

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»



МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра конструювання, технічної естетики і дизайну

І.М. Мацюк, Е.М. Шляхов

АНАЛІЗ ПЛОСКОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Методичні вказівки до виконання домашнього завдання з ТММ для студентів, що навчаються за освітньою програмою «Промислова естетика і сертифікація виробничого обладнання» спеціальності 132 «Матеріалознавство»

м. Дніпро
2019

Мацюк І.М. Аналіз плоского важільного механізму. Методичні вказівки до виконання домашнього завдання з ТММ для студентів, що навчаються за освітньою програмою «Промислова естетика і сертифікація виробничого обладнання» спеціальності 132 «Матеріалознавство» / І.М. Мацюк, Е.М. Шляхов; Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Д. : НТУ «ДП», 2019. – 40 с.

Затверджено до видання редакційною радою НТУ «ДП» (протокол № 9 від 05.09.2019) за поданням кафедри ОКММ (протокол № 1_від 28.08.2019).

Подано методичні вказівки до виконання домашнього завдання з ТММ з аналізу плоского важільного механізму. Наведено зразок завдання.

Зміст

1. Загальні зауваження	4
2. Структура механізмів	5
2.1. Ланки механізмів	5
2.2. Кінематичні пари і їх класифікація	5
2.3. Кінематичні ланцюги і їх класифікація	6
2.4. Структурні формули плоских механізмів	6
2.5. Структурна класифікація плоских механізмів	6
3. Кінематичний аналіз механізмів	10
3.1. Задачі кінематичного аналізу механізмів	10
3.2. Побудова планів механізму і траєкторій руху окремих точок ланок механізму	10
3.3. Визначення швидкостей точок і ланок механізму	12
3.4. Визначення прискорень точок і ланок механізму	16
4. Силовий аналіз механізмів	19
4.1. Задачі силового аналізу механізмів	19
4.2. Сили інерції ланок плоских механізмів	19
4.3. Умова кінетостатичної визначеності кінематичних ланцюгів	19
4.4. Плани сил для плоских механізмів	20
Перелік посилань	23
Додаток. Варіанти домашнього завдання по ТММ	24



1. Загальні зауваження

В процесі вивчення теорії механізмів і машин студент повинен отримати необхідні практичні навички щодо застосування основних положень і висновків теорії до вирішення конкретних завдань. ці навички отримуються студентом при виконанні домашніх завдань і курсових проектів.

Наведені методичні вказівки мають на меті допомогти студенту в проведенні аналізу плоского важільного механізму другого класу, який включає структурний, кінематичний і силовий аналіз.

Кожен студент отримує завдання, в якому наведена схема механізму і необхідні дані до неї.

Завдання може бути виконане:

1. Графоаналітичним методом на аркуші ватману (формат А2 або А3 в залежності від обсягу завдання);
2. Аналітичним методом з використанням персонального комп'ютера.

Обсяг завдання (загальна кількість планів механізму, число планів механізму, що піддається кінематичному і силовому аналізу і т.п.) визначається викладачем в залежності від спеціальності та форми навчання студента.

У цій брошурі розглянуто графоаналітичний метод аналізу механізмів за допомогою планів.

На аркуші ватману методом засічок будують, як мінімум, шість планів механізму для шести рівновіддалених положень кривошипа. В якості початкового положення кривошипа приймається положення, відповідне заданому значенню узагальненої координати φ_1 . Крім цього, за вказівкою викладача, будують одне або два, так звані, «мертвих» положення.

Для початкового, одного з «мертвих» і довільного (за вибором студента, відповідного одному з решти п'яти рівновіддалених положень кривошипа) положення будуються плани швидкостей і прискорень. Для початкового положення виконується силовий аналіз. Необхідні розрахунки і таблиці наводяться або безпосередньо на кресленні, або в невеличкій пояснювальній записці.

Пояснювальна записка пишеться від руки або на комп'ютері на одній стороні листів паперу формату А4 з полями зліва 25 мм і праворуч 15 мм. Всі сторінки нумеруються. Записка повинна мати титульний лист. Після титульного аркуша слідує "Зміст" із зазначенням номерів сторінок, відповідних кожному пункту.

В кінці записки наводиться список використаної літератури, на яку в тексті періодично робляться посилання.



2. Структура механізмів

2.1. Ланки механізмів.

Механізм – система твердих тіл, призначена для перетворення заданого руху одних твердих тіл в необхідні рухи інших твердих тіл.

Тверде тіло, що входить до складу механізму називається ланкою. Ланки можуть складатися з однієї або декількох деталей, але ці деталі не мають відносної рухливості. Наприклад, шатун двигуна внутрішнього згорання – одна ланка, що складається з окремих деталей (кришка підшипника шатуна, вкладиші, з'єднувальні болти, власне шатун, підшипник ковзання в головці шатуна), але всі вони не мають відносно один одного ніякої рухливості і працюють як одна цілісна деталь.

Ланки бувають рухомі і нерухомі. У будь-якому механізмі є одна нерухома ланка (стійка) і кілька рухомих. Серед рухомих розрізняють ланки вхідні і вихідні. Ланка, якій надається рух, що перетворюється механізмом в необхідний рух інших ланок, називається вхідною ланкою. Вихідна ланка – ланка, яка здійснює рух, для виконання якого призначений механізм.

Слід пам'ятати, що в теорії механізмів і машин матеріал ланки, спосіб виготовлення, конструкція і деформація його не враховуються, тобто вона ідеальна за змістом.

2.2. Кінематичні пари і їх класифікація.

Кінематична пара – з'єднання двох дотичних ланок, що допускає їх відносний рух.

