: ділянка 1 – A-B; ділянка 2 – B-C; ділянка 3 – D-C.

Для визначення згинальних моментів і поперечних сил використовуємо метод перерізів, а саме на кожній ділянці робимо переріз і розглядаємо рівновагу будь-якої частини балки.

Ділянка 1 (A-B): $a_1 \geq x_1 \geq 0$, $1 \text{ м} \geq x_1 \geq 0$,

$M_{z1} = Y_A \cdot x_1 - M_A$ – рівняння прямої лінії;

$Q_{y1} = Y_A = \text{const}$.

При $x_1 = 0$

$M_{z1} = 1 \cdot 0 - 5,25 = -5,25 \text{ кНм}$,

$Q_{y1} = 1 \text{ кН}$.

При $x_1 = 1 \text{ м}$

$M_{z1} = 1 \cdot 1 - 5,25 = -4,25 \text{ кНм}$,

$Q_{y1} = 1 \text{ кН}$.

Ділянка 2 (B-C): $l - a_2 \geq x_2 \geq a_1$, $2 \text{ м} \geq x_2 \geq 1 \text{ м}$,

$M_{z2} = Y_A \cdot x_2 - M_A + M$ – рівняння прямої лінії;

$Q_{y2} = Y_A = \text{const}$.

При $x_2 = 1 \text{ м}$

$M_{z2} = 1 \cdot 1 - 5,25 + 3 = -1,25 \text{ кНм}$,

$Q_{y2} = 1 \text{ кН}$.

При $x_2 = 2 \text{ м}$

$M_{z2} = 1 \cdot 2 - 5,25 + 3 = -0,25 \text{ кНм}$,

$Q_{y2} = 1 \text{ кН}$.

Ділянка 3 (D-C): $a_2 \geq x_3 \geq 0$, $0,5 \text{ м} \geq x_3 \geq 0$,

$M_{z3} = -\frac{q \cdot x_3^2}{2}$ – рівняння квадратної параболи;

$Q_{y3} = q \cdot x_3$ – рівняння прямої лінії.

При $x_3 = 0 \text{ м}$

$M_{z3} = -\frac{2 \cdot 0^2}{2} = 0 \text{ кНм}$,

$Q_{y3} = 2 \cdot 0 = 0 \text{ кН}$.

При $x_3 = 0,5 \text{ м}$

$M_{z3} = -\frac{2 \cdot 0,5^2}{2} = -0,25 \text{ кНм}$,

$Q_{y3} = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ кН}$,

Етап 3. За виконаними розрахунками для кожної ділянки у прийнятому масштабі будуються епюри згинальних моментів M_z і поперечних сил Q_y (рисунок 2.10).

