

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

О.М. Алексейчук, Т.М.Можаровська

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи
для студентів всіх спеціальностей інституту енергозбереження та
енергоменеджменту всіх форм навчання

КИЇВ 2016

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи для студентів всіх спеціальностей інституту енергозбереження та енергоменеджменту всіх форм навчання / Уклад.: О.М. Алексейчук, Т.М.Можаровська—К.:НТУУ «КПІ», 2016. – 42 с.

*Рекомендовано Вченою радою факультету авіаційних і космічних систем
НТУУ «КПІ»*

Протокол № 6 від 27.06.16

Навчальне електронне видання

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи для студентів
всіх спеціальностей інституту енергозбереження та енергоменеджменту всіх
форм навчання

Укладачі:

Алексейчук Ольга Миколаївна,
канд. техн. наук, доцент

Можаровська Тамара Миколаївна,
канд. техн. наук, доцент

Відповідальний

редактор:
кандидат фіз.-мат. наук, доцент

Бабаєв Олександр Арташесович,

Рецензент:

Ремез Наталя Сергіївна,
докт. техн. наук, професор

КИЇВ НТУУ «КПІ» 2016

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. РОЗРАХУНОК ПЛОСКИХ ФЕРМ.....	5
1.1. Короткі відомості з теорії.....	5
1.2. Приклад розв'язування задачі.....	7
1.3. Варіанти завдань	12
РОЗДІЛ 2. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ БАГАТОЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ	
2.1 Короткі відомості з теорії	15
2.2. Приклад розв'язування задачі.....	16
2.3. Варіанти завдань	20
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІКА МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ.....	26
3.1. Короткі відомості з теорії	26
3.2. Приклад розв'язування задачі.....	27
3.3. Варіанти завдань	31
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГИНІ.....	35
4.1. Короткі відомості з теорії	35
4.2. Приклад розв'язування задачі.....	36
4.3. Варіанти завдань	38
Рекомендована література.....	40
Вимоги до оформлення розрахунково-графічних робіт	41

..

Вступ

Дисципліна "Технічна механіка" є базою для створення надійних конструкцій, як на стадії проектування, так і при виготовленні і експлуатації.

До основних завдань кредитного модуля відноситься вивчення:
загальних законів рівноваги матеріальних тіл;
методів розрахунку елементів конструкцій і машин на міцність,
жорсткість і стійкість;
законів руху матеріальних тіл;
будови машин і механізмів, їх деталей і області їх застосування .

Вивчення методів і прийомів технічної механіки надає досвід постановки і вирішення прикладних завдань. На базі мінімальної кількості навчального матеріалу здобуваються такі знання, які дозволять студенту надалі всю необхідну інформацію знаходити і засвоювати самостійно.

Для вивчення курсу потрібно мати відповідну математичну підготовку, необхідно використовувати методи векторної алгебри, вміти диференціювати функції однієї змінної, знати основи теорії кривих другого порядку, знаходити інтеграли від найпростіших функцій, розв'язувати диференціальні рівняння.

Викладання технічної механіки передбачає: розвиток логічного та алгоритмічного мислення, оволодіння основними методами дослідження у вирішенні прикладних задач, вироблення вміння самостійно ставити і розв'язувати прикладні задачі методами теоретичної механіки.

Мета вивчення дисципліни:

- підвищити інтелектуальний рівень студента, завдяки отриманню фундаментальних знань, які відповідають існуючим світовим стандартам вищої освіти;
- навчити майбутніх інженерів елементам творчості, вмінню узагальнювати отримані результати при розв'язуванні конкретних задач, які відповідають профілю спеціальності;
- ознайомити студента з основними закономірностями механічних та фізичних явищ і тим самим підготувати студентів до осмисленого сприйняття інших дисциплін механічного та спеціального профілів;
- сприяти засвоєнню вміння роботи з науково-методичною літературою, використанню наукових знань у власній та суміжних галузях.

Активному засвоєнню курсу технічної механіки сприяє самостійне виконання розрахунково-графічних робіт. Така форма навчального процесу дає можливість набути досвід застосування теоретичного матеріалу до розв'язування конкретних задач та опанувати основні методи технічної механіки, формує загальноінженерну підготовку.

РОЗДІЛ 1. РОЗРАХУНОК ПЛОСКИХ ФЕРМ

1.1.Короткі відомості з теорії

Фермою називається геометрично незмінна конструкція, яка складається з прямолінійних стрижнів, з'єднаних між собою шарнірами.

Ферми являють собою складові частини будівельних споруд. За своїм виробничим призначенням ферми поділяють на такі типи:

мостові, що застосовуються при будівництві мостів;
стропильні - підтримують дахи в різних спорудах;
кранові, які є деталями підйомних пристроїв, тощо.

Якщо осі стрижнів, які утворюють ферму, лежать в одній площині, то така ферма називається плоскою.

З'єднання стрижнів ферми між собою називається вузлами.

Сили, які діють на ферму, мають різне походження. Наприклад, на мостову ферму можуть діяти вага транспорту, вага снігового покриття, тиск вітру та інші сили.

Розглянемо ферми, що мають найменшу можливу кількість стрижнів при заданій кількості вузлів. Такі ферми будемо називати простими.

Залежність між N кількістю вузлів та n стрижнів у простих фермах $N=2n-3$.

Основна задача при розрахунку ферми полягає у визначенні внутрішніх сил, що виникають у стрижнях ферми внаслідок дії активних зовнішніх навантажень і зовнішніх реакцій опор. Цю задачу розв'язуватимемо, спираючись на деякі спрощення в її постановці:

- 1) вважатимемо, що стрижні у вузлах з'єднані ідеальними шарнірами (без тертя);
- 2) усі стрижні вважатимемо абсолютно твердими и невагомими;
- 3) зовнішні сили, прикладені до ферми, вважатимемо прикладеними тільки у вузлах.

При цих припущеннях на підставі першої аксіоми статки можна вважати, що кожний стрижень ферми розтягнутий або стиснутий.

Метод вирізування вузлів

Перед тим як шукати зусилля у стрижнях ферми, слід знайти зовнішні реакції в'язей, розглядаючи рівновагу всієї ферми в цілому

Визначення зусиль у стрижнях методом вирізування вузлів треба почати з розгляду рівноваги вузла, в якому перетинаються два стрижня.

При визначенні зусиль у стрижнях ферми можна безпосередньо знайти стрижні з нульовими зусиллями. Це може трапитися в таких випадках:

- а) коли до вузла, що з'єднує два стрижні ферми, не прикладені зовнішні сили;
- б) коли до вузла, що з'єднує два стрижні ферми, прикладена зовнішня сила в напрямі одного з цих стрижнів (другий з цих стрижнів є нульовий);
- в) коли до вузла, що з'єднує три стрижні ферми, не діють ніякі зовнішні сили, причому два з них знаходяться на одній прямій (рис. 1.1).

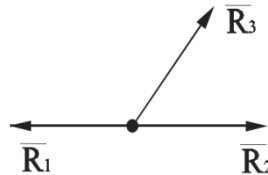


Рисунок 1.1. Вузол ферми

У цьому випадку $R_3=0$, а реакції стрижнів, що знаходяться на одній прямій, рівні за модулями та протилежні за напрямом.

Задачу визначення зусиль у стрижнях ферми за методом вирізування вузлів можна розв'язати аналітичним та графічним способами.

Метод Ріттера

Щоб знайти зусилля у стрижнях ферми, застосовують метод перерізів. Проведемо переріз так, щоб він, поділяючи ферму на дві частини, проходив не більше як через три стрижні.

Далі розглянемо рівновагу тієї частини ферми, до якої прикладена менша кількість сил. Відкидаючи другу частину ферми, заміняємо її дію реакціями, напрямленими по розрізаних стрижнях від вузлів, вважаючи стрижні розтягнутими. Головною особливістю методу Ріттера є вимога окремого визначення всіх невідомих з рівнянь рівноваги. Отже, рівняння рівноваги треба складати так, щоб у кожному було лише одне невідоме. Для цього використовують рівняння рівноваги у формі трьох рівнянь моментів відносно трьох точок Ріттера. Точки Ріттера - це точки перетину ліній дій двох стрижнів попарно взятих з трьох стрижнів, що перетинаються. Може трапитися, що два з трьох стрижнів паралельні між собою. У цьому випадку точка Ріттера нескінченно віддаляється. Тоді замість рівняння моментів складають рівняння проекцій на вісь, перпендикулярну до паралельних стрижнів.

В якому місці і в якій послідовності перерізати ферму, не має значення, але треба пам'ятати, що число перерізаних стрижнів з невідомими зусиллями в них не може перевищувати числа рівнянь рівноваги, які можна скласти для частини ферми, що розглядається. За методом Ріттера кожне зусилля визначається незалежно від інших з одного рівняння. Це особливо відчутно

в випадках, коли потрібно визначити не всі зусилля, а тільки деякі з них.

Найкраща методика визначення зусиль у стрижнях ферми полягає у поєднанні методів Ріттера і вирізування вузлів.

1.2. Приклад виконання завдання

Дано: $P=10$ кН, $Q=20$ кН, $a=10$ м. (Рисунок 1.2)

Знайти: реакції R_A , R_B і зусилля в стрижнях.

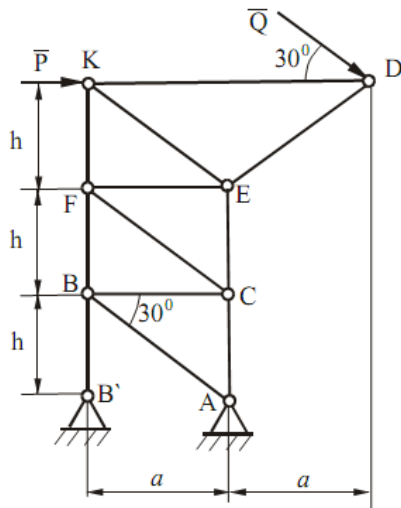


Рис.1.2.а- Схема ферми

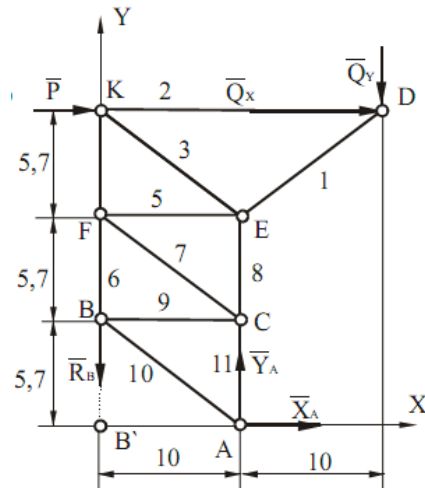


Рис.1.2.б- Розрахункова схема

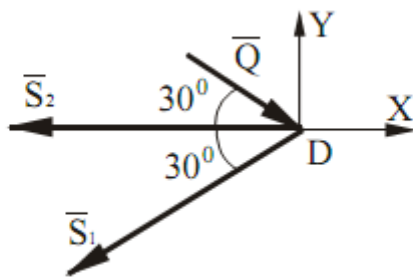


Рис 1.3 а – рівновага вузла D

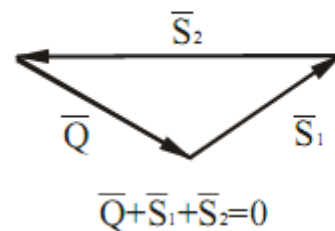


Рис 1.3 б- перевірка

Розв'язання

З рисунка виникає, що $h = a \times \tan 30^\circ = 10; \times 0,57 = 5,7$ м.

1.Визначення реакцій опор.

Розглянемо зовнішні сили, прикладені до ферми: задані сили P і Q , а також шукані реакції опор R_A і R_B . Оскільки опора BB' стрижнева, то лінія дії реакцій R_B відома. Вона направлена за віссю BB' . Лінія дії реакції R_A невідома, тому розкладемо її на дві невідомі складові: X_A і Y_A .

Силу Q також розкладемо на дві, що складають:

$$Q_x = Q \cdot \cos 30^\circ = 20 \times 0,866 = 17,3 \text{ кН},$$

$$Q_y = Q \cdot \sin 30^\circ = 20 \times 0,5 = 10 \text{ кН}.$$

2. Складемо систему трьох рівнянь рівноваги:

$$\begin{cases} \Sigma F_{kx}=0, \\ \Sigma M_A(F_k)=0, \\ \Sigma M_B(F_k)=0, \end{cases} \begin{cases} X_A + P + Q \cdot \cos 30^\circ = 0, \\ R_B \cdot 10 - P \cdot 3 \cdot 5,7 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 3 \cdot 5,7 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 10 = 0, \\ Y_A \cdot 10 - P \cdot 3 \cdot 5,7 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 3 \cdot 5,7 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 20 = 0. \end{cases}$$

Розв'язуючи ці рівняння, знайдемо:

$$X_A = -27,3 \text{ кН}; R_B = 56,7 \text{ кН}; Y_A = 66,7 \text{ кН}.$$

3. Перевірка:

$$\Sigma M_D(F_k) = 0;$$

$$R_B \cdot 20 - Y_A \cdot 10 + X_A \cdot 17,1 = 56,7 \cdot 20 - 66,7 \cdot 10 + (-27,3) \cdot 17,1 = 1134 - 667 - 466,8 \approx 0.$$

3. Для плоскої системи збіжних сил, діючих на вузол D складемо два рівняння рівноваги:

$$\begin{cases} \Sigma F_{kx} = 0, \\ \Sigma F_{ky} = 0, \end{cases} \begin{cases} -S_2 - S_1 \cdot \cos 30^\circ + Q \cdot \cos 30^\circ = 0, \\ -S_1 \cdot \sin 30^\circ - Q \cdot \sin 30^\circ = 0. \end{cases}$$

Звідки $S_1 = -20 \text{ кН}$ - (стиснутий); $S_2 = 34,2 \text{ кН}$ - (розтягнутий). (Рис 1.3 а).

4. Перевірку виконаємо методом побудови силового багатокутника (див. рис. 1.3б).

5. Розглянемо вузол А: (Рис. 1.4 а)

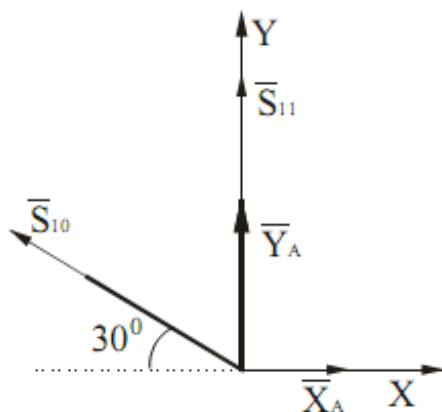


Рис. 1.4 а-рівновага вузла А

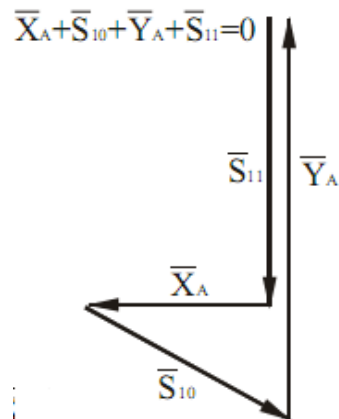


Рис. 1.4 б-перевірка

Звідки $S_{10} = -31,5 \text{ кН}$; $S_{11} = -51,2 \text{ кН}$.

6.Перевірку виконаємо методом побудови силового багатокутника (рис.1.46).