З'єднання двох ланок в кінематичну пару обмежує рух ланок, виключаючи ті чи інші з шести ступенів свободи, тобто на відносний рух ланок накладаються умови зв'язку. Очевидно, що число цих зв'язків може бути цілим і менше шести, так як, якщо число цих зв'язків дорівнюватиме шести, то ланки втрачають відносну рухливість і переходять в жорстке з'єднання. Точно так же число зв'язків не може бути менше одиниці, так як в такому випадку кінематична пара відсутня, тобто наявні ланки в просторі існують незалежно одна від одної. В цілому,

$$w+s=6,$$

де w – число ступенів свободи ланок кінематичної пари; s – число накладених зв'язків на рух ланок кінематичної пари. Тільки незалежні (не пов'язані аналітично залежністю) можливі рухи визначають число ступенів свободи ланок кінематичної пари.

$$1 \leq s(\text{або } w) \leq 5.$$

За кількістю накладених зв'язків кінематичні пари ділять на п'ять класів: I, II, III, IV, V (приклади див. [1]). Сукупність поверхонь, ліній, точок, по яких відбувається дотик ланок, називається елементами кінематичної пари. За елементами кінематичні пари поділяються на вищі та нижчі. Нижчі мають елементи кінематичної пари у вигляді поверхні, вищі – у вигляді лінії або точки.



2.3. Кінематичні ланцюги і їх класифікація.

Система ланок, пов'язаних між собою кінематичними парами, називається кінематичним ланцюгом. Останні ділять на незамкнуті і замкнуті, прості і складні, плоскі і просторові.

Незамкнутий кінематичний ланцюг – ланцюг, у якого ланки не утворюють замкнутих контурів.

Замкнутий кінематичний ланцюг – ланцюг, ланки якого утворюють один або кілька замкнутих контурів.

Кінематичний ланцюг, в якому кожна ланка входить не більше ніж в дві кінематичні пари, називається простим кінематичним ланцюгом. Якщо в кінематичному ланцюзі хоча б одна ланка входить більш ніж в дві кінематичні пари, то такий кінематичний ланцюг називається складним.

Якщо траєкторії всіх точок ланок кінематичного ланцюга лежать в одній площині або в паралельних площинах, то кінематичний ланцюг називається плоским; в іншому випадку – просторовим.

2.4. Структурні формули плоских механізмів.

У плоских механізмах кінематичні пари I, II, III класу не використовуються, оскільки мають просторовий характер можливих відносних переміщень ланок. У зв'язку з цим структурна формула плоских механізмів має вигляд:

$$w = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (2.1)$$

де w – ступінь рухливості (число ступенів свободи механізму);

n – число рухомих ланок плоского механізму;

p_4, p_5 – відповідно число кінематичних пар четвертого і п'ятого класів, що входять до складу даного механізму.

Рівняння (2.1) – формула Чебишева П.Л. Відповідно до цього рівняння визначають ступінь рухливості будь-якого плоского механізму щодо нерухомої ланки.

Ступінь рухливості механізму – число, яке вказує оптимальну кількість приводних ланок в механізмі, необхідне для виконання їм цілком певного руху. В основному, в конструкціях машин і приладів використовуються механізми з одним ступенем рухливості. В деяких конструкціях знаходять застосування механізми з двома і більше ступенями рухливості, наприклад, диференціали автомобілів, деякі механізми лічильно-обчислювальних машин, маніпулятори.

2.5. Структурна класифікація плоских механізмів.

2.5.1. Загальний принцип утворення механізмів.

Загальний принцип освіти механізмів був сформульований в 1914 р російським вченим Л.В Ассуром. В основу його закладено метод утворення механізмів шляхом послідовного приєднання до ведучої ланки кінематичних ланцюгів, що володіють певними властивостями. Такі кінематичні ланцюги отримали назву груп Асура.

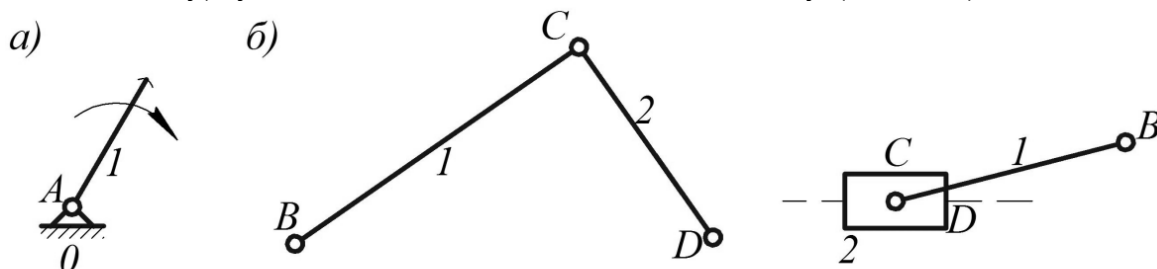
В цілому група Ассура – кінематичний ланцюг з нульовим ступенем рухливості щодо тих ланок, з якими входять в кінематичні пари вільні елементи його ланок і не розпадається на більш прості ланцюги, що володіють також нульовим ступенем рухливості, тобто:

$$3n - 2p_5 - p_4 = 0 \quad (2.2)$$

При послідовному приєднанні груп Ассура необхідно керуватися певними правилами. При утворенні механізму з одним ступенем рухливості перша група приєднується вільними елементами ланок до ведучої ланки і стійці. Наступні групи можуть приєднуватися до будь-яких ланок отриманого механізму тільки так, щоб ланки групи мали відносну рухливість.

2.5.2. Структурна класифікація плоских механізмів.

Механізм, що складається з ведучої ланки і стійки (утворюють кінематичну пару п'ятого класу), умовно названий механізмом I класу (мал.1, а).



Мал.1. Структура плоских механізмів:
а) механізм 1 класу; б) групи Ассура другого класу.

Зі співвідношення (2.2.) випливає, що умовою, якій повинні задовольняти групи Ассура, до складу яких входять тільки пари п'ятого класу, буде

$$3n - 2p_5 = 0.$$

Так як числа ланок кінематичних пар можуть бути тільки цілими, то умові (2.3) задовольняють лише такі поєднання чисел ланок і кінематичних пар, що входять в групу (табл.2.1).

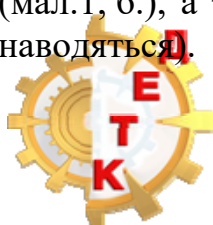
Сполучення n і p_5 для груп Ассура

Таблиця 2.1

n	2	4	6
p_5	3	6	9

Приймаючи різні поєднання цих чисел, можна отримати групи Ассура різного виду, які розбиваються на класи.