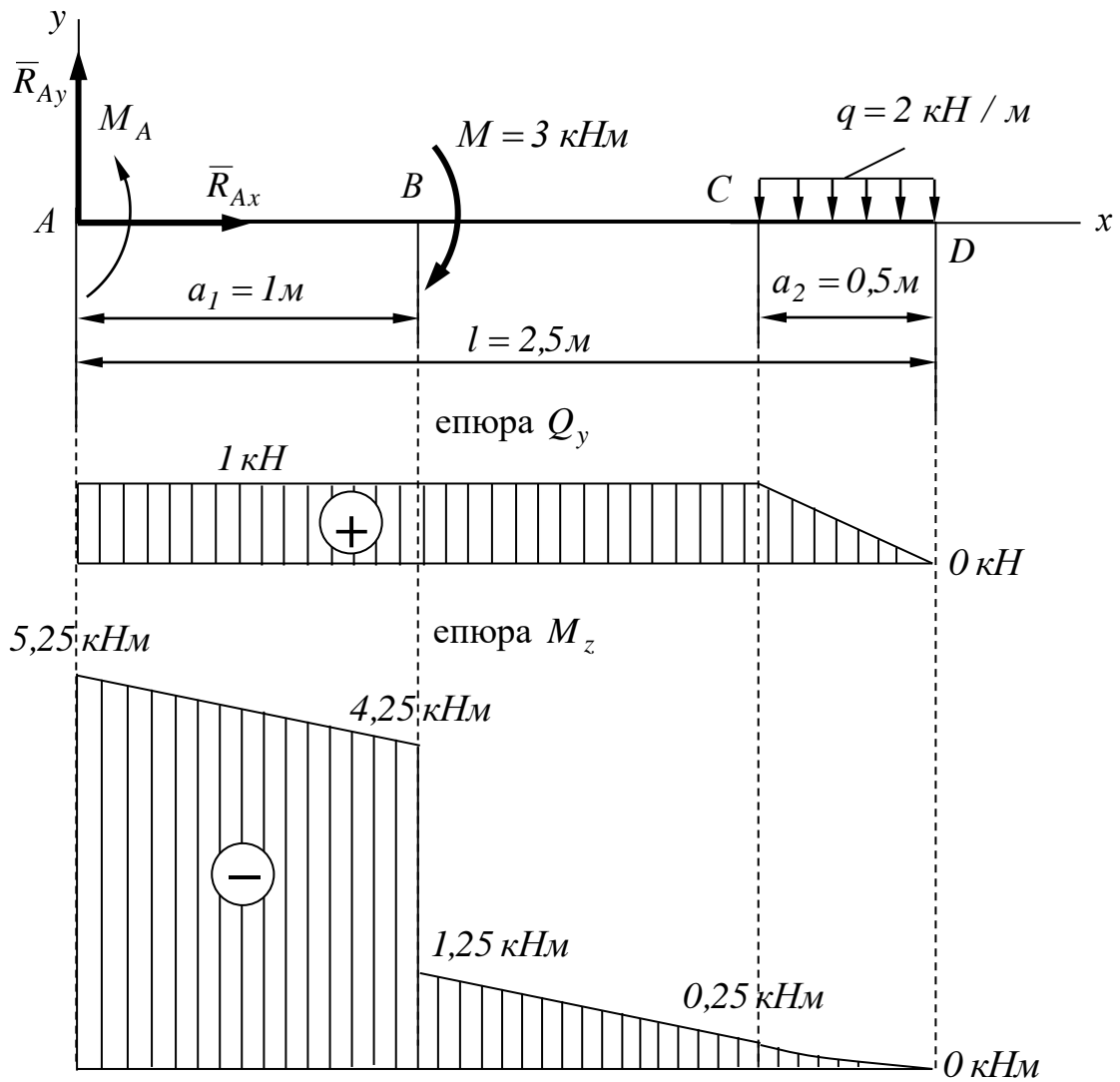


Рисунок 2.10

Етап 4. Розрахунковим перерізом у балці буде переріз у точці A , де має місце максимальний згинальний момент $M_{zmax} = |M_{z1}| = 5,25 \text{ кНм}$ (максимальне значення згинального моменту обирається за модулем).

Переріз балки визначаємо з умови міцності [1, 4, 5]

$$\sigma_{max} = \frac{M_{zmax}}{W_z} \leq [\sigma],$$

звідки

$$W_z = \frac{M_{zmax}}{[\sigma]} = \frac{5,25 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 32,81 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 32,81 \text{ см}^3.$$

За сортаментом (таблиця 2.4) обираємо швелер № 10, що має момент опору (найближчий у бік зростання в порівнянні з розрахунковим значенням) $W_z = 34,8 \text{ см}^3$ та момент інерції $I_z = 174 \text{ см}^4$.