Метод Ріттера

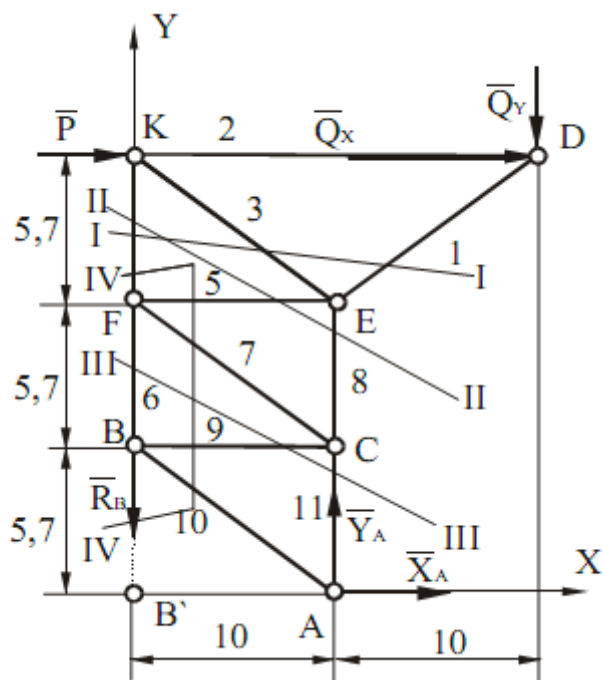


Рисунок 1.5. метод Ріттера

7.Проведемо переріз I-I і розглянемо рівновагу стрижня KD (рис.1.6а).

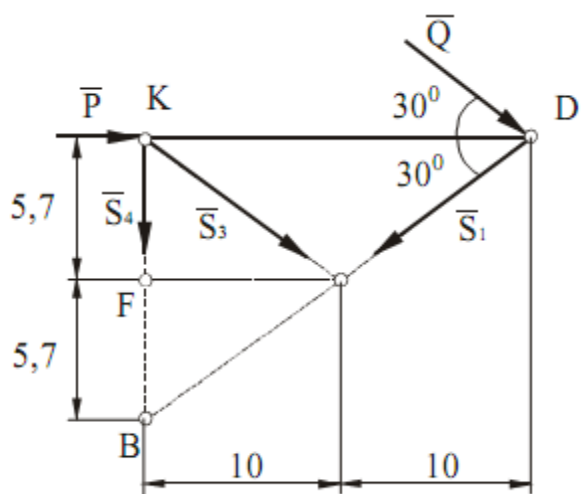


Рисунок 1.6а- рівновага стрижня KD

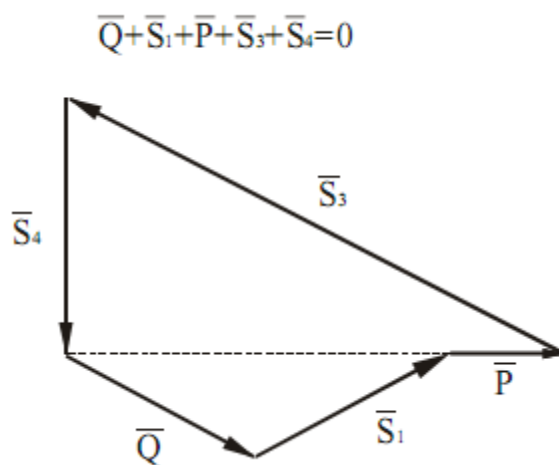


Рисунок 1.6б.- перевірка

$$\begin{cases} \Sigma M_E(F_k) = 0, \\ \Sigma M_K(F_k) = 0, \\ \Sigma M_B(F_k) = 0, \end{cases} \begin{cases} -P \cdot 5,7 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 5,7 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 10 + S_4 \cdot 10 = 0, \\ -Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 20 - S_I \cdot \sin 30^\circ \cdot 20 = 0, \\ -S_3 \cdot \cos 30^\circ \cdot 5,7 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 5,7 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 20 - P \cdot 5,7 = 0. \end{cases}$$

Звідси: $S_3 = -50,8$ кН; $S_4 = 25$ кН; $S_1 = -20$ кН.

8.Перевірку виконаємо методом побудови силового багатокутника (рис.1.6б).

9.Переріз II-II.

Розглянемо рівновагу верхньої частини конструкції (рис.1.7 а).

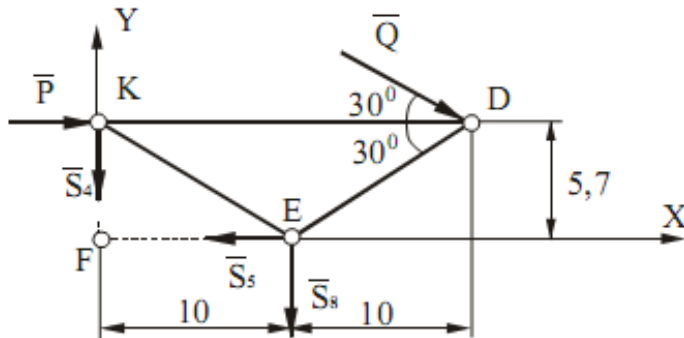


Рисунок 1.7а-рівновага верхньої частини конструкції для перерізу II-II.

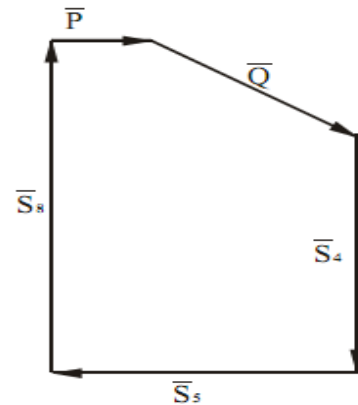


Рисунок 1.7б.- перевірка

Три рівняння рівноваги мають вигляд:

$$\begin{cases} \Sigma F_{kx} = 0, \\ \Sigma M_E(F_k) = 0, \\ \Sigma M_F(F_k) = 0, \end{cases} \begin{cases} P + Q \cdot \cos 30^\circ - S_5 = 0, \\ -P \cdot 5,7 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 5,7 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 10 + S_4 \cdot 10 = 0, \\ -P \cdot 5,7 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 5,7 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 20 - S_8 \cdot 10 = 0. \end{cases}$$

Звідки $S_5 = 27,3$ кН; $S_4 = 25,4$ кН; $S_8 = -35,4$ кН.

10.Перевірку виконаємо методом побудови силового багатокутника (рис.1.7б).

11.Переріз III-III

Розглянемо рівновагу верхньої частини конструкції (рис.1.8а).

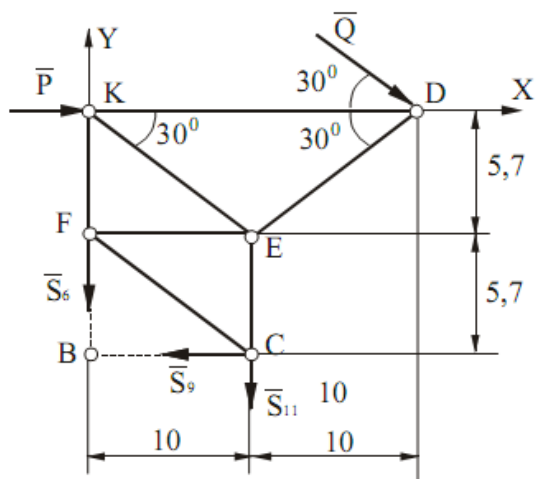


Рисунок 1.8а-рівновага верхньої частини конструкції для перерізу III -III.

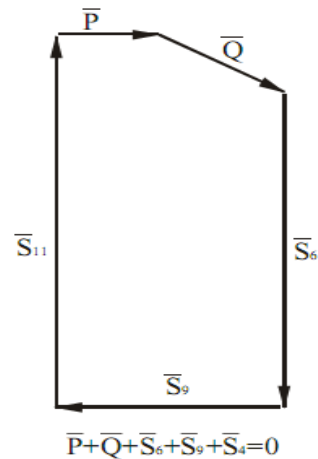


Рисунок 1.8б.- перевірка

Три рівняння рівноваги мають вигляд:

$$\begin{cases} F_{Kx}=0, \\ M_B(F_K)=0, \\ M_C(F_K)=0, \end{cases} \quad \begin{cases} P+Q \cdot \cos 30^\circ - S_9 = 0, \\ -P \cdot 11,4 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 11,4 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 20 - S_{11} \cdot 10 = 0, \\ -P \cdot 11,4 - Q \cdot \cos 30^\circ \cdot 11,4 - Q \cdot \sin 30^\circ \cdot 10 + S_6 \cdot 10 = 0. \end{cases}$$

Звідки $S_9 = 27,3$ кН; $S_{11} = -51,2$ кН; $S_6 = 41,2$ кН.

Перевірку виконаємо методом побудови силового багатокутника (рис.1.8б).

12. Переріз IV-IV

Розглянемо рівновагу стрижня FB (рис.1.9а).

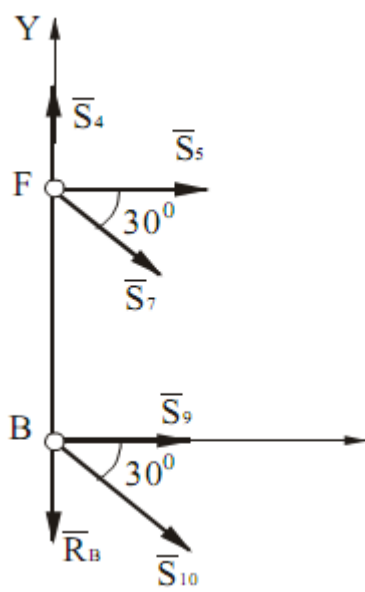


Рисунок 1.9а-рівновага верхньої частини конструкції для перерізу III -III.

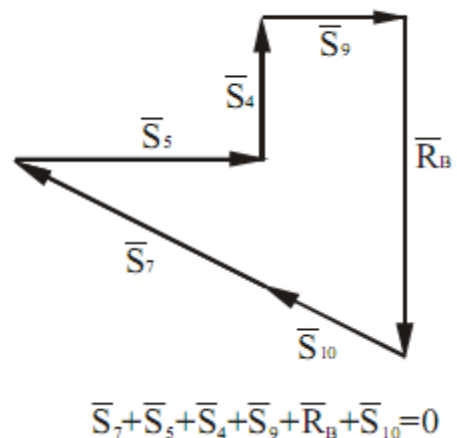


Рисунок 1.9б.- перевірка

Оскільки з всієї системи сил нам невідома лише одна S_7 (рис.1.9б), то маємо:

$$F_{kx}=0; \quad S_5 + S_7 \times \cos 30^\circ + S_{10} \times \cos 30^\circ + S_9 = 0.$$

Звідки $S_7 = -31,5$ кН.

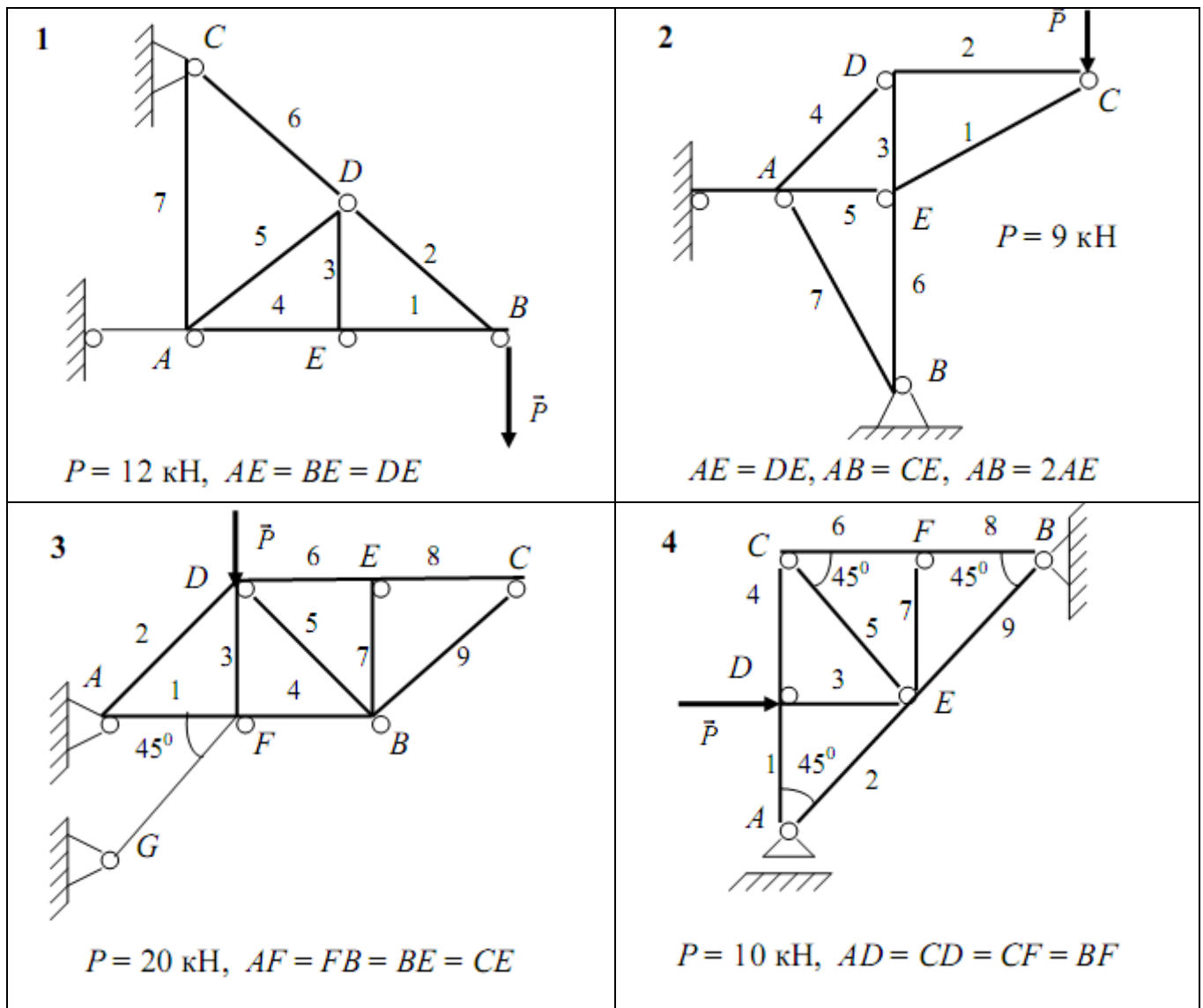
Остаточний результат.