Найпростішим поєднанням чисел ланок і пар буде $n = 2$ і $p_5 = 3$. При цьому поєднанні можна утворити лише п'ять груп Ассура, дві з яких є основними (мал.1, б.), а три інші – похідними від них (їх схеми в методичних вказівках не наводяться).



Група, що має дві ланки і три пари п'ятого класу, називається групою другого класу або двохповодковою групою, бо приєднання цієї групи до основного механізму проводиться двома поводками В і D.

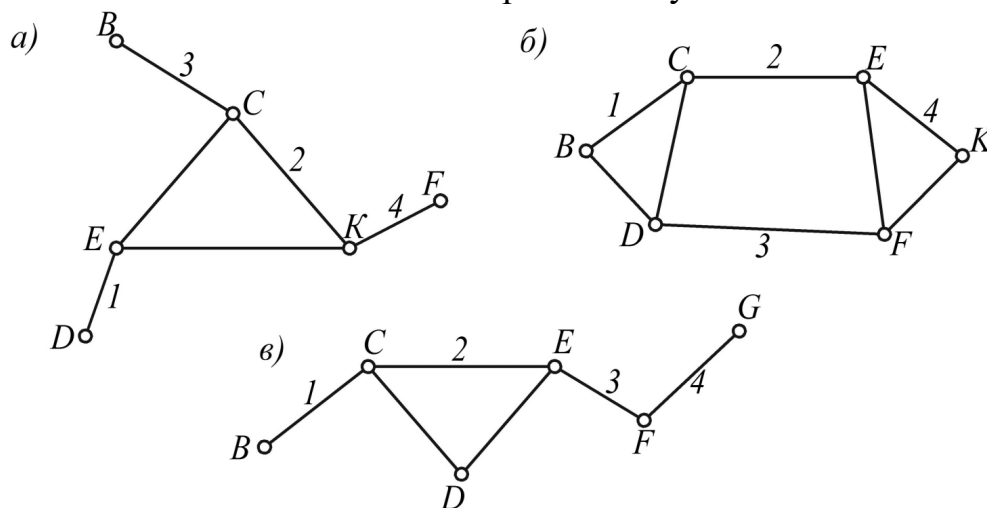
Механізми, до складу яких входять групи Ассура класу не вище другого, називаються механізмами другого класу. Більшість сучасних механізмів, що застосовуються в техніці, належать до механізмів другого класу.

Наступна за кількістю ланок група Ассура повинна містити чотири ланки і шість пар п'ятого класу ($n = 4$ і $p_5 = 6$). Для цього поєднання можуть бути отримані три типи ланцюгів, структурні принципи утворення яких різні. Перший кінематичний ланцюг показано на мал. 2, а й представляє собою складний незамкнений ланцюг, що є групою Ассура третього класу третього порядку і називається трьохповодковою групою. Приєднання її до механізму здійснюється за допомогою трьох поводків В, D, F. Відмінною особливістю цієї групи є ланка ЕСК (ланка 2), що входить в три кінематичні пари і утворює деякий жорсткий трикутний замкнутий контур, що отримала назву базисної ланки.

Механізми, до складу яких входять групи не вище третього класу, називаються механізмами третього класу.

Другий можливий кінематичний ланцюг з чотирьох ланок і шести низших пар показана на мал.2, б. Цей ланцюг приєднується своїми вільними елементами В і К. На відміну від групи третього класу, дана група Ассура містить дві базисні ланки, які разом з іншими двома ланками утворюють один рухливий чотиристоронній замкнутий контур CEFD. Такі групи Ассура назвали групами четвертого класу другого порядку.

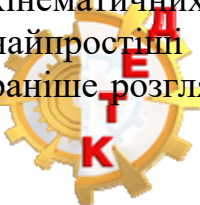
Механізми, до складу яких входять групи не вище четвертого класу другого порядку, називаються механізмами четвертого класу



Мал.2. Структура плоских механізмів:

- а) група Ассура третього класу; б) група Ассура четвертого класу;
- в) кінематичний ланцюг, що складається з двох груп Ассура другого класу

Третій можливий вид кінематичного ланцюга з чотирьох ланок і шести кінематичних пар показано на мал.2, в. Цей ланцюг розпадається на дві найпростіші групи другого класу (групи 1-2 і 3-4), тому відноситься до вже раніше розглянутих і не представляє нічого принципово нового. Якщо до складу



механізму входять групи Ассура різних класів, то клас механізму визначається по тій групі, яка відноситься до найвищого класу.

При визначенні класу механізму необхідно вказувати ведучі ланки, бо в залежності від вибору цих ланок може змінюватися клас механізму. Розподіл механізму на групи Ассура слід завжди починати з вихідної ланки. Спочатку намагаються виділити найпростішу структурну групу (другого класу), в яку входить вихідна ланка. Якщо таке виділення неможливо, переходять до пошуку груп третього класу і т.д. Після виділення першої групи приступають до виділення наступної і т.д.

Якщо до складу механізму поряд з нижчими кінематичними парами входять також і вищі, то користуючись методом заміни вищих пар нижчими, завжди можна визначити клас механізму.

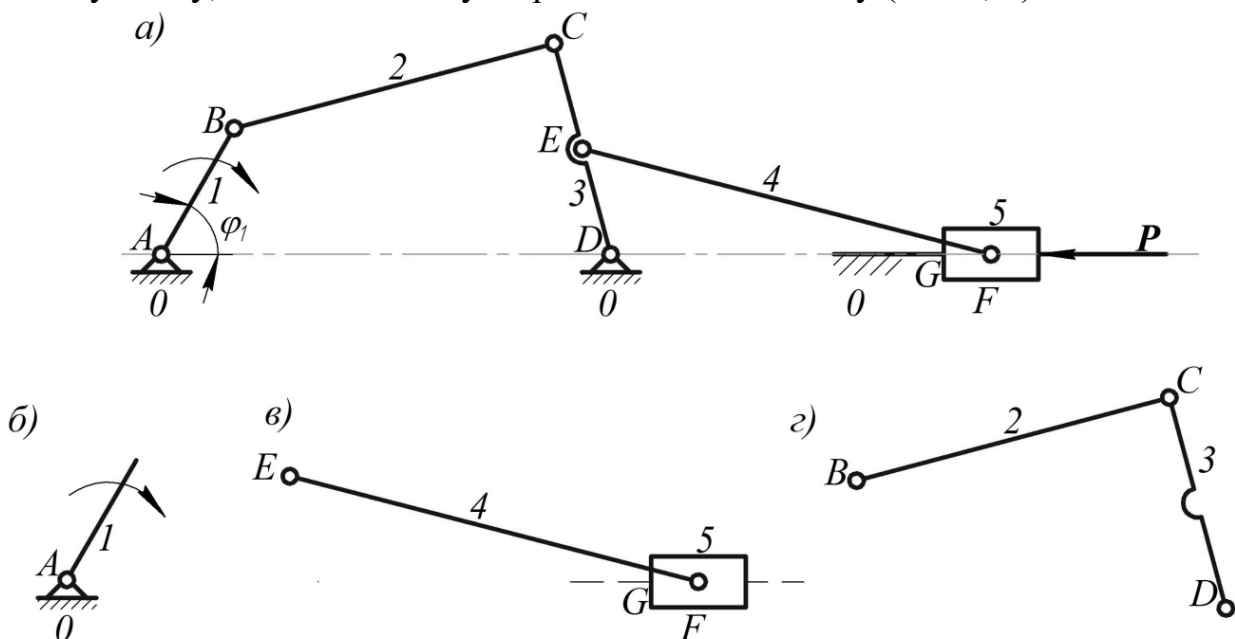
Послідовність виконання структурного аналізу покажемо на прикладі.

Приклад. Виконати структурний аналіз механізму, схема якого представлена на мал.3, а.

Позначимо стійку нулем, а рухливі ланки пронумеруємо, починаючи від вхідної ланки – кривошипа АВ. Число рухомих ланок $n = 5$. Визначимо кількість і клас кінематичних пар. Неважко переконатися, що всі кінематичні пари механізму – п'ятого класу (шість обертальних – А, В, С, D, E, F і одна поступальна – G). Застосовуючи формулу Чебишева П.Л., визначимо рухливість механізму.

$$w = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Отримане значення говорить про те, що даний механізм повинен мати одну вхідну ланку, яка зі стійкою утворює механізм 1 класу (мал.3, б).



Мал.3. Структурний аналіз механізму:

а) схема механізму; б) механізм 1 класу; в) група 2 класу; г) група 2 класу.

У решти кінематичного ланцюга шукаємо найпростіші групи Ассура другого класу, починаючи з ланок найбільш віддалених від вхідної. Першою виділимо групу, що складається з ланок 4 і 5 (мал.3, в), а потім групу з ланок 2 і 3 (мал.3, г). Оскільки найвищий клас груп, що входять до складу механізму – другий, механізм відноситься до другого класу.

3. Кінематичний аналіз механізмів.

3.1. Задачі кінематичного аналізу механізмів

Кінематичний аналіз механізмів передбачає вирішення трьох основних завдань:

1. Визначення положення ланок і побудова траєкторій руху окремих точок ланок механізму.
2. Визначення швидкостей точок і ланок механізму.
3. Визначення прискорень точок і ланок механізму.

Зазначені завдання можна вирішувати аналітично і графоаналітичним.

Вибір методу рішення визначається ступенем точності необхідного розрахунку. У цих методичних вказівках, як уже згадувалося, викладено графоаналітичний спосіб вирішення завдань кінематики механізмів.

Починати кінематичний аналіз слід з ведучої ланки. Початковими умовами для вирішення завдань кінематики є: план механізму і закон руху ведучої ланки.

3.2. Побудова планів механізму і траєкторій руху окремих точок ланок механізму

Планом механізму називається графічне зображення взаємного розташування ланок, що відповідає заданому значенню узагальненої координати механізму. В якості узагальненої координати приймають, як правило, координату, що визначає положення початкової ланки (Наприклад, кут повороту кривошипа).

Завдання побудови плану механізму можна сформулювати наступним чином: за заданим положенням початкової ланки, знайти положення всіх інших ланок. Основним методом вирішення даної завдання є метод геометричних місць (геометричних засічок). План механізму креслять в певному масштабі довжини. В теорії механізмів не користуються креслярськими масштабами (1:1; 2:1; 1:5 і т.п.), а використовують масштабні коефіцієнти.

Масштабним коефіцієнтом фізичної величини називають відношення чисельного значення фізичної величини у властивих їй одиницях до довжини відрізка в міліметрах, який зображує цю величину. Далі будемо використовувати тільки масштабні коефіцієнти, які позначаються літерою μ з індексом, що вказує, до якої величини вони відносяться. Наприклад, масштабний коефіцієнт довжини μ_l , масштабний коефіцієнт швидкості μ_v , масштабний коефіцієнт прискорення μ_a і т.д. Термін «масштаб» будемо вживати іноді як скорочену форму вираження «масштабний коефіцієнт».

На відміну від креслярського масштабу (безрозмірної величини) масштабний коефіцієнт має розмірність.



Масштабний коефіцієнт довжини для плану механізму є відношення будь-якої довжини в метрах до відрізка, який зображує цю довжину на кресленні в міліметрах. Наприклад,

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} \text{ м/мм},$$

де l_{AB} – справжня довжина ланки механізму (наприклад, кривошипа), м;
 AB – довжина відрізка на кресленні, який зображує l_{AB} .

Вибравши масштаб і визначивши креслярську величину кожної ланки, методом засічок виконують побудову плану механізму.

Приклад. Побудувати план механізму (мал.3, а), відповідний певному значенню узагальненої координати φ_1 . Передбачаються відомими геометричні розміри всіх ланок (l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , l_{AD} , l_{DE} , l_{EF}) в м.

Знаходять довжини відрізків, якими будуть зображатися ланки механізму на кресленні.

$$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l}, \text{мм}; \quad CD = \frac{l_{CD}}{\mu_l}, \text{мм}; \quad \text{и т.д.}$$

Побудову виконують в такій послідовності:

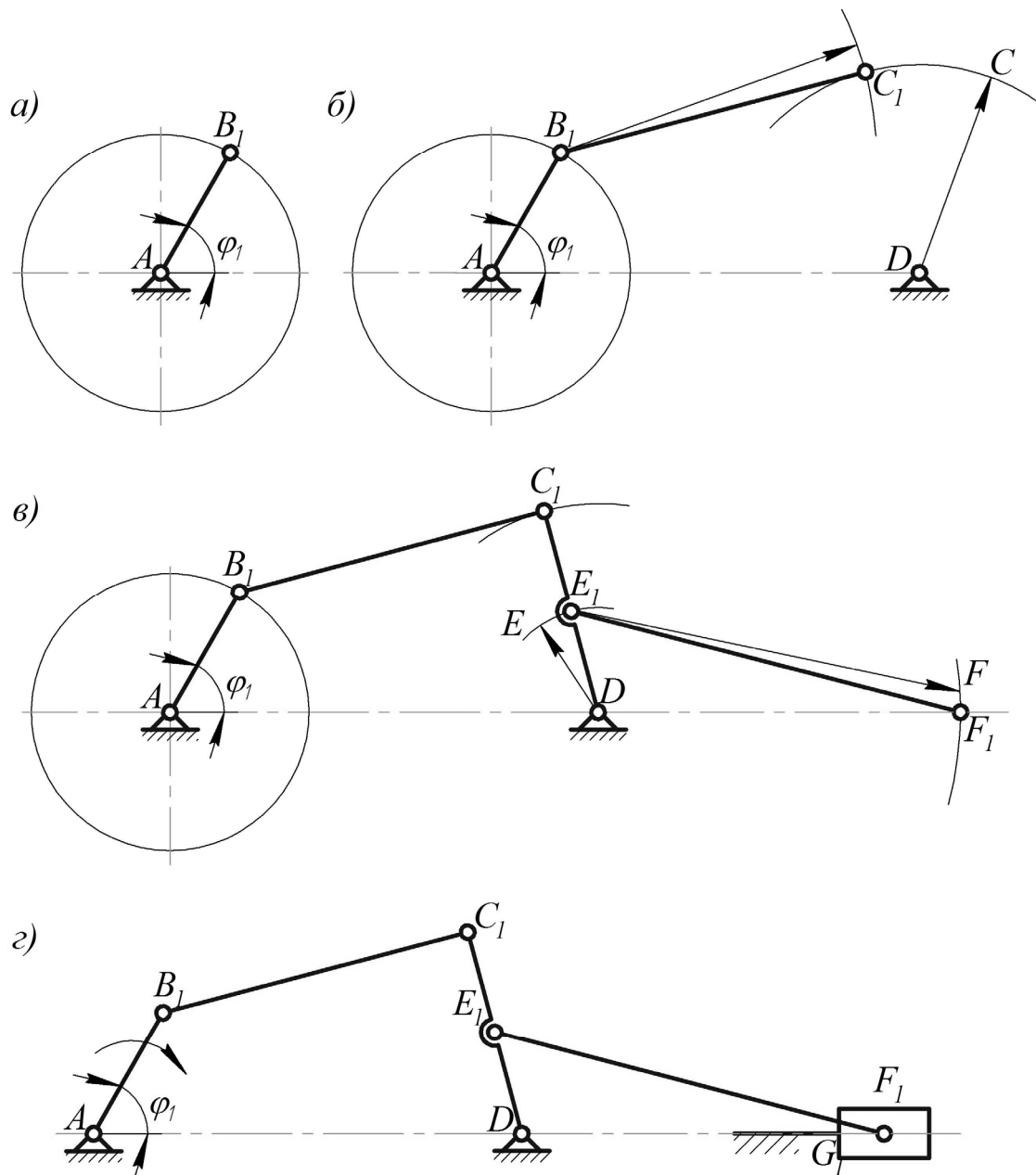
- радіусом AB описують траєкторію руху точки B (окружність, мал.4, а);
- по заданій узагальненій координаті φ_1 (наприклад, $\varphi_1 = 60^\circ$) знаходять положення ведучої ланки AB_1 (мал.4, а);
- знаходять положення точки D ;
- розчином циркуля CD з точки D окреслюють траєкторію точки C (дуга окружності);
- розчином циркуля BC з точки B_1 роблять зарубку на цій дузі, визначаючи таким чином положення точки C_1 ;
- з'єднавши точки B_1 і C_1 і точки D і C_1 отримують план першої структурної групи (мал. 4, в);
- розчином циркуля DE з точки D засікає положення точки E_1 на ланці CD (мал. 4, в);
- розчином циркуля EF з точки E роблять зарубку на горизонталі AD , отримують положення точки F_1 ;
- поєднуючи точки E_1 і F_1 і зображуючи схематично повзун, отримують остаточний вид плану механізму (мал. 4, г).

Даному плану присвоюють номер (наприклад 1). Аналогічно будують плани для інших значень узагальненої координати (як правило, через рівні кути повороту кривошипа за один його оберт).

Сукупність планів механізму, що відповідають різним значенням φ_1 за один оберт ведучого ланки (цикл роботи механізму), дає можливість побудувати траєкторії окремих точок ланок механізму.

Лінію, що з'єднує на плані послідовні положення однойменних точок називають траєкторією цих точок.





Мал. 4. Побудова планів механізму методом засічок
 а) побудова кривошипа; б) визначення положення точки С; в) визначення положення точок Е і F; г) остаточний план механізму.

3.3. Визначення швидкостей точок і ланок механізму

Швидкості точок і ланок механізму визначають за відомими правилами теоретичної механіки залежно від характеру руху ланок.

При поступальному русі ланки швидкості всіх її точок будуть рівні і спрямовані в одну сторону. При обертанні ланки навколо нерухомого центру швидкості її точок пов'язані залежністю

$$v = \omega R = \frac{\pi n}{30} R, \text{ м/с},$$

де ω – кутова швидкість ланки, с^{-1} ;
 n – частота обертання ланки, об/хв ;
 R – радіус обертання, м .



Вектор лінійної швидкості спрямований перпендикулярно радіусу в сторону обертання ланки.

Відповідно до теореми про складання швидкостей, якщо ланка здійснює плоскопаралельний рух, лінійна швидкість будь-якої його точки виражається рівнянням

$$\bar{v}_{\text{точки}} = \bar{v}_{\text{пер}} + \bar{v}_{\text{від}}$$

де, $\bar{v}_{\text{пер}}, \bar{v}_{\text{від}}$ – вектори відповідно переносної і відносної швидкостей точок розглянутої ланки.

В свою чергу

$$\bar{v}_{\text{від}} = \bar{\omega} \times \bar{R}$$

де $\bar{\omega}$ – вектор кутової швидкості ланки;

\bar{R} – радіус-вектор точки, лінійна швидкість якої визначається.

Вектор $v_{\text{від}}$ перпендикулярний радіусу-вектору і спрямований в бік миттєвого обертання ланки.

Розглянемо методику рішення задачі по визначенню швидкостей точок і ланок на прикладі шестиланкового шарнірного механізму, для якого раніше був виконаний структурний аналіз. Вихідними даними для вирішення цього завдання є план механізму і закон руху початкової ланки. Як правило, якщо в якості початкової ланки приймається кривошип, то законом його руху є обертання з постійною кутовою швидкістю ($\omega_1 = \text{const}$). Завдання вирішуємо методом планів швидкостей.

Приклад. Побудувати план швидкостей для шестиланкового шарнірного механізму (мал. 5, а).

Точка В механізму належить ланці АВ і обертається навколо нерухомої точки А, отже,

$$v_B = \omega_1 l_{AB}, \text{ м/с,}$$

де l_{AB} – довжина ланки АВ.

Вектор \bar{v}_B спрямований перпендикулярно відрізка АВ в сторону обертання ланки АВ.

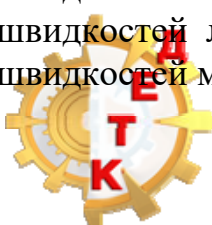
Точка С одночасно належить ланкам ВС і CD, тому можна записати два векторних рівняння $\bar{v}_C = \bar{v}_B + \bar{v}_{CB}$ і $\bar{v}_C = \bar{v}_D + \bar{v}_{CD}$.

Прирівнявши праві частини цих рівнянь, отримаємо рівняння, яке можна вирішити простою графічною побудовою.

$$\underline{\underline{\bar{v}_B}} + \underline{\underline{\bar{v}_{CB}}} = \underline{\underline{\bar{v}_D}} + \underline{\underline{\bar{v}_{CD}}}. \quad (3.1)$$

Тут відомі вектори підкреслені двічі, а відомі тільки по напрямку – один раз.

Планом швидкостей ланки плоского механізму називають графічну побудову, що являє собою плоский пучок, промені якого зображують абсолютні швидкості точок ланки, а відрізки, що з'єднують кінці променів, – відносні швидкості відповідних точок в даному положенні ланки. Сукупність планів швидкостей ланок механізму з одним загальним полюсом називається планом швидкостей механізму.

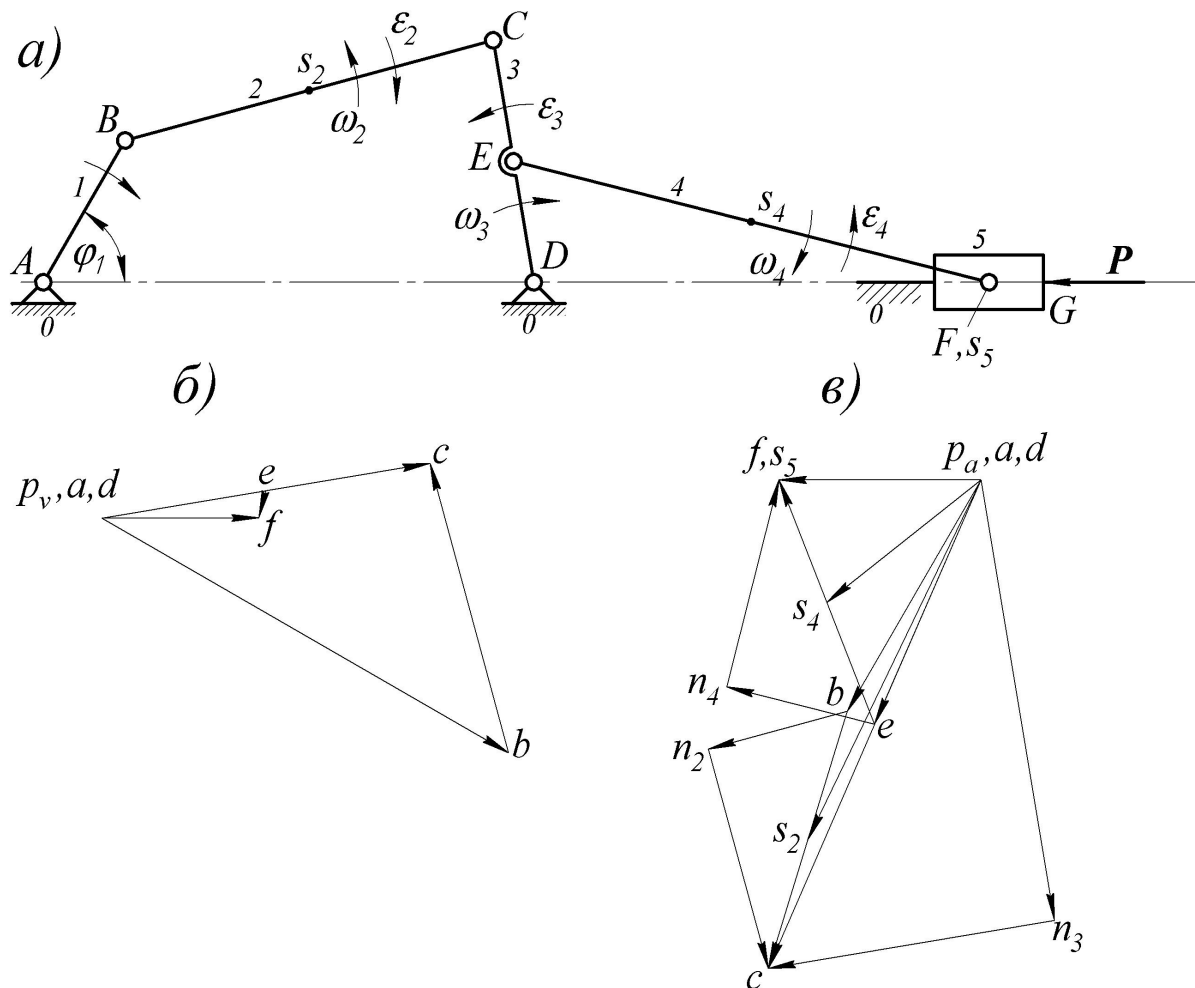


У рівнянні (3.1) вектор \bar{v}_{CB} направлений перпендикулярно відрізку BC, а вектори \bar{v}_{CD} і \bar{v}_C – перпендикулярно відрізку CD. Для графічного рішення цих рівнянь будують план швидкостей.

Для побудови останнього вибирають масштаб швидкості

$$\mu_v = \frac{v_{icm}}{l}, \frac{м/с}{мм}.$$

де v_{icm} – істинне значення швидкості, м/с; l – довжина відрізка на кресленні, який зображує вектор цієї швидкості, мм.



Мал. 5. Кінематичний аналіз механізму:
а) план механізму; б) план швидкостей; в) план прискорень.

Зазвичай масштабний коефіцієнт визначають за значенням швидкості точки В кривошипа. Тобто

$$\mu_v = \frac{v_B}{p_v b}, \frac{м/с}{мм},$$

де $p_v b$ – відрізок на плані швидкостей, який буде зображати вектор швидкості точки В.



Для побудови плану швидкостей по рівності (3.1) беруть довільну точку p_v (полюс плану швидкостей) і, спочатку, в обраному масштабі будують вектор швидкості точки В (на плані відрізок $p_v b$, мал. 5, б). В полюс поміщають також точки А і D, швидкість яких дорівнює нулю. На відміну від плану механізму на плані швидкостей використовують малі літери.

Відповідно до лівої частини рівності (3.1) через кінець вектора швидкості точки В проводять пряму, перпендикулярну відрізку ВС. У правій частині цього рівняння \bar{v}_D – нуль-вектор, тому через полюс проводять пряму, перпендикулярну відрізку CD.

Точка перетину відомих у напрямку векторів рівності (3.1) визначає кінець вектора швидкості шуканої точки С. Вектор $p_v c$ – вектор швидкості точки С в масштабі μ_v , отже,

$$v_C = (p_v c) \mu_v, м/с,$$

а вектор cb – вектор відносної швидкості v_{CB} тобто

$$v_{CB} = (bc) \mu_v, м/с.$$

Далі переходять до визначення швидкості точки Е. Найбільш просто це можна зробити за допомогою, так званої, теореми подібності для плану швидкостей ланки: «Відрізки прямих ліній, що з'єднують точки однієї ланки на плані механізму, і відрізки прямих ліній, що з'єднують кінці векторів швидкостей цих точок на плані швидкостей, утворюють подібні і подібно розташовані фігури». Фігура на плані швидкостей повернута щодо фігури на плані механізму на 90° . Теорема подібності дає можливість визначити швидкість будь-якої точки ланки, якщо відомі швидкості двох точок цієї ланки.

Точка Е лежить на відрізку CD плану механізму. Знаходимо подібне розташування точки e на відрізку cd плану швидкостей і проводимо в цю точку з полюса вектор $p_v e$. Швидкість

$$v_E = (p_v e) \mu_v, м/с.$$

Швидкість точки F

$$\underline{\bar{v}_F} = \underline{\bar{v}_E} + \underline{\bar{v}_{FE}}.$$

Через точку e плану швидкостей проводимо пряму, перпендикулярну відрізку EF на плані механізму, а через полюс – горизонтальну пряму. Ці прямі перетинаючись утворюють точку f плану швидкостей.

$$v_F = (p_v f) \mu_v, м/с.$$

Властивості плану швидкостей:

1. Вектори, які мають своїм початком полюс плану швидкостей, – вектори абсолютних швидкостей розглянутих точок;
2. Відрізки, що з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей, – вектори відносних швидкостей розглянутих точок;
3. План швидкостей ланки подібний його геометричному обрису, подібно з ним розташований, але повернутий на 90° в сторону миттєвого обертання ланки.



Модулі векторів кутових швидкостей ланок визначаються за відомими формулами

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}}, c^{-1}; \quad \omega_3 = \frac{v_{CD}}{l_{CD}}, c^{-1}; \quad \omega_4 = \frac{v_{FE}}{l_{EF}}, c^{-1}. \quad (3.3)$$

Для визначення напрямку кутової швидкості, наприклад, другої ланки необхідно вектор відносної швидкості \bar{v}_{CB} подумки перенести з плану швидкостей паралельно самому собі в точку С плану механізму і встановити в який бік цей вектор прагне повернути другу ланку відносно точки В. У нашому прикладі (мал. 5) цей напрямок проти годинникової стрілки. Аналогічним чином визначають напрямки ω_3 і ω_4 .

На цьому закінчують визначення швидкостей точок і ланок механізму.

Розглянутий приклад дає всі необхідні відомості для побудови планів швидкостей будь-яких плоских механізмів другого класу, до складу яких входять тільки дволанкові групи.

3.4. Визначення прискорень точок і ланок механізму

Планом прискорень ланки плоского механізму називається графічна побудова, що являє собою плоский пучок, промені якого зображують абсолютні прискорення точок ланки, а відрізки, що з'єднують кінці променів, – відносні прискорення відповідних точок в даному положенні ланки. Сукупність планів прискорень ланок механізму з одним загальним полюсом називається планом прискорень механізму.

Побудова планів прискорень пояснимо на прикладі дослідження того ж механізму, для якого будувався план швидкостей. Рівняння, які використовуються при побудові плану прискорень механізму, відрізняються від рівнянь для побудови плану швидкостей тільки розкладом повних прискорень на окремі складові.

Повне прискорення точки, що рухається по криволінійній траєкторії, складається з двох складових: нормального прискорення і дотичного прискорення. Нормальне прискорення направлено по нормалі до центру кривизни, а його величина визначається за формулою

$$a^n = \frac{v^2}{r},$$

де v – лінійна швидкість точки;

r – радіус кривизни траєкторії.

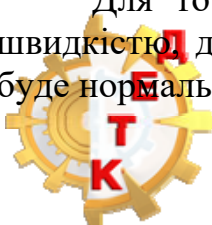
Величина дотичного прискорення визначається за формулою

$$a^\tau = \frac{dv}{dt}.$$

Повне прискорення $\bar{a} = \bar{a}^n + \bar{a}^\tau$.

Для точки В кривошипа, що рухається по колу з постійною лінійною швидкістю, дотичне прискорення дорівнює нулю. Отже, прискоренням точки В буде нормальне прискорення

$$a_B = a_B^n = \omega_1^2 l_{AB}.$$



Прийнявши деяку точку за полюс плану прискорень (мал. 5, в), відкладемо вектор, що зображує нормальне прискорення точки В, у вигляді відрізка $(p_a b)$. Тоді масштабний коефіцієнт прискорень знайдеться зі співвідношення

$$\mu_a = \frac{a_B^n}{(p_a b)} \text{ і має розмірність } \frac{м/с^2}{мм}.$$

Можна також задатися значенням μ_a і визначити відрізок $(p_a b)$ з умови

$$(p_a b) = \frac{a_B^n}{\mu_a}, \text{ мм.}$$

Далі переходимо до першої приєднаної до ведучого механізму структурної групи (ланки 2-3). У цієї групи відомі прискорення точок В і D, які позначають зовнішні кінематичні пари групи. Необхідно знайти прискорення точки С, тобто внутрішньої кінематичної пари.

Запишемо векторні рівняння

$$\underline{\bar{a}}_C = \underline{\bar{a}}_B + \underline{\bar{a}}_{CB}^n + \underline{\bar{a}}_{CB}^r \quad \text{та} \quad \underline{\bar{a}}_C = \underline{\bar{a}}_D + \underline{\bar{a}}_{CD}^n + \underline{\bar{a}}_{CD}^r. \quad (3.4)$$

Модулі векторів нормальних складових знайдемо за формулами

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BC} \quad \text{і} \quad a_{CD}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CD}.$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (3.4), отримаємо векторне рівняння з двома невідомими (модулі тангенціальних складових), яке легко вирішується графічно. З кінця вектора прискорення точки В (мал. 5, в) відкладаємо вектор паралельно ВС в напрямку від точки С до точки В. Кінець цього вектора позначаємо стрілкою і буквою n_2 . Через нього проводимо пряму перпендикулярно ВС – це лінія дії тангенціальної складової \bar{a}_{CB}^r . На цьому закінчуються побудова правої частини першого рівняння (3.4).

Переходимо до другого рівняння. Вектор \bar{a}_D дорівнює нулю так, як точка D нерухома. З полюса відразу відкладаємо вектор a_{CD}^n паралельно CD в напрямку від точки С до точки D. Позначимо його кінець стрілкою і буквою n_3 і проведемо через нього пряму перпендикулярно CD – це лінія дії тангенціальної складової \bar{a}_{CD}^r . На цьому закінчуються побудова правої частини другого рівняння (3.4).

Точка перетину напрямків дії тангенціальних складових – точка с плану прискорень. З полюса проводимо пряму $p_v c$, яка і буде вектором прискорення точки С. Стрілки векторів тангенціальних складових спрямовані до точки С.

Модуль прискорення точки С

$$a_C = (p_a c) \cdot \mu_a, м/с^2.$$

Кутові прискорення ланок 2 і 3 знайдемо з виразів

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{l_{BC}}, с^{-2} \quad \text{та} \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^r}{l_{CD}}, с^{-2}.$$

У цих формулах $a_{CB}^r = (n_2 c) \cdot \mu_a$ і $a_{CD}^r = (n_3 c) \cdot \mu_a$.



Напрямок кутового прискорення ε_2 визначаємо, подумки переносячи вектор a_{CB}^r паралельно самому собі в точку С і помічаючи, що відносно точки В він прагне повернути ланка 2 по ходу годинникової стрілки. Це і є шуканий напрямок. Аналогічно, подумки переносимо вектор a_{CD}^r в точку С і помічаємо, що кутове прискорення ε_3 направлено проти ходу годинникової стрілки.

Переходимо до визначення прискорень точок, що належать до другої структурної групи 4-5. Попередньо необхідно визначити прискорення точки Е, для чого скористаємося теоремою подібності.

Теорема подібності для планів прискорень формулюється так само, як і для планів швидкостей:

«Відрізки прямих ліній, що з'єднують точки однієї і тієї ж ланки на плані механізму і відрізки прямих ліній, що з'єднують кінці векторів цих точок на плані прискорень, утворюють подібні і подібно розташовані фігури».

Відповідно до цієї теореми для визначення прискорення точки Е потрібно відрізок cd на плані прискорень розділити пропорційно відношенню CE/ED на плані механізму. В отриману таким чином точку e провести пряму з полюса – це і є вектор \bar{a}_E .

Для визначення прискорення точки F скористаємося рівнянням

$$\bar{a}_F = \bar{a}_E + \bar{a}_{FE}^n + \bar{