Максимальне напруження при цьому буде

$$\sigma_{\max} = \frac{5,25 \cdot 10^3}{34,8 \cdot 10^{-6}} = 150,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 151 \text{ МПа} .$$

Таблиця 2.4 – Витяг з ДСТУ 3436-96

Номер профілю	5	6,5	8	10	12	14	14а	16
$I_z, \text{ см}^4$	22,8	48,6	89,4	174	304	491	545	747
$W_z, \text{ см}^3$	9,1	15,0	22,4	34,8	50,6	70,2	77,8	93,4

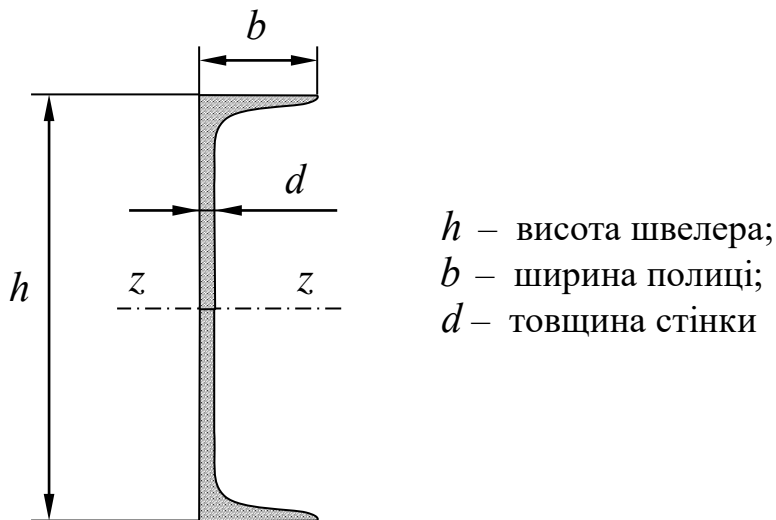


Рисунок 2.11 – Швелер

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Технічна механіка / О. О. Ердеди, І. В. Аникін, Ю. О. Медведєв, О. С. Чуйков. Київ : Вища школа. Головне вид-во, 1983. 368 с.

2 Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підруч. Київ : Наукова думка, 2002. 660 с.

3 Мороз В. І., Братченко О. В., Павшенко А. В. Теорія механізмів і машин: Дослідження та проектування механізмів типових технічних засобів залізничного транспорту : навч. посіб. Харків : УкрДАЗТ, 2013. 158 с.

4 Опір матеріалів : підруч. / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Є. С. Уманський та ін.; за ред. Г. С. Писаренка. Київ : Вища шк., 1993. 655 с.

5 Основи розрахунків на міцність : опорний консп. лекцій з дисц. «Технічна механіка», «Прикладна механіка», «Прикладна механіка та основи конструювання», «Опір матеріалів та прикладна механіка» / В. І. Мороз, О. А. Логвіненко, В. І. Іщенко, О. В. Фомін. Харків : УкрДАЗТ, 2012. 124 с.

ДОДАТОК А

Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра «Механіка і проектування машин»

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

з дисципліни «Технічна механіка» на тему

**«Дослідження шарнірно-важільного механізму
технічного засобу транспортного призначення»**

Виконала студентка гр. 135-ТЕ-Д20
спеціальності 144 «Теплоенергетика»

_____ Ю.С. Харченко

Перевірив к.т.н., доцент

_____ О.А. Логвіненко

2021

ДОДАТОК Б

Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра «Механіка і проектування машин»

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

з дисципліни «Технічна механіка» на тему

**«Інженерні розрахунки на міцність елементів
конструкції теплоенергетичних об'єктів»**

Виконала студентка гр. 135-ТЕ-Д20
спеціальності 144 «Теплоенергетика»