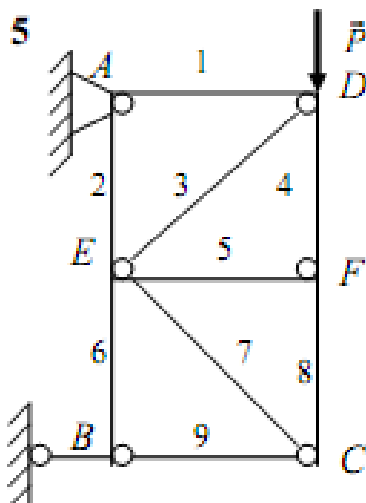
$$X_A = -27,3 \text{ кН}, \quad Y_A = 66,7 \text{ кН}, \quad R_B = 56,7 \text{ кН}.$$

Відповідь:

$S_1 = -20$ кН, $S_2 = -34,2$ кН, $S_3 = -50,8$ кН, $S_4 = 25,4$ кН, $S_5 = 27,3$ кН,
 $S_6 = 41,2$ кН, $S_7 = -31,5$ кН, $S_8 = -35,4$ кН, $S_9 = 27,3$ кН, $S_{10} = -31,5$ кН,
 $S_{11} = -51,2$ кН,

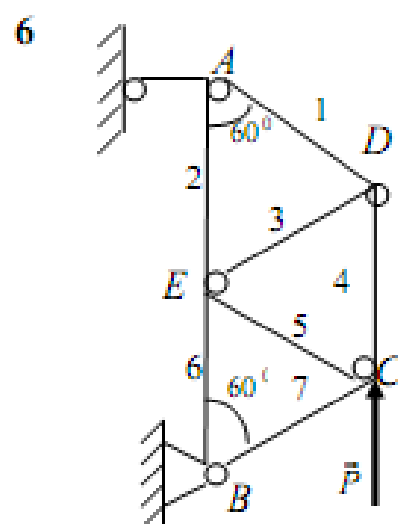
1.3.Варіанти завдань





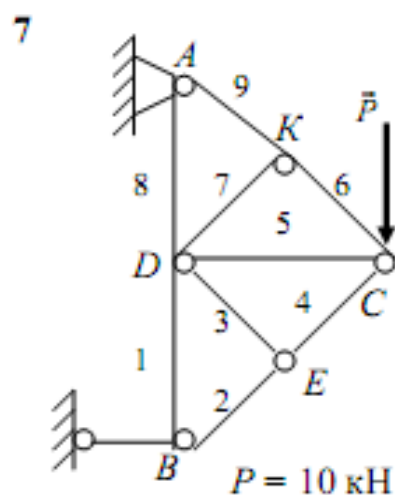
$$P = 2 \text{ кН},$$

$$AE = AD = BE$$



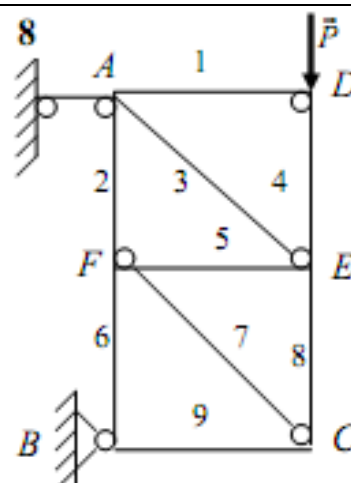
$$P = 4 \text{ кН},$$

$$AE = AD = BE = BC$$



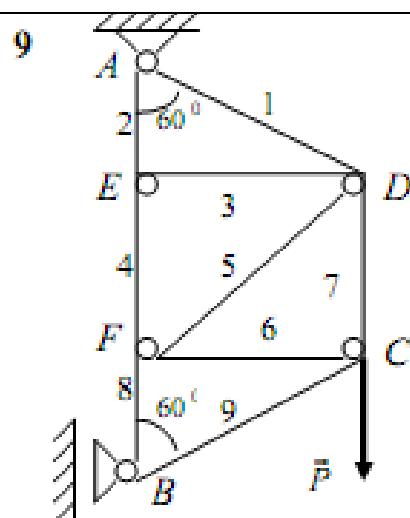
$$AD = BD = CD,$$

$$DE \perp BC, DK \perp AC$$



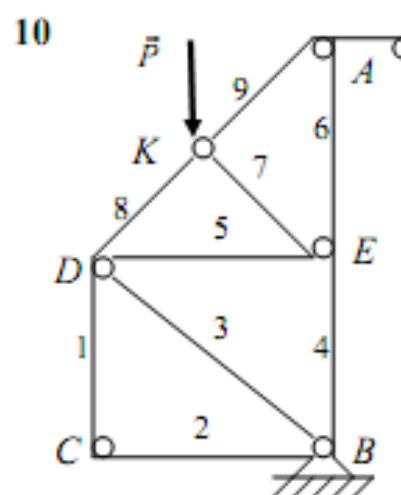
$$P = 8 \text{ кН},$$

$$AD = AF = BF$$



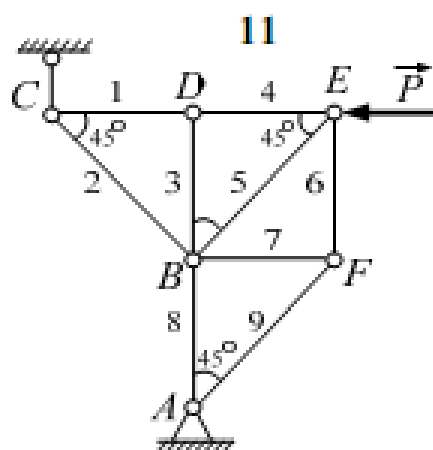
$$P = 10 \text{ кН},$$

$$AE = BF, CD = CF$$

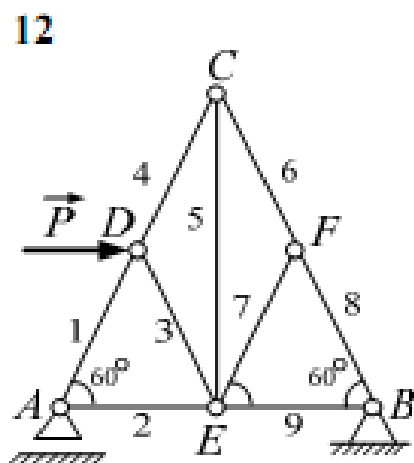


$$P = 6 \text{ кН}, DK \perp KE,$$

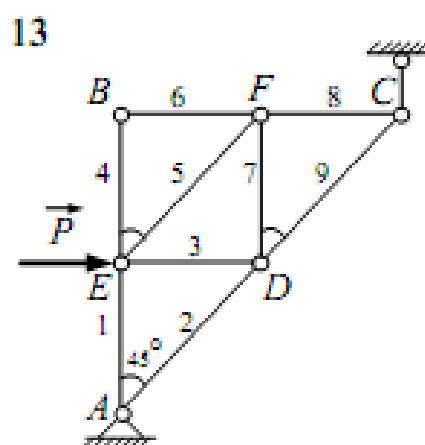
$$AE = BE = BC$$



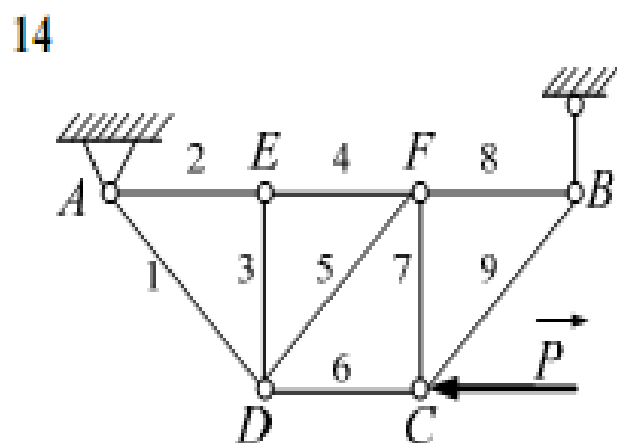
$P = 12 \text{ кН}$,
 $AB = BD$



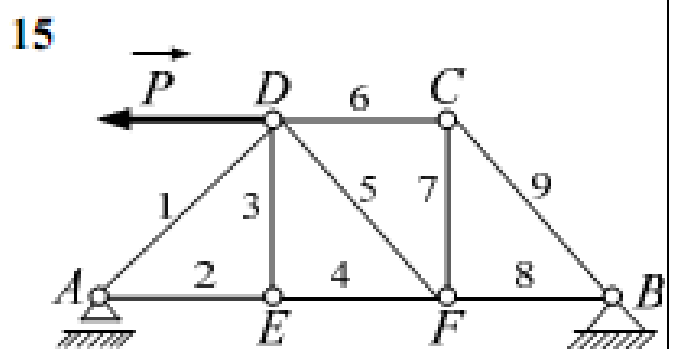
$P = 6 \text{ кН}$,
 $AE = AD = BE$



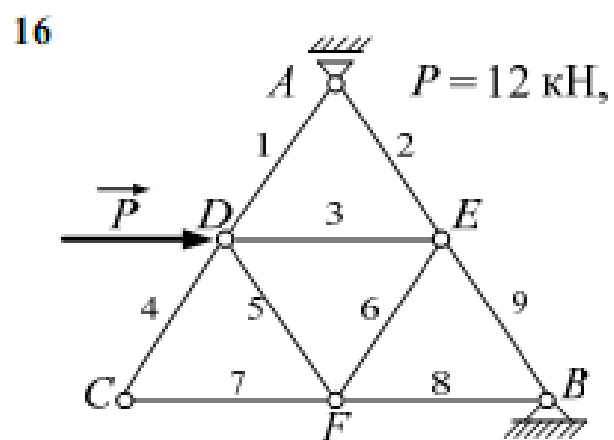
$P = 10 \text{ кН}$,
 $BF = CF$



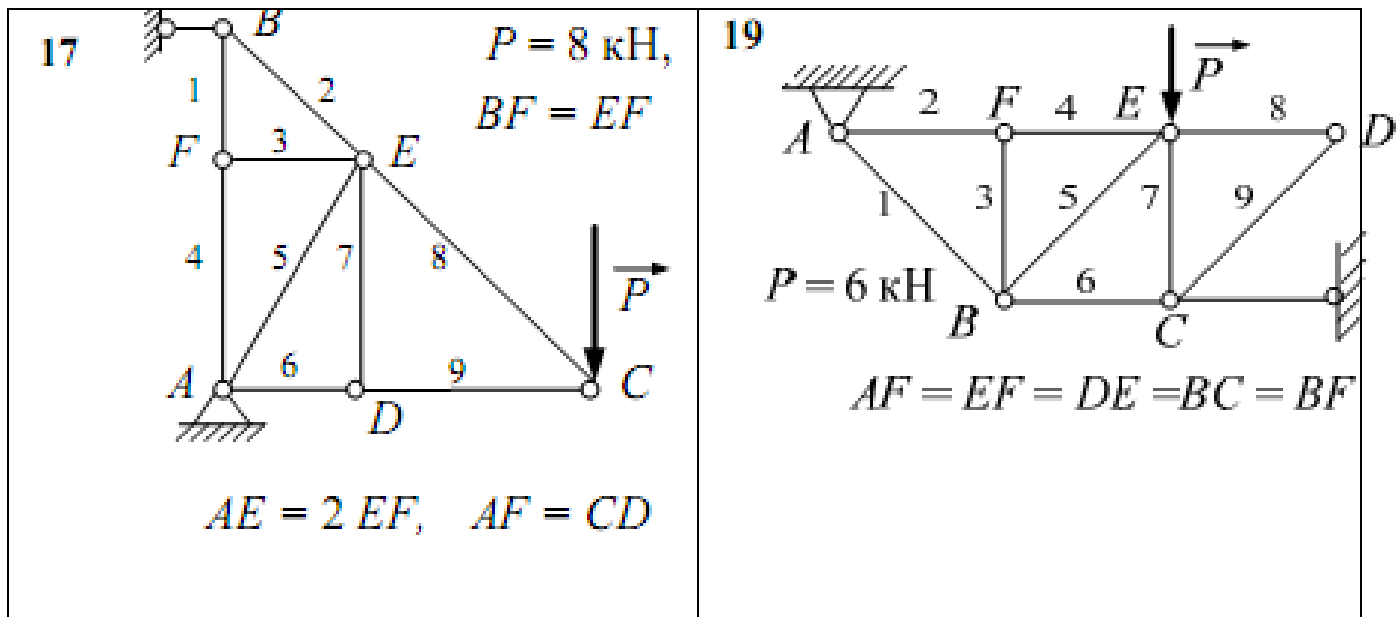
$P = 10 \text{ кН}$, $AE = EF = FB = DE$



$P = 8 \text{ кН}$, $AE = EF = FB = DE$



$P = 12 \text{ кН}$,
 $AE = BE = BF = CF = CD$



РОЗДІЛ 2. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ БАГАТОЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ

2. 1 Короткі відомості з теорії

Плоско-паралельний (плоский) рух твердого тіла зводиться до руху проекції (плоскої фігури) цього тіла на площину, паралельну площинам, в яких рухаються його точки.

Рух плоскої фігури в її площині складається з поступального руху разом з довільною точкою (полюсом) і обертального руху навколо полюса.

Кінематичними характеристиками такого руху є кутова швидкість ω та кутове прискорення ϵ плоскої фігури.

Крім того, рух плоскої фігури в кожний момент часу зводиться до миттєвого обертального руху навколо певної точки, що називається миттєвим центром обертання.

Виходячи з цього, швидкість довільної точки В плоскої фігури визначається за формулою:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA},$$

де V_A - вектор швидкості полюса А, V_{BA} - вектор швидкості точки В в обертальному русі плоскої фігури навколо полюса А. При цьому вектор V_{BA} - перпендикулярний до лінії АВ, і його числове значення:

$$\vec{v}_{BA} = \omega_{AB} AB$$

2.2. Приклад виконання завдання

Дано: $l_1=0,4$ м, $l_2=1,2$ м, $l_3=1,4$ м, $l_4=0,6$ м, $\alpha=30^\circ$, $\beta=60^\circ$, $\gamma=30^\circ$, $\varphi=0^\circ$, $\theta=120^\circ$;
 $AD=DB$; $\omega_1=5$ рад/с

Знайти: v_B , v_E , a_B , ω_{AB} , ε_{AB} .

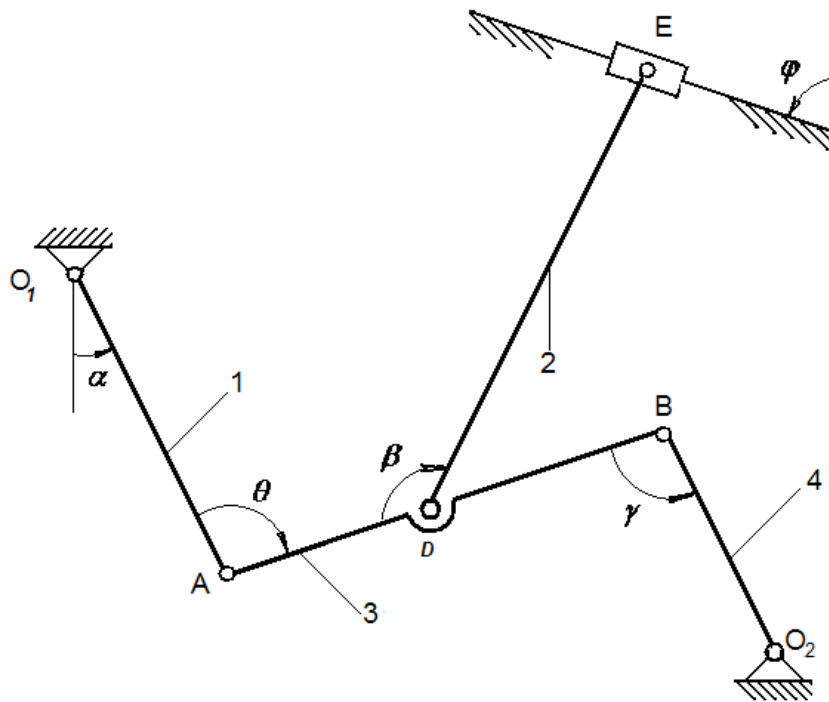


Рис.2.1. приклад виконання завдання

Розв'язання

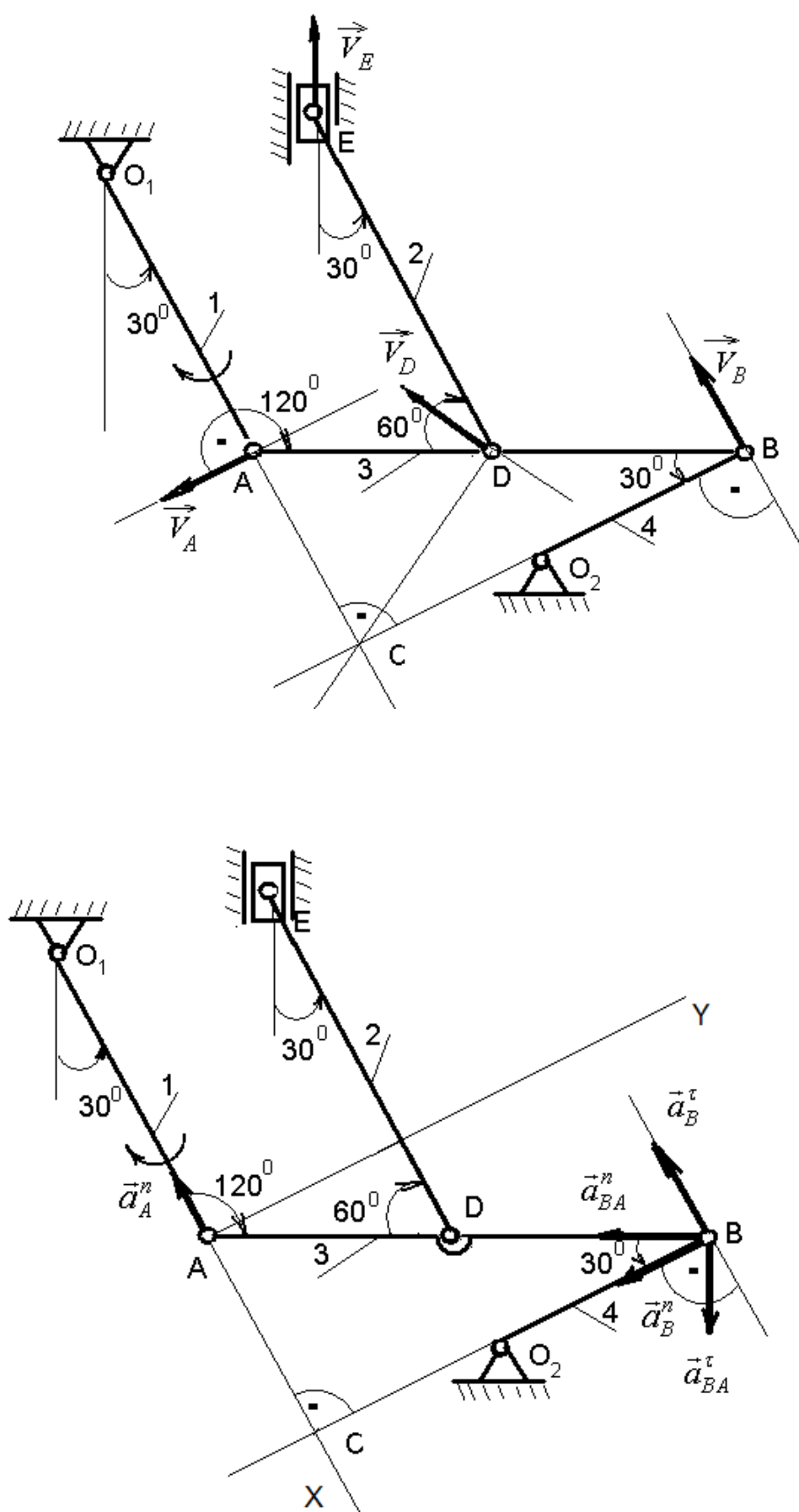


Рис. 2.1 а. Побудова миттєвого центра швидкостей

1. Будуємо положення механізму у відповідності з заданими кутами (рис.2.1).

Кінематичний аналіз:

ланки O_1A і O_2B здійснюють обертальний рух;

ланки AB і DE здійснюють плоскопаралельний рух;

повзун E рухається поступально.

2. Для того, щоб визначити швидкість точки B , що належить ланці AB , необхідно знайти швидкість якої-небудь точки цієї ланки. Такою точкою є точка A , що належить одночасно і ланці O_1A , здійснює обертальний рух з кутовою швидкістю $\omega_1 = 5 \text{ рад / с}$ по ходу годинникової стрілки відносно нерухомого шарніра в точці O_1 . Точка A рухається разом з кривошипом O_1A по колу радіуса, рівним довжині ланки $l_1 = 0,4 \text{ м}$. Швидкість точки A може бути визначена виразом: $v_A = \omega_{II} = 5 \cdot 0,4 = 2 \text{ (м / с)}$. Вектор швидкості точки A перпендикулярний ланці 1 (O_1A) і спрямований у бік обертання кривошипа.

3. На підставі теореми про проекції швидкостей двох точок, що належать тілу, яке здійснює плоский рух, знаходимо напрям і модуль швидкості точки B :

$$Pr_{AB} \vec{v}_A = Pr_{AB} \vec{v}_B, v_A \cdot \cos 30^\circ = v_B \cdot \cos 60^\circ, v_B = 3,46 \text{ (м/с)}.$$

Вектор швидкості точки B перпендикулярний ланці 4 (O_2B), оскільки точка B разом з ланкою 4 здійснює рух по колу.

4. Для визначення лінії дії вектора швидкості точки D побудуємо миттєвий центр швидкостей (МЦШ) ланки AB (рис.2.1 а): МЦШ $_{AB}$ - точка C , що лежить на перетині перпендикулярів, проведених з точок A і B до векторів їх швидкостей. Вектор швидкості точки D перпендикулярний до відрізка DC - відстань від точки D до миттєвого центру швидкостей ланки AB , якому точка D належить.

5. Визначаємо кутову швидкість ланки AB : $\omega_{AB} = v_A / AC$, де AC - катет, що лежить проти кута рівного 30° , $AC = 0,5 \cdot AB = 0,7 \text{ (м)}$; $\omega_{AB} = 2 / 0,7 = 2,86 \text{ (рад / с)}$.

6. Визначаємо лінію дії, напрямок і модуль вектора швидкості повзуна, прийнятого за матеріальну точку E .

Лінія дії вектора паралельна напрямних повзуна (збігається з віссю повзуна), який

рухається поступально. Напрямок вектора і його модуль знаходимо, використовуючи теорему про проекції швидкостей двох точок, що належать одному й тому тілу:

$$Pr_{ED}\vec{v}_E = Pr_{ED}\vec{v}_D, \quad v_E \cdot \cos 30^\circ = v_D \cdot \cos 30^\circ, \quad v_E = v_D = v_A = 2 \text{ (м/с)}.$$

7. Визначаємо a_B . Точка В належить ланці АВ. Щоб знайти її прискорення, необхідно знати прискорення якої-небудь точки цієї ланки (полюса) і траєкторію точки В. Точка В рухається по колу разом з кривошипом O_2B .

Прискорення точки В при плоскому русі тіла дорівнює геометричній сумі прискорення полюса А і прискорення точки В при обертанні навколо полюса А:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}$$

Розклавши вектори прискорень на складові по натуральним осям, одержимо наступну векторну рівність:

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

Вектори прискорень будуть спрямовані таким чином: вектор \vec{a}_B^n - по радіусу O_2B до центру O_2 кола; вектор \vec{a}_B^τ - перпендикулярний O_2B в будь-яку сторону; вектор \vec{a}_A^n - по радіусу O_1A до центру O_1 обертання; вектор \vec{a}_{BA}^n - по радіусу BA до центру А обертання; вектор \vec{a}_{BA}^τ - перпендикулярно до BA . Оскільки за умовою задачі точка А, що належить ланці O_1A , рухається рівномірно, то її дотичне прискорення дорівнює 0, і тому на кресленні вектор $\vec{a}_A^\tau = 0$ не зображаємо.

8. Спроектуємо обидві частини рівняння на координатні осі X і Y:

$$X: -a_B^\tau = -a_A^n + a_{BA}^\tau \cos 30^\circ - a_{BA}^n \cos 60^\circ;$$

$$Y: -a_B^n = -a_{BA}^\tau \cos 60^\circ - a_{BA}^n \cos 30^\circ.$$

9. Визначаємо a_B^n, a_A^n, a_{BA}^n :

$$a_A^n = \omega_1^2 l_1 = 25 \cdot 0,4 = 10 (\text{м} / \text{с}^2); \quad a_B^n = \frac{v_B^2}{l_4} = 19,95 (\text{м} / \text{с}^2);$$

$$a_{BA}^n = \omega_{3(AB)}^2 l_3 = 2,86^2 \cdot 1,4 = 11,45 (\text{м} / \text{с}^2).$$

10. Підставляючи відомі значення в рівняння, отримані при проектуванні векторної суми, знаходимо $a_B^\tau : a_B^\tau = -1,66 (\text{м} / \text{с}^2),$

$$a_{BA}^\tau = 20,07 (\text{м} / \text{с}^2).$$

11. Знаходимо повне прискорення точки В: $a_B = \sqrt{a_B^{n^2} + a_B^{\tau^2}} = 20,02 (\text{м} / \text{с}^2).$

12. Кутове прискорення ланки АВ визначається виразом:

$$\varepsilon_{3(AB)} = \frac{|a_{BA}^\tau|}{l_3} = 14,34 (\text{рад} / \text{с}^2).$$

Відповідь: $v_B = 3,46 (\text{м} / \text{с}), \quad v_E = 2 (\text{м} / \text{с}), \quad a_B = 20,02 (\text{м} / \text{с}^2), \quad \omega_{AB} = 2,86 (\text{м} / \text{с}),$
 $\varepsilon_{AB} = 14,34 (\text{рад} / \text{с}^2).$

2.3. Варіанти завдань

Плоский механізм складається з стрижнів 1, 2, 3, 4 і ползунів **B** або **E**

(рис. 2.2 – 2.9), з'єднаних між собою та з нерухомими опорами O_1, O_2 шарнирно; точки **D**, **B** і **K** знаходяться в середині відповідних стрижнів довжиною: $l_1 = 0,4 \text{ м}, l_2 = 1,2 \text{ м}, l_3 = 1,4 \text{ м}, l_4 = 0,6 \text{ м}.$ Положення механізму визначається кутами: $\alpha, \beta, \gamma, \varphi, \theta.$ Значення цих кутів та інших заданих величин вказано в таблицях 2.1 (для рис. 2.0 – 2.4) і 2.2 (для рис. 2.5 – 2.9); в табл. 2.2 ω_1, ω_4 – постійні величини.

Визначити швидкості та прискорення точок і ланок плоского механізму, що вказані в таблицях.

Задані кутові швидкості та прискорення вважати направленими проти стрілки годинника, а задані швидкість \vec{v}_B та прискорення \vec{a}_B від точки **B** до **b** (рис. 2.0 – 2.4).

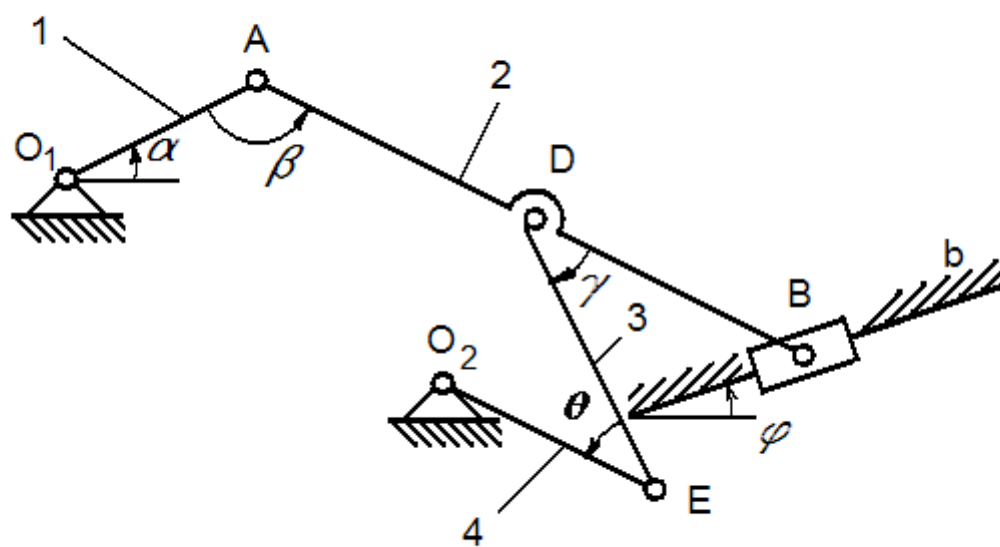


Рис.2.2

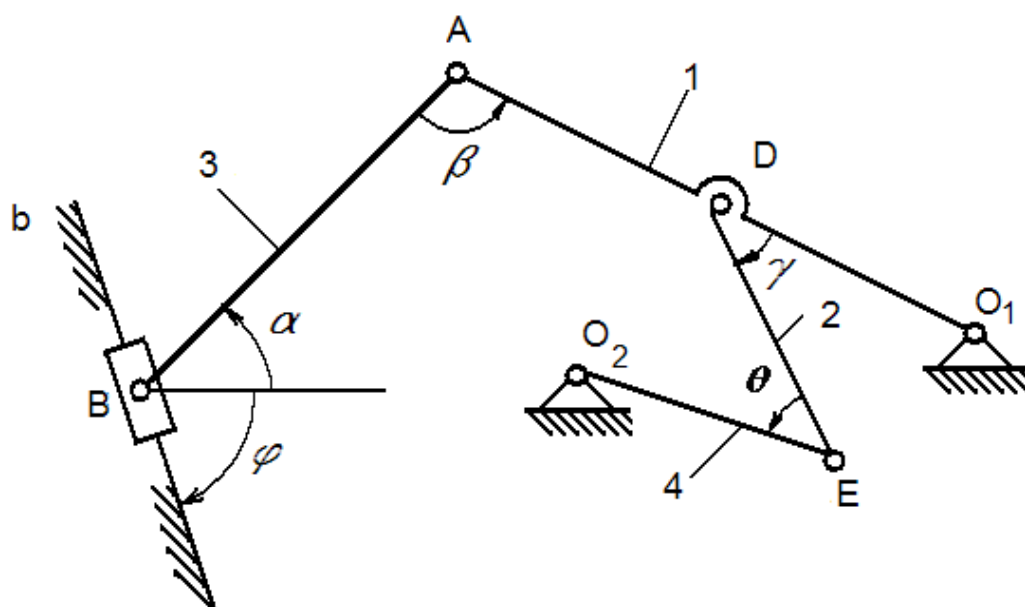
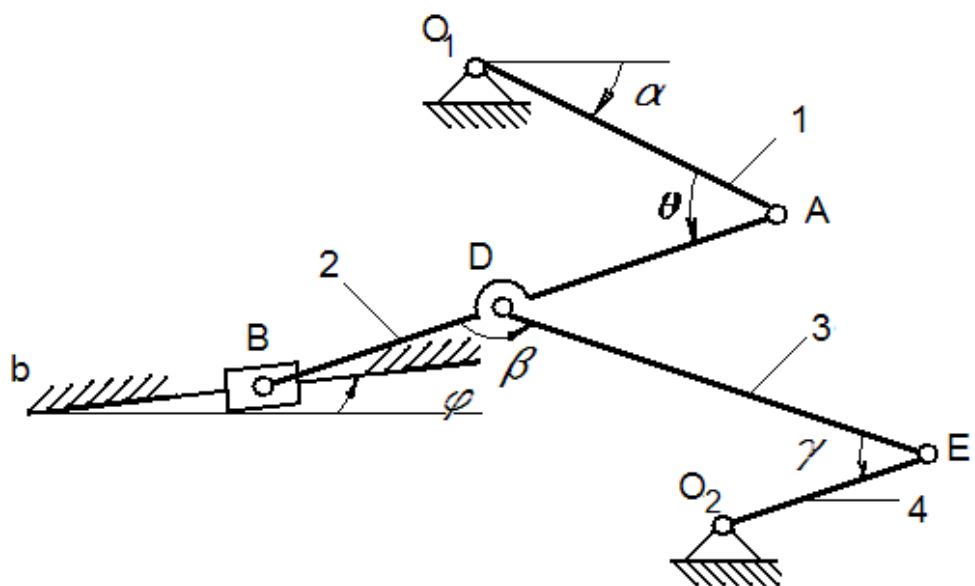
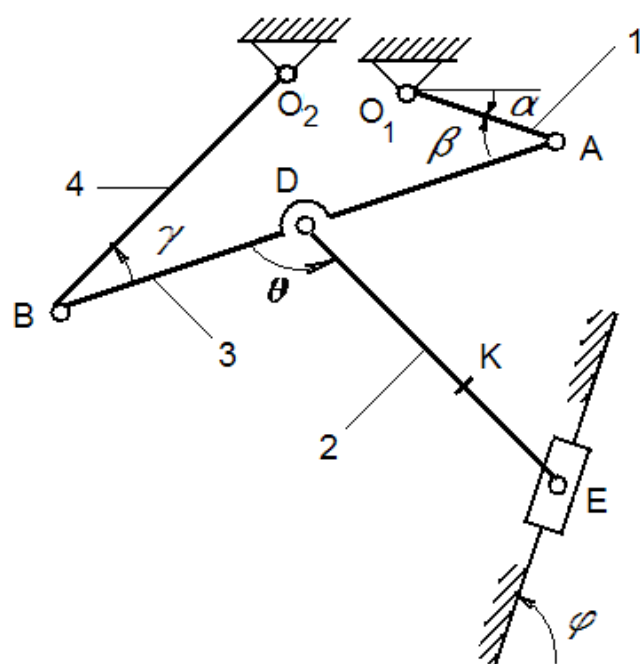


Рис.2.3.



Puc.2.4



Puc.2.5

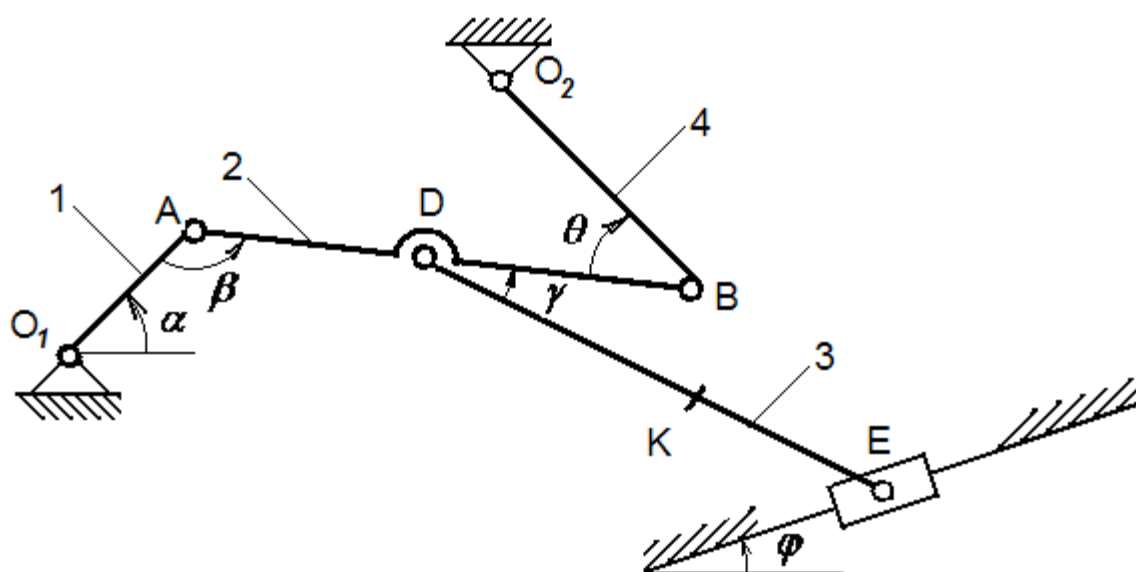


Рис.2.6

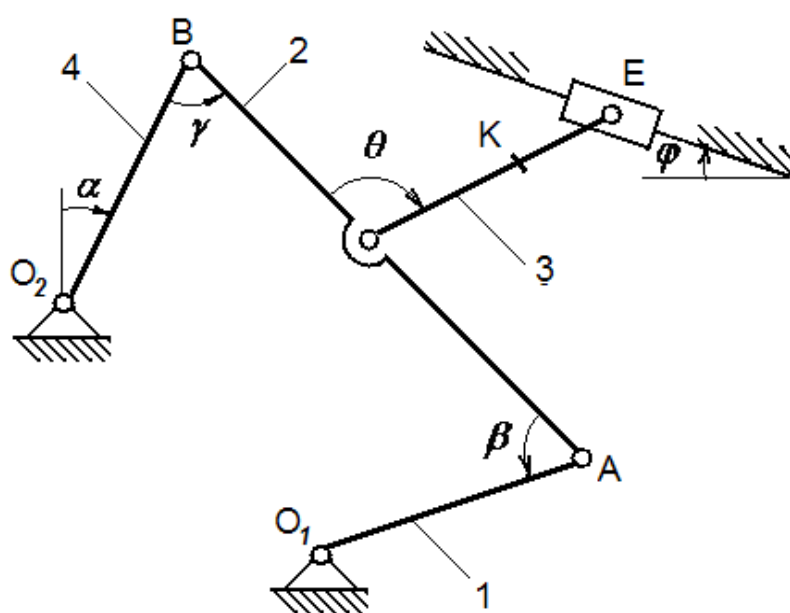
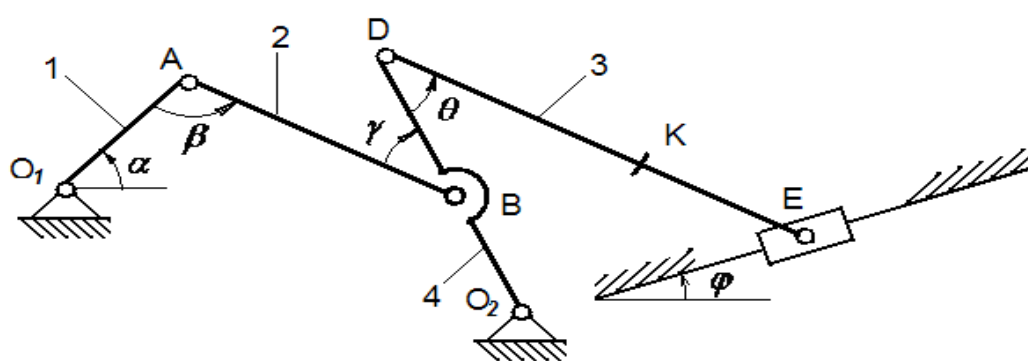
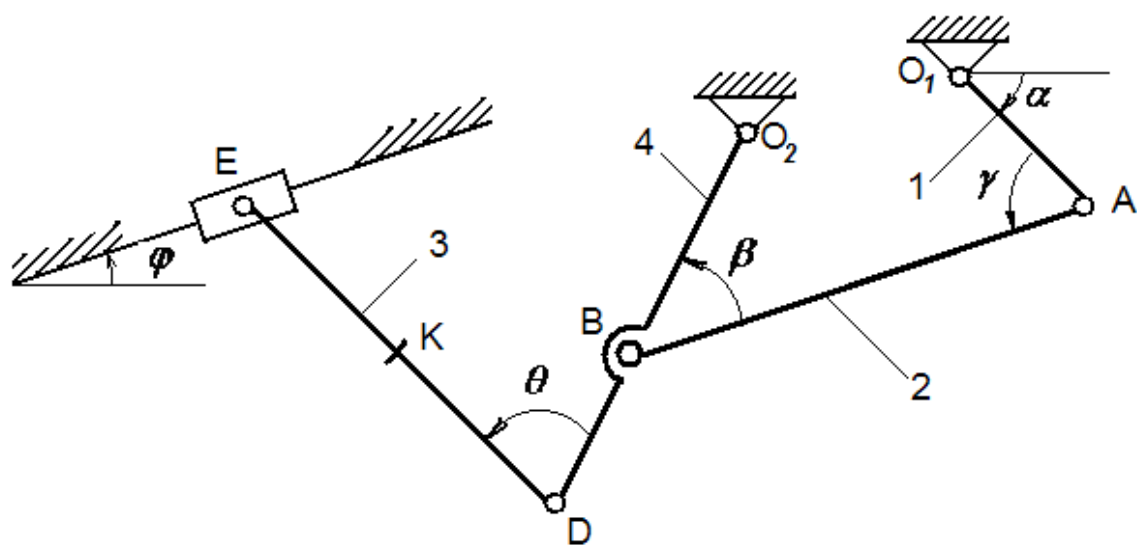


Рис.2.7



Puc.2.8



Puc.2.9

ТАБЛИЦЯ 2.1 (ДО РИС. 2.0- 2.4)

Номер умови	Кути , град.					Дано				Знайти			
	α	β	γ	φ	θ	ω_1 рад/с	ε_1 рад/с ²	V_B м/с	a_B м/с ²	V точок	ω	a точки	ε
0	30	120	30	0	60	2	4	-	-	B,E	AB	B	AB
1	0	120	90	0	120	-	-	4	6	A,D	DE	A	AB
2	60	60	60	90	120	3	5	-	-	B,E	DE	B	AB
3	0	150	30	0	60	-	-	6	8	A,E	AB	A	AB
4	30	120	120	0	60	4	6	-	-	B,E	DE	B	AB
5	90	120	90	90	60	-	-	8	10	D,E	DE	A	AB
6	0	120	90	0	120	5	8	-	-	B,E	AB	B	AB
7	30	120	30	0	60	-	-	2	5	A,E	DE	A	AB
8	90	120	90	90	60	6	10	-	-	B,E	AB	B	AB
9	60	60	60	90	120	-	-	5	4	D,E	AB	A	AB

ТАБЛИЦЯ 2.2 (ДО РИС. 2.5- 2.9)

Номер умови	кути, град.					Дано		знайти			
	α	β	γ	φ	θ	ω_1 рад/с	ω_4 рад/с	V точок	ω ланки	a точки	ε ланки
0	0	60	30	0	120	6	-	B,K	DE	B	AB
1	90	150	120	90	30	-	4	A,E	DE	A	AB
2	30	60	30	0	120	5	-	B,K	AB	B	AB
3	60	150	120	90	30	-	5	A,E	DE	A	AB
4	30	30	30	0	120	4	-	D,K	AB	B	AB
5	90	120	120	90	60	-	6	A,E	AB	A	AB
6	90	150	120	90	30	3	-	B,E	DE	B	AB
7	0	60	30	0	120	-	2	A,K	DE	A	AB
8	60	150	120	90	30	2	-	D,E	AB	B	AB
9	30	30	30	0	120	-	8	A,K	AB	A	AB

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІКА МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ

3.1. Короткі відомості з теорії

Кінетичною енергією матеріальної системи називається сума кінетичних енергій всіх точок, що входять до системи, тобто $T = \sum_{i=1}^n \frac{m_i v_i^2}{2}$.

Для поступального руху твердого тіла маємо:

$$T = \frac{mv_C^2}{2}.$$

Для тіла, яке обертається навколо нерухомої осі

$$T = \frac{1}{2} \int_{(m)} \omega^2 r^2 dm = \frac{1}{2} \omega^2 \int_{(m)} r^2 dm = \frac{1}{2} I_\zeta \omega^2$$

Для тіла, яке плоскопаралельний рух:

$$T = \frac{mv_C^2}{2} + \frac{1}{2} I_{C\zeta} \omega^2.$$

Елементарною роботою сил, що діють на механічну систему, називається сума елементарних робіт всіх сил (зовнішніх і внутрішніх), що діють на систему.

$$d'A_i = d'A_i^E + d'A_i^I,$$

$$A = \int d'A^E + \int d'A^I,$$

$$d'A = \sum_{i=1}^n d'A_i,$$

$$A^I = 0.$$

Без доведення приймемо, що сума елементарних робіт всіх сил, що діють на тверде тіло (незмінювану систему матеріальних точок), є сумою елементарних робіт лише зовнішніх сил:

$$d'A = \sum_{i=1}^n d'A_i^E, \quad \text{або} \quad d'A = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i^E \cdot d\vec{r}_i.$$

Для будь-якої механічної системи теорема про зміну кінетичної енергії в інтегральній формі має вигляд:

$$T_1 - T_0 = \sum A_i^e + A_i^i$$

У випадку незмінної системи сума робіт усіх внутрішніх сил дорівнює нулю.

Для розв'язку завдань за допомогою цієї теореми рекомендується:

- 1) зобразити на малюнку всі зовнішні й внутрішні сили системи (у випадку незмінної системи-тільки зовнішні сили);
- 2) обчислити суму робіт усіх зовнішніх і внутрішніх сил системи на переміщеннях елементів системи (у випадку незмінної механічної системи-тільки суму робіт зовнішніх сил);
- 3) обчислити кінетичну енергію механічної системи у початковому й кінцевому положеннях системи;
- 4) скориставшись результатами обчислення пунктів (2) і (3) записати теорему про зміну кінетичної енергії систем матеріальних крапок:

$$T_1 - T_0 = \sum_{i=1}^n A(F_i^e) + \sum_{i=1}^n A(F_i^e)$$

або у випадку незмінної механічної системи

$$T_1 - T_0 = \sum_{i=1}^n A(F_i^e)$$

і визначити шукану величину.

3.2. Приклад розв'язання задачі

Дано: $m_1=0$ кг, $m_2=5$ кг, $m_3=6$ кг, $m_4=0$ кг, $m_5=4$ кг, $R_3=0,3$ м, $r_3=0,1$ м, $\rho_3=0,2$ м, $f=0,1$, $c=240$ Н/м, $M=0,6$ Нм, $F=80(3+2S)$ Н, $s_1=0,2$ м. (Рисунок 3.1)

Визначити: v_{c5} в той момент, когда $s=s_1$.

Розв'язання

1. Розглянемо рух незмінної механічної системи, що складається з вагомих тіл 2, 3, 5 і невагомих тел 1 і 4, сполучених нитками. Зобразимо діючі на систему зовнішні сили: активні F , F_{np} , P_2 , P_3 , P_5 , F_{tp2} , момент опору M , силу натягу нитки S_5 і реакції в'язей N_2 , N_3 , N_4 .

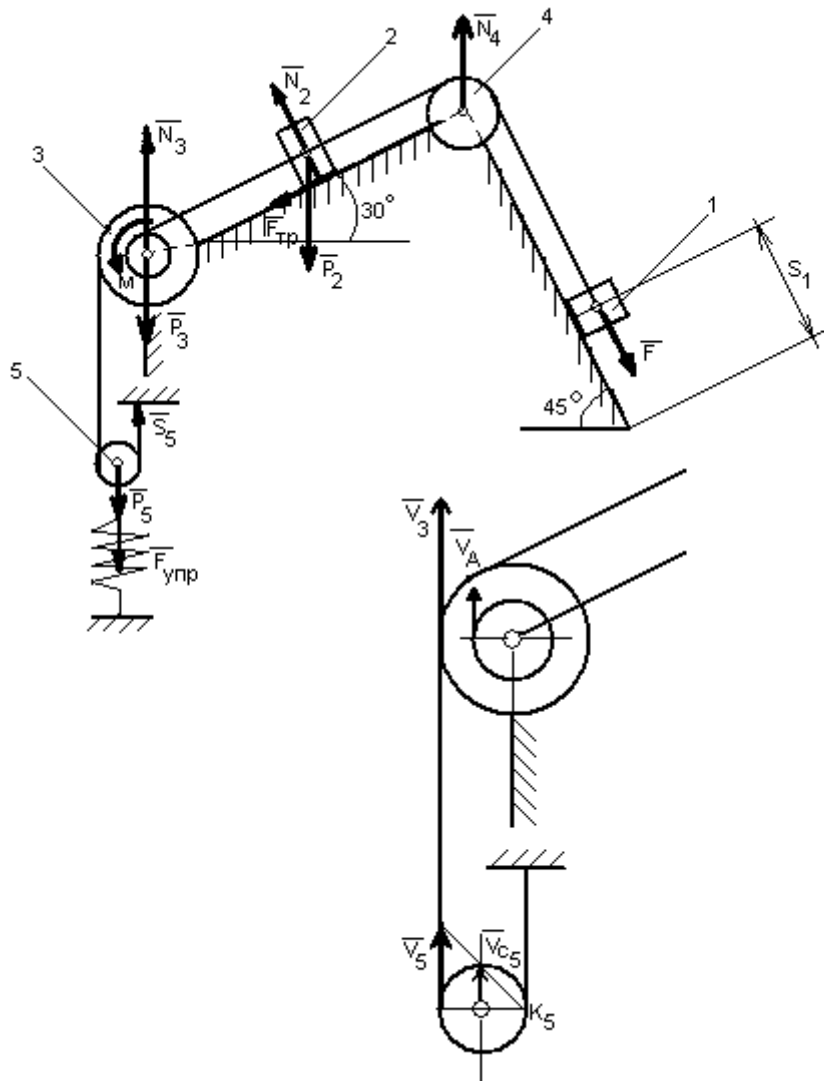


Рисунок 3.1. Приклад розв'язання задачі

2. Для визначення v_{C5} скористаємося теоремою про зміну кінетичної енергії:

$$T - T_0 = \sum_1^n A_v^e + \sum_1^n A_v^i, \text{ де } \sum_1^n A_v^e, \sum_1^n A_v^i$$

-відповідно, сума робіт зовнішніх і внутрішніх сил системи.

Для розглянутої системи, що складається з абсолютно твердих тіл, з'єднаних нерозтяжними нитками, робота внутрішніх сил дорівнює нулю.

У початковому положенні всі елементи механізму перебували в спокої, швидкості усіх тіл були рівні нулю, тому $T_0 = 0$.

3. Кінетична енергія системи дорівнює сумі енергій всіх тіл системи:

$$T = T_2 + T_3 + T_5.$$

4. Виконаємо кінематичний аналіз:

тіло 2 рухається поступально;

тіло 3 обертається навколо нерухомої осі;

тіло 5 бере участь в плоскопаралельному русі.

Виходячи з цього, кінетична енергія системи може бути представлена виразом:

$$T = \frac{m_2 v_2^2}{2} + \frac{J_3 \omega_3^2}{2} + \frac{m_5 v_{c5}^2}{2} + \frac{J_{c5} \omega_5^2}{2}.$$

5. Кінетична енергія T , яку отримала система після того, як вантаж перемістився уздовж похилій площині на відстань s_1 , залежить від швидкості v_{c5} . Тому всі швидкості, що входять у вираз кінетичної енергії даної механічної системи, виразимо через v_{c5} .

6. Оскільки вантажі 1 і 2 пов'язані нерозтяжною ниткою, то їх швидкості рівні. У свою чергу ця нерозтяжна нитка перекинута через малий обід шківів 3, отже: $v_1 = v_2 = v_A$, де v_A – швидкість будь-якої точки ободу радіусу r_3 шківів 3.

7. Лінійні швидкості шківів 2 і блоку 5 залежать від однієї кутової швидкості ω_3 : $v_2 = \omega_3 r_3$, $v_5 = \omega_3 R_3$.

8. Оскільки точка K_5 є миттєвим центром швидкостей для блоку 5 (він як би «котиться» по ділянці нитки $K_5 L$), то $v_5 = 2v_{c5}$. тоді:

$$\omega_5 = \frac{v_{c5}}{R_5}; \quad \omega_3 = \frac{2v_{c5}}{R_3}; \quad \Rightarrow \quad v_2 = \frac{2v_{c5}}{R_3} \cdot r_3.$$

9. Осьові моменти інерції рухомого блоку 5 і ступінчастого шківів 3 визначаються виразами:

$$J_{c5} = \frac{m_5 R_5^2}{2}; \quad J_3 = m_3 \rho_3^2.$$

10. Виконавши підстановку всіх наведених вище значень в вираз для кінетичної енергії заданої механічної системи, отримаємо:

$$T = v_{c5}^2 \left(\frac{2m_2 r_3^2}{R_3^2} + \frac{2m_3 \rho_3^2}{R_3^2} + \frac{3m_5}{4} \right).$$

11. Знаходимо роботу всіх діючих зовнішніх сил на переміщенні, яке матиме система, коли вантаж 1 пройде шлях $s_1 = 0,2$ м. Введемо наступні позначення: s_2 - переміщення вантажу 2 ($s_2 = s_1$); φ_3 - кут повороту шківів 3; h_5 - пе-

реміщення центру мас блоку 5; λ_0, λ_1 -початкове і кінцеве подовження пружини.

Сума робіт всіх зовнішніх сил дорівнює:

$$\sum_1^n A_v^e = A_F + A_{P_2} + A_{F_{mp2}} + A_M + A_{P_5} + A_{F_{ynp}}, \text{ де}$$

$$A_F = \int_0^{s_1} 80(3+2s)ds = 80(3s_1 + s_1^2);$$

$$A_{P_2} = -P_2 \cdot s_1 \cdot \sin 45^\circ;$$

$$A_{F_{mp}} = -f \cdot P_2 \cdot s_1 \cdot \cos 45^\circ;$$

$$A_M = -M \cdot \varphi_3;$$

$$A_{P_5} = -P_5 \cdot h_5 = -P \cdot s_{c5};$$

$$A_{F_{ynp}} = \frac{c}{2} (\lambda_0^2 - \lambda_1^2).$$

точка K_5 - миттєвий центр швидкостей, тому робота сили натягу нитки S_5 дорівнює нулю;

реакція опори N_2 перпендикулярна переміщенню вантажу 2, а тому роботи не здійснює;

реакції N_3, N_4 , прикладені в нерухомих точках, не здійснюють роботи.

За умовою завдання $\lambda_0 = 0$, тоді $\lambda_1 = s_{c5}$ - переміщення кінця пружини. Висловимо величини s_{c5} і φ_3 через заданий переміщення s_1 . Залежність між переміщеннями така ж, як між відповідними їм швидкостями:

$$\omega_3 = \frac{2v_{c5}}{R_3}; \quad \Rightarrow \quad \varphi_3 = \frac{2s_{c5}}{R_3}.$$

12. Оскільки $v_5 = v_3 = \omega_3 R_3$ і $v_{c5} = 0,5v_5$, то $v_{c5} = 0,5\omega_3 R_3$. Отже, $\lambda_1 = s_{c5} = 0,5\varphi_3 R_3 = 0,5(s_1 R_3)/r_3$.

13. При знайдених значеннях φ_3 і λ_1 отримаємо вираз для підрахунку суми робіт всіх зовнішніх сил, що діють на механічну систему:

$$\sum_1^n A_v^e = 80(3s_1 + s_1^2) - P_2 \cdot s_1 \cdot \sin 45^\circ - f P_2 \cdot s_1 \cdot \cos 45^\circ - M \frac{s_1}{r_3} - P_5 \frac{s_1 R_3}{2r_3} - \frac{c s_1^2 R_3^2}{8r_3^2}.$$

14. Кінетичну енергію прирівнюємо до роботи:

$$v_{c5} \left(\frac{2m_2 r_3^2}{R_3^2} + \frac{2m_3 \rho_3^2}{R_3^2} + \frac{3m_5}{4} \right) = \sum_1^n 80(3s_1 + s_1^2) - P_2 \cdot s_1 \cdot \sin 45^\circ - f P_2 \cdot s_1 \cdot \cos 45^\circ - M \frac{s_1}{r_3} - P_5 \frac{s_1 R_3}{2r_3} - \frac{c s_1^2 R_3^2}{8r_3^2}.$$

Підставивши в отриманий вираз відомі числові значення заданих величин, знайдемо швидкість v_{c5} .

3.3. Варіанти завдань

Дано: Механічна система складається з катків **1** і **2** (або катка і рухомого блока), ступінчастого шківу **3** з радіусами $R_3 = 0,3$ м, $r_3 = 0,1$ м і радіусом інерції відносно осі обертання $\rho_3 = 0,2$ м, блока **4** радіуса $R_4 = 0,2$ м і вантажів **5** і **6** (рис. 2.0 – 2.9, табл. 3.1); тіла **1** і **2** вважати суцільними однорідними циліндрами, а масу блока **4** – рівномірно розподілену по ободу. Коефіцієнт тертя вантажів $f = 0,1$. До одного з тіл прикріплено пружину з коефіцієнтом жорсткості c .

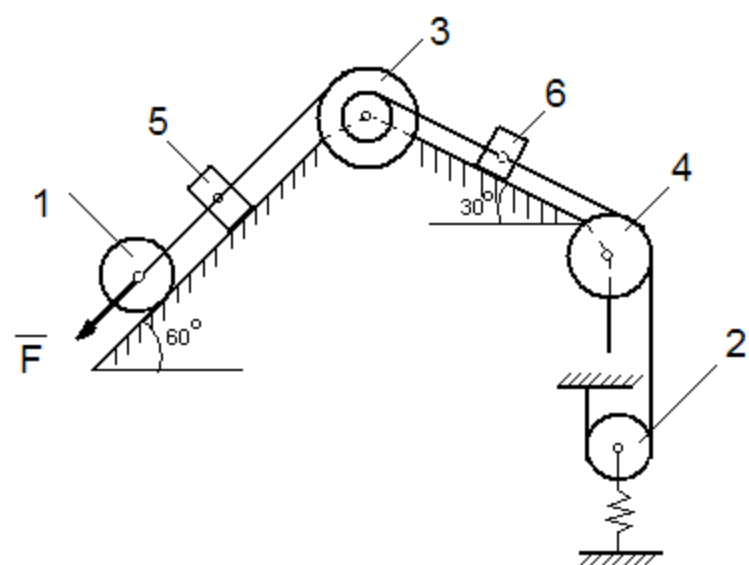
Під дією сили $F = f(s)$, залежної від переміщення s точки її при- розкладання, система приходить в рух зі стану спокою; деформація пружини в момент початку руху дорівнює нулю. При русі на шків **3** діє постійний момент M сил опору (від тертя в підшипниках).

Всі катки котяться по площинах без ковзання. Якщо за завданням маси вантажів **5** і **6** або маси **1** (рис. 2.0-2.4) і **2** (рис. 2.5-2.9) дорівнюють нулю, то на рисунку їх можна не зображати.

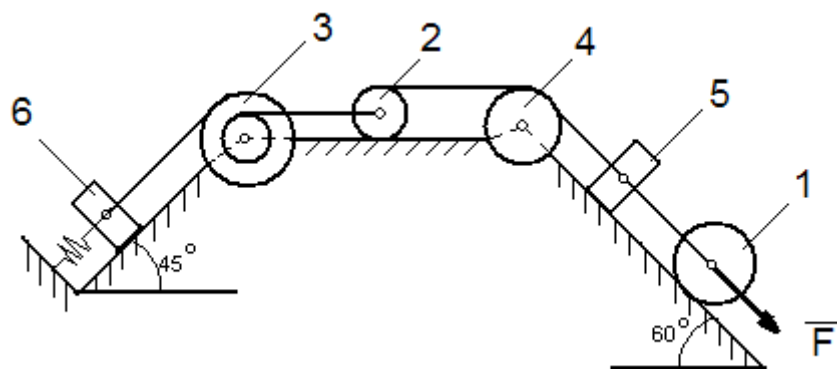
Визначити: значення шуканої величини в той момент часу, коли переміщення s стане рівним $s_1 = 0,2$ м.

ТАБЛИЦЯ 3.1. ЧИСЛОВІ ДАНІ ДО ЗАДАЧІ 3.

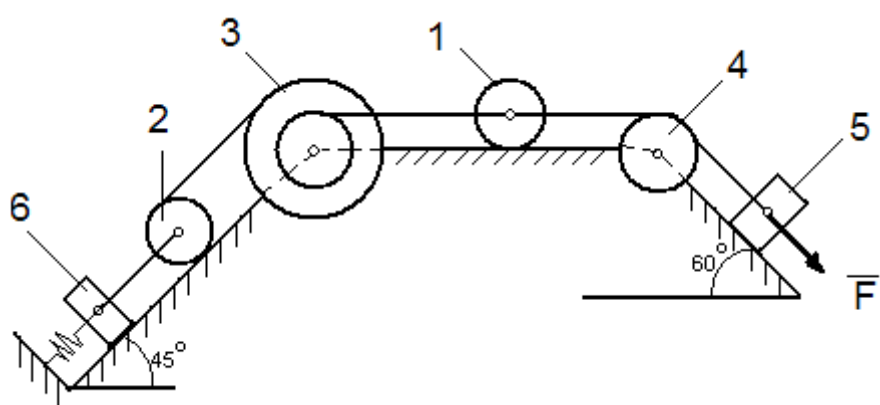
НОМЕР УМОВИ	m_1 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	m_6 , кг	c , Н/м	M , Нм	$F=f(s)$, Н	ЗНАЙТИ
0	2	0	4	0	6	0	180	1,2	$80(3+4s)$	v_{c1}
1	0	2	0	6	0	4	120	0,6	$20(6+5s)$	a_6
2	6	0	0	2	4	0	400	1,8	$60(4+s)$	ω_4
3	0	4	6	0	0	2	240	0,3	$40(3+8s)$	ε_3
4	4	0	0	2	0	6	320	1,5	$50(5+2s)$	v_6
5	2	0	4	0	0	6	100	0,9	$30(4+3s)$	a_{c1}
6	0	4	0	6	2	0	160	2,4	$60(2+5s)$	v_5
7	6	0	0	4	0	2	120	0,3	$80(1+4s)$	ε_4
8	0	6	2	0	4	0	200	1,2	$20(8+3s)$	ω_3
9	0	2	0	4	6	0	100	0,6	$40(3+2s)$	a_{c2}



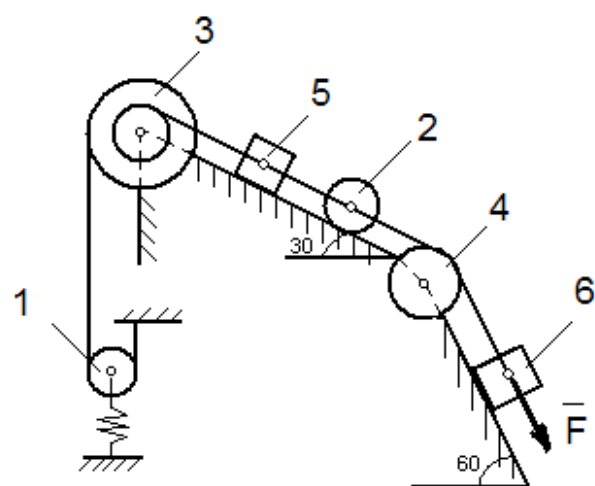
Puc.3.0



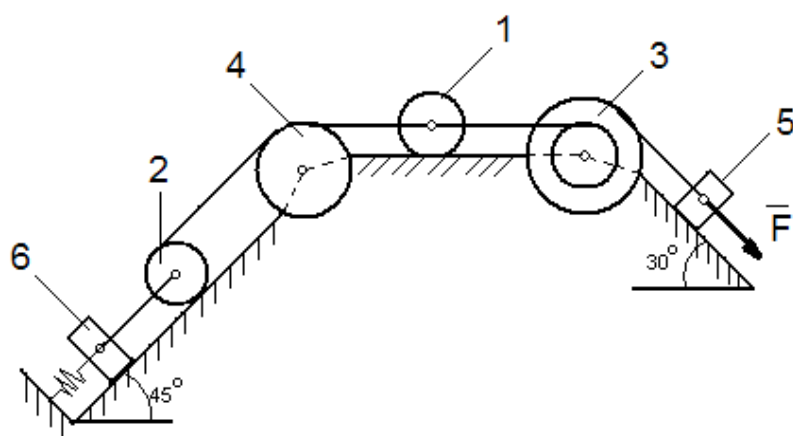
Puc.3.1



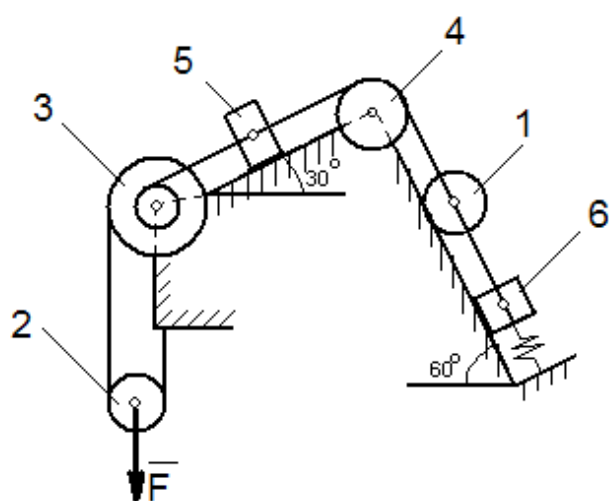
Puc.3.2



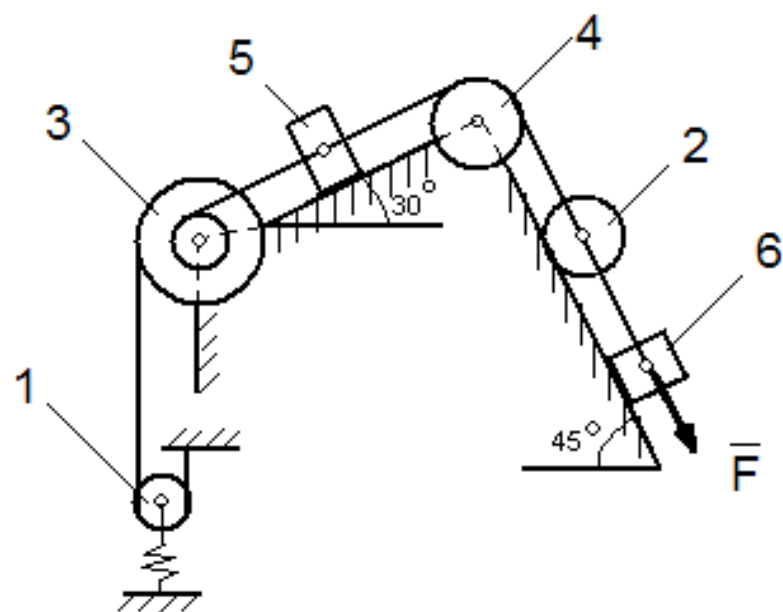
Puc.3.3



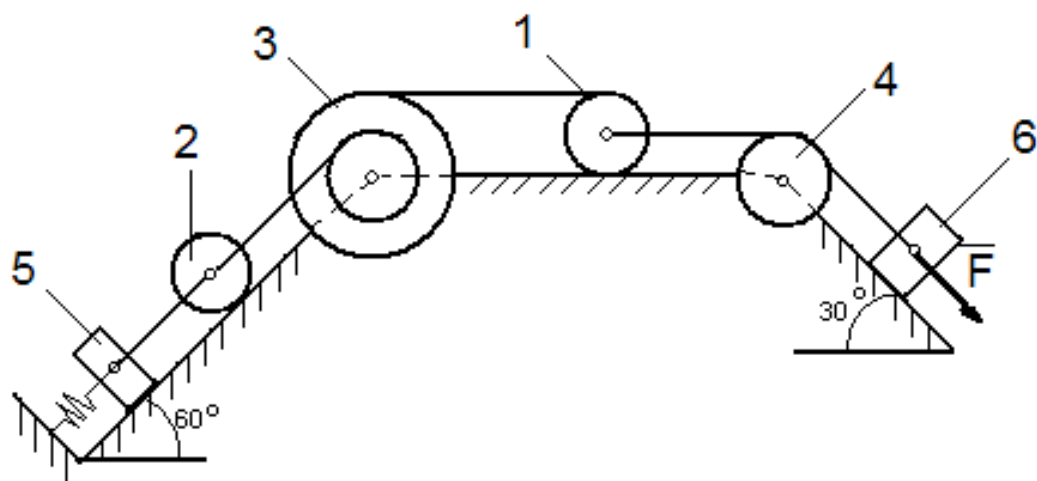
Puc.3.4



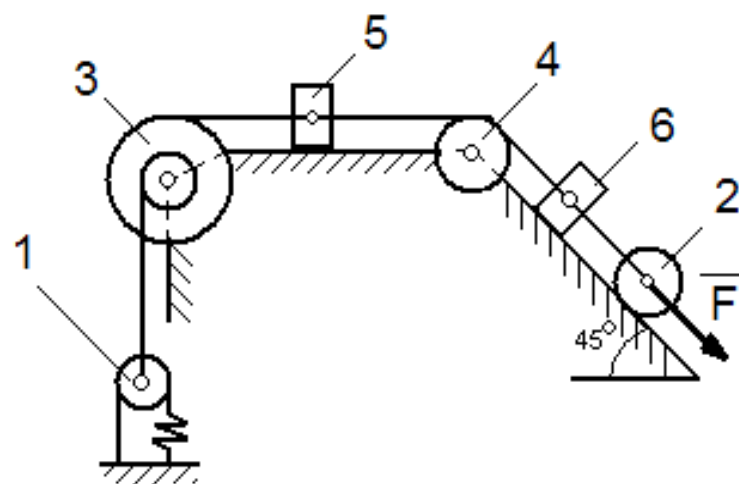
Puc.3.5



Puc.3.6



Puc.3.7



Puc.3.8

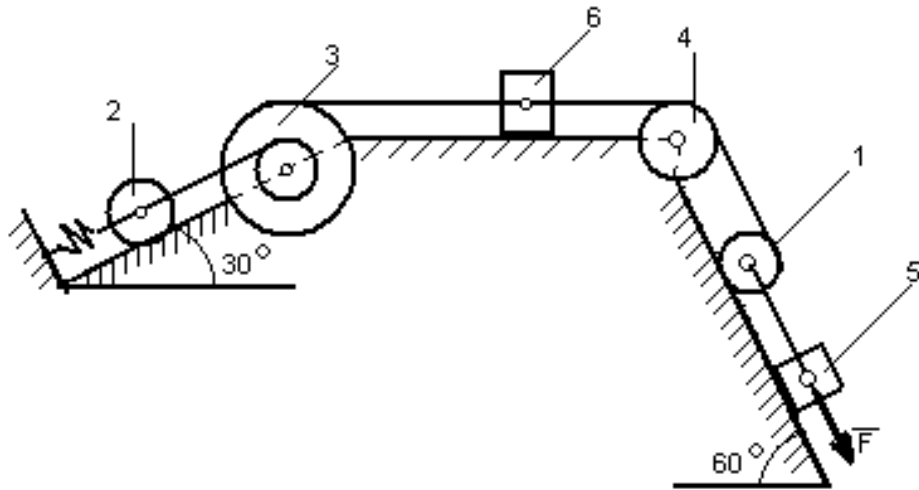


Рис.3.9

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГИНІ

4.1. Короткі відомості з теорії

Плоский (прямий) згин - коли вигинаючий момент діє в площині, що проходить через одну з головних центральних осей інерції перерізу, тобто всі сили лежать в площині симетрії балки.

Основні гіпотези (припущення): гіпотеза про нестиснення поздовжніх волокон: волокна, паралельні осі балки, відчувають деформацію розтягу - стиску і не чинять тиск один на одного в поперечному напрямку; гіпотеза плоских перерізів: переріз балки, плоский до деформації, залишається плоским і нормальним до викривленої осі балки після деформації.

При плоскому згині в загальному випадку виникають внутрішні силові фактори: поздовжня сила N , поперечна сила Q і згинальний момент M . $N > 0$, якщо поздовжня сила розтягуюча; при $M > 0$ волокна згори балки стискаються, знизу розтягуються.

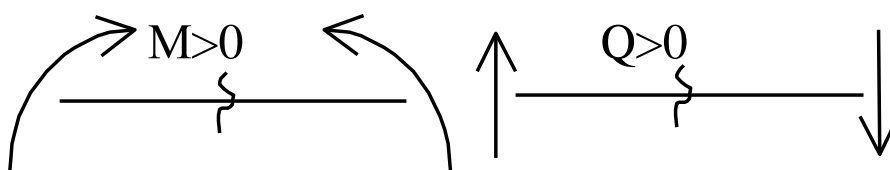


Рис.4.1. Правило знаків для згинальних моментів і поперечних сил

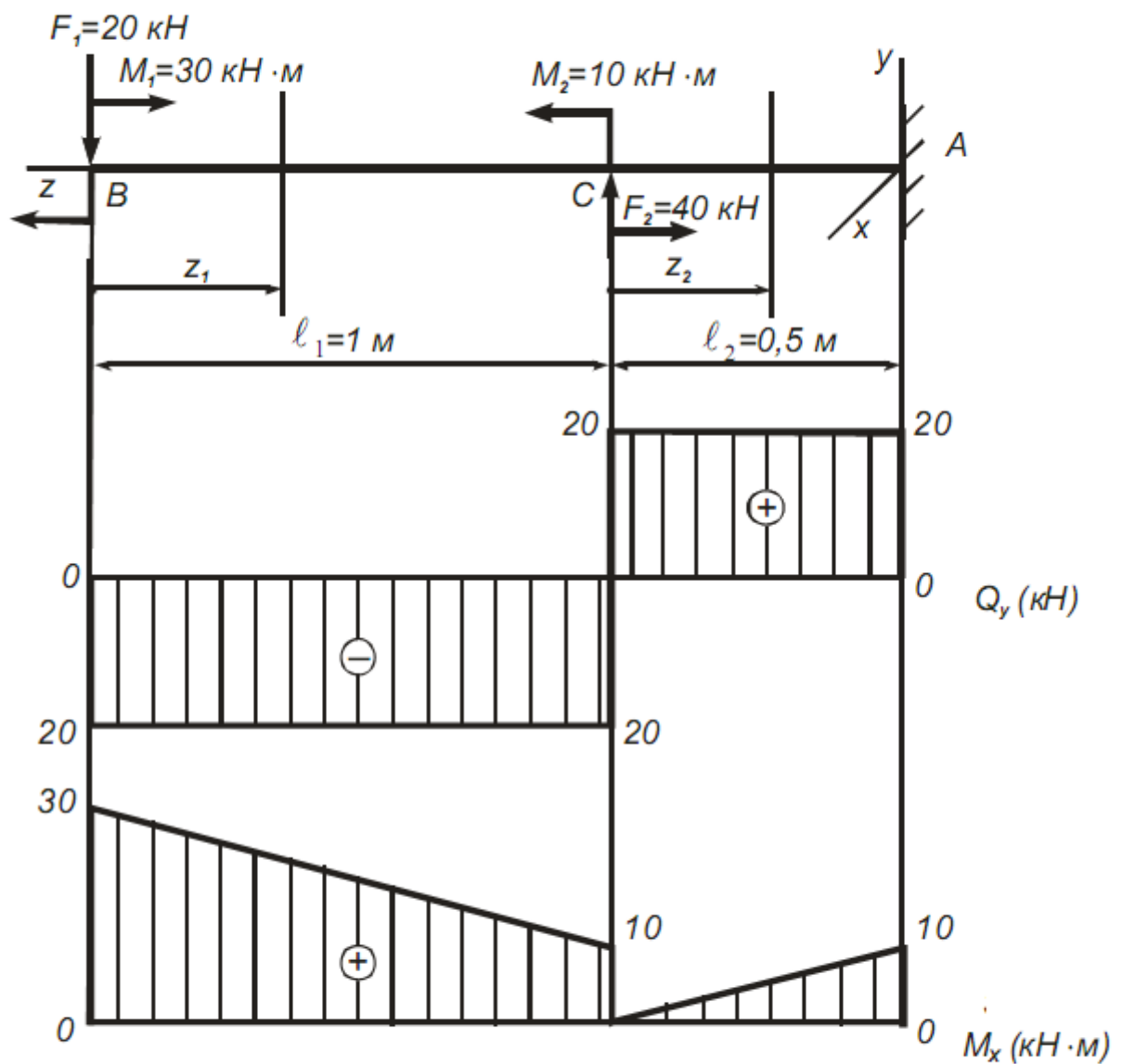
$$M = \int_F \sigma y dF; \quad Q = \int_F \tau_y dF; \quad N = \int_F \sigma dF$$

Шар, в якому відсутні подовження, називається нейтральним шаром (віссю, лінією). При $N = 0$ і $Q = 0$, маємо випадок чистого вигину.

4.2. Приклад розв'язування задачі

Дано: $F_1 = 20 \text{ кН}$, $F_2 = 40 \text{ кН}$, $M_1 = 30 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $M_2 = 10 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $l_1 = 1 \text{ м}$, $l_2 = 0,5 \text{ м}$

1. Побудувати епюри Q_y і M_x .
2. Підібрати з умови міцності $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ за нормальними напруженням круглий переріз.



Розв'язання

1.1. Розбиваємо розрахункову схему на силові ділянки: I, II.

1.2. Застосовуємо метод перерізів на кожній ділянці:

I ділянка:

$$0 \leq z_1 \leq \ell_1 = 1 \text{ м},$$

$$Q_y = -F_1 = -20 \text{ кН}, \text{ const по } \ell_1, M_x = -F_1 \cdot z_1 + M_1;$$

(рівняння прямої, що не проходить через початок координат),

$$z_1 = 0 \quad M_x = -20 \cdot 0 + 30 = 30 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$z_1 = \ell_1 = 1 \text{ м} \quad M_x = -20 \cdot 1 + 30 = 10 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

II ділянка:

$$0 \leq z_2 \leq \ell_2 = 0,5 \text{ м},$$

$$Q_y = -F_1 + F_2 = -20 + 40 = 20 \text{ кН}, \text{ const по } \ell_2,$$

$$M_x = -F_1 \cdot (\ell_1 + z_2) + M_1 + F_2 \cdot z_2 - M_2,$$

(рівняння прямої, що не проходить через початок координат);

$$\text{при } z_2 = 0 \quad M_x = -20 \cdot (1 + 0) + 30 + 40 \cdot 0 - 10 = 0;$$

$$\text{при } z_2 = \ell_2 = 0,5 \text{ м} \quad M_x = -20 \cdot (1 + 0,5) + 30 + 40 \cdot 0,5 - 10 = 20 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

1.3. Будуємо за результатами розрахунку епюри Q_v і M_x .

2. Підбираємо з умови міцності $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ за нормальними напруженням круглий переріз.

З умови міцності при згині:

$$\sigma_{\max} = \frac{\max M_x}{W_x} \leq [\sigma],$$

Приймаємо $\sigma_{\max} = [\sigma]$, враховуючи $W_x = 0,1 d^3$;

Маємо розрахункове значення параметра d_p :

$$\frac{\max M_x^B}{0,1 \cdot d_p^3} \leq [\sigma]$$

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{\max M_x^B}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 160 \cdot 10^6}} = 0,1233 \text{ м} = 123,3 \text{ мм}.$$

Можливі стандартні діаметри $d_1=120\text{мм}$; $d_2=125\text{мм}$.

Перевіримо $d_1=120\text{мм}$.

$$\sigma_1 = \frac{\max M_x}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{30 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 12^3 \cdot 10^{-6}} = 173,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 173,6 \text{ МПа} > [\sigma] = 160 \text{ МПа}$$

Маємо перевантаження з коефіцієнтом перевантаження:

$$k = \frac{\sigma_1 - [\sigma]}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{173,6 - 160}{160} \cdot 100\% = 8,5\% > 5\%,$$

Приймаємо $d_2=125\text{мм}$, тоді

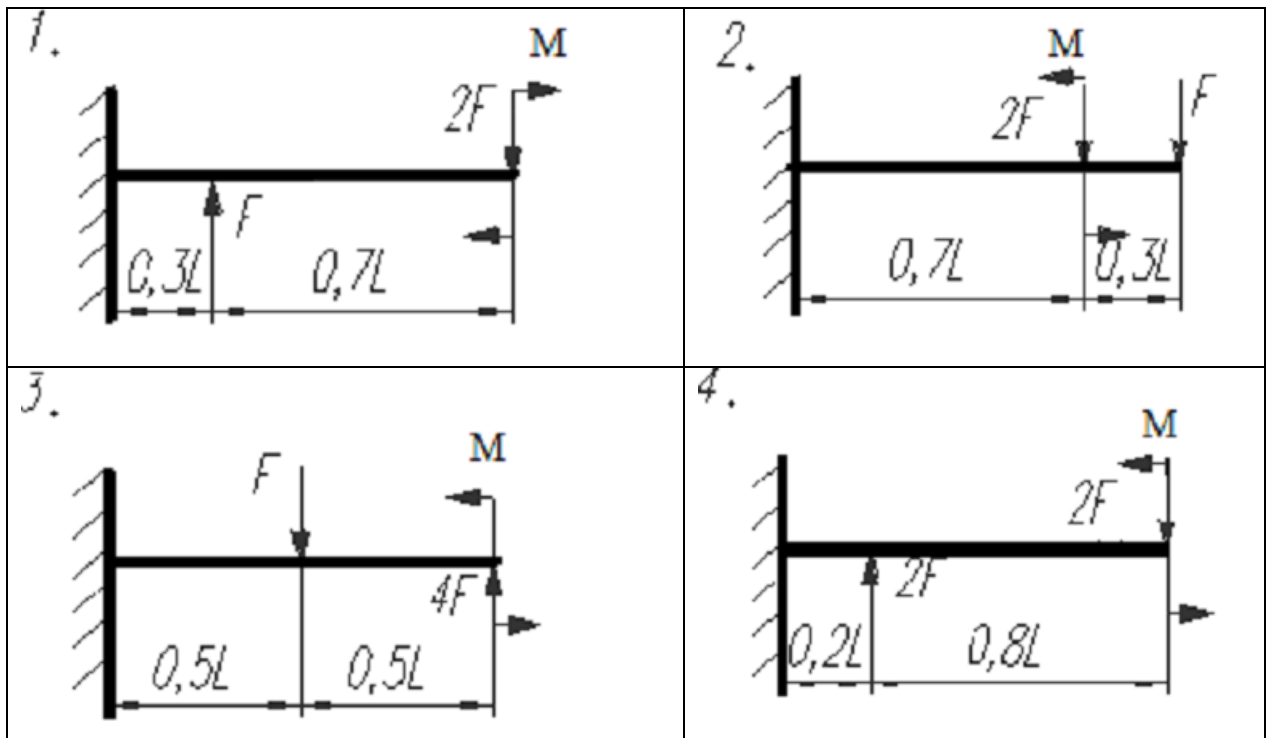
$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12,5^2}{4} = 122,7 \text{ см}^2.$$

Висновок: діаметр круглого перерізу $d_2=12,5\text{см}$, $A=122,7\text{см}^2$.

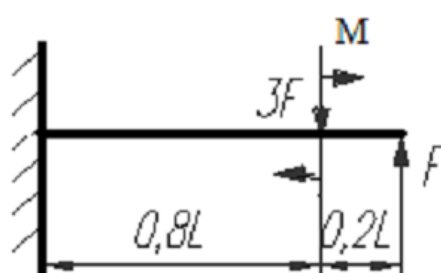
4.3. Варіанти завдань

Для заданої схеми навантаження консольного стрижня побудувати епюру поперечних сил і згинальних моментів. Підібрати з умови міцності $[\sigma]=160 \text{ МПа}$ за нормальними напруженням круглий переріз.

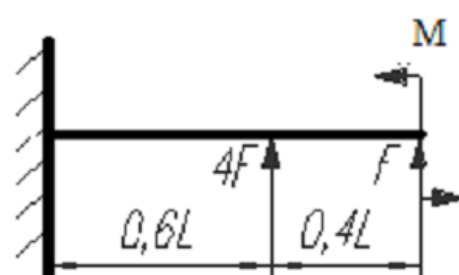
Вважати $L=1\text{м}$, $F=20\text{кН}$, $M=25 \text{ кНм}$.



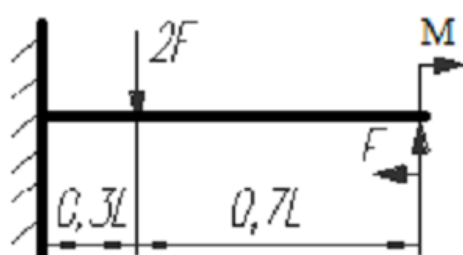
5.



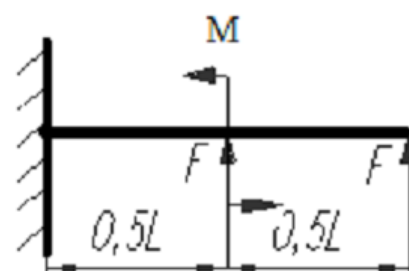
6.



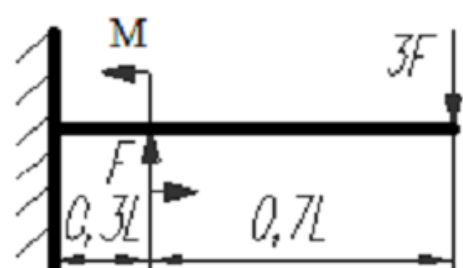
7.



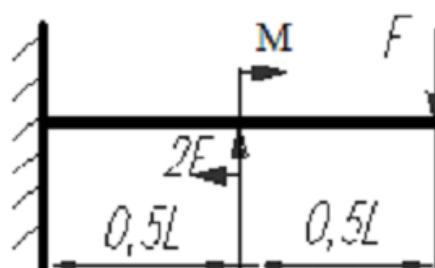
8.



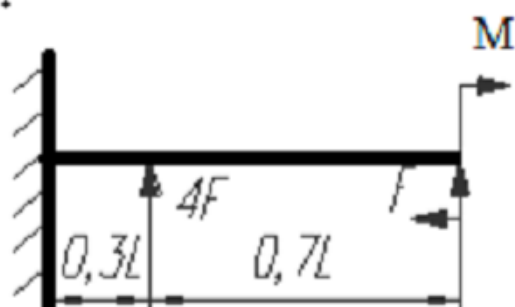
9.



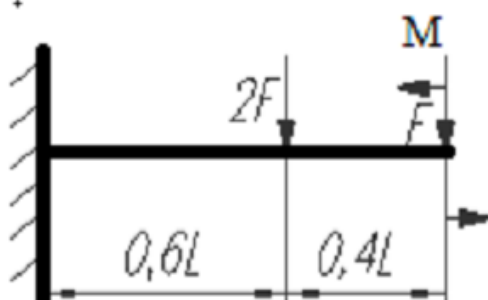
10.



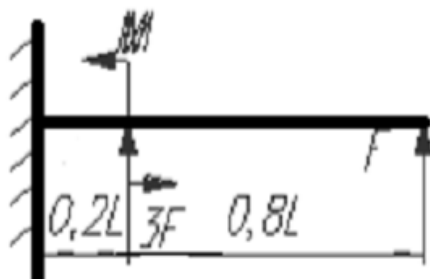
11.



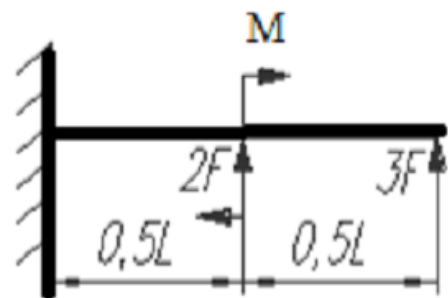
12.



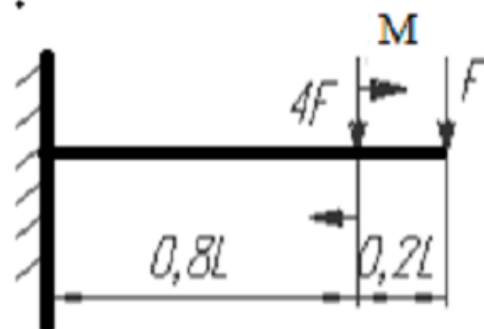
13.



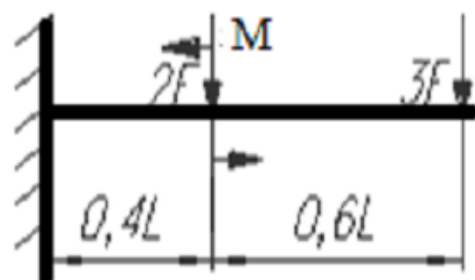
14.



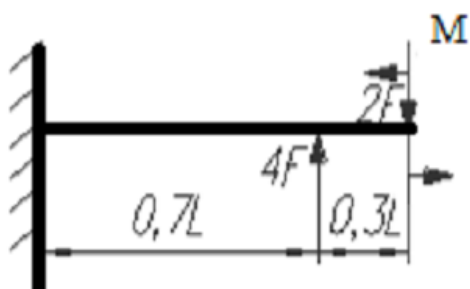
15.



16.



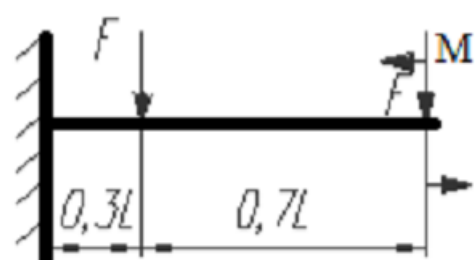
17.



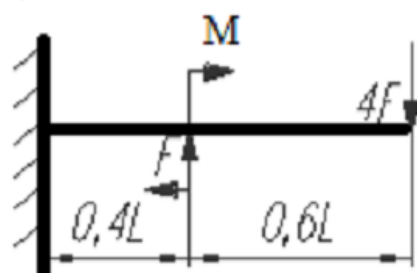
18.



19.



20.



Рекомендована література

1. Павловський М. А. Теоретична механіка / М. А. 1. Павловський. – Київ: Техніка, 2002. – 512 с.
2. Тарг С. М. . Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – Москва: Наука, 1988. – 428 с.
3. Мещерский И. В. Сборник задач по теоретической механике / И. В. 3. Мещерский. – Москва: Наука, 1999. – 448 с.
4. Яблонский А. А. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике / А. А. 4. Яблонский. – Москва: Высш. шк., 1997. – 367 с.
5. Гольдин И. И. Основы технической механики. . / И. И. Гольдин, Ю. В. Прокофьев. – Москва: Высшая школа, 1974. – 352 с.
6. Бать М. И. Теоретическая механика в примерах и задачах. / М. И. Бать, М. Ю. Джанелидзе, А. .. Кельзон. – Москва: Наука., 1972.
7. Путята Т. В. Путята Т.В., Методика розв’язування задач з теоретичної механіки. / Т. В. Путята, Б. Н. Фрадлін. – Київ,: Рад. Шк., 1995. – 334 с.
8. Тимошенко С. П. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. / С. П. Тимошенко. – Москва: Наука, 1965. – 363 с. – (2-е, стереотип.).
9. Писаренко Г.С. та ін. Опір матеріалів. Підручник / Г. С. Писаренко О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. За ред. Г. С. Писаренка — К.; Вища школа, 1993. — 655 с.
10. Горшков А. Г. , Сборник задач по сопротивлению материалов с теорией и примерами. / А. Г. Горшков, Д. В. Тарлаковский. – Москва: Физматлит, 2003. – 632 с

Вимоги до оформлення розрахунково-графічних робіт

Розрахунково-графічну роботу (**РГР**) оформляти відповідно до вимог єдиної конструкторської документації (ЄСКД) на аркушах паперу формату А4 (писати з одного боку).

На першому (титульному аркуші) вказується назва університету, кафедри, предмета, назва (тема) РГР, номер варіанта і рік виконання роботи. Також вказується П.І.Б. й посаду викладача, спеціальність (група), П.І.Б. студента.

При виконанні РГР потрібно обов'язково привести текст кожного завдання, виписати вихідні дані свого варіанту і зробити відношення до задачі і свого варіанту малюнки. Малюнки повинні виконуватися олівцем, з допомогою креслярських інструментів, в масштабі, акуратно і точно. На малюнк-

ках повинні бути зображені осі координат і всі вектори, які зустрічаються в ході розв'язання завдання (сили, швидкості, прискорення).

Розв'язання кожної задачі повинно супроводжуватися короткими поясненнями, тобто має бути вказано, які теореми, формули або рівняння застосовуються при вирішенні даної задачі.

Використання математичних комп'ютерних програм при вирішенні завдань, безумовно, заохочується, проте не є необхідною вимогою. Розрахунки, виконані в математичній програмі необхідно роздрукувати і прикріпити до записки.

Остаточний результат обов'язково повинен мати розмірність у системі СІ. Точність розрахунків можна обмежувати двома цифрами після коми.