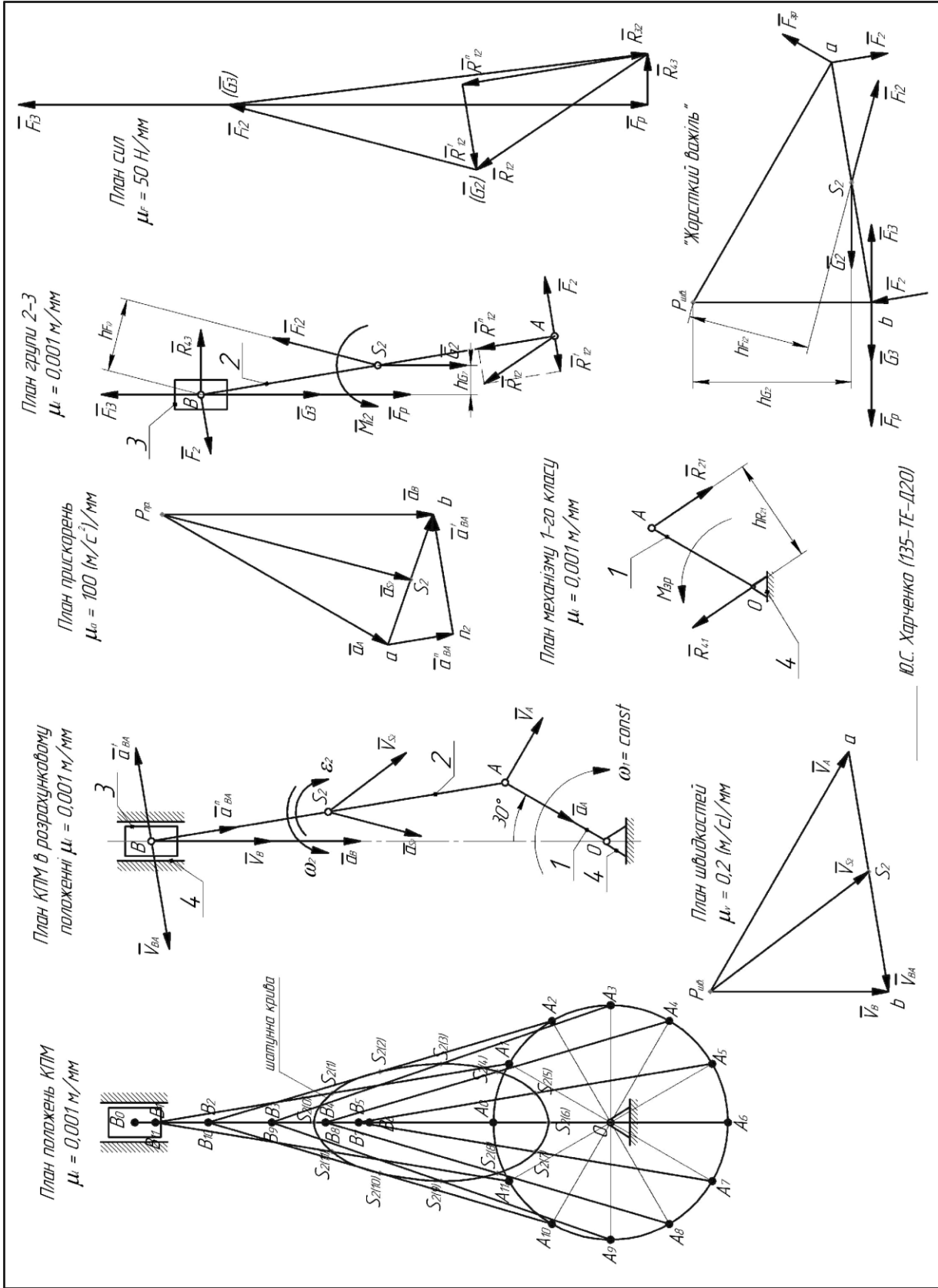
_____ Ю.С. Харченко

Перевірив к.т.н., доцент

_____ О.А. Логвіненко

2021

ДОДАТОК В



МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
до виконання розрахунково-графічних робіт

з дисципліни
«ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА»

Відповідальний за випуск Логвіненко О. А.

Редактор Третьякова К. А.

Підписано до друку 05.04.21 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 4,0. Тираж 5. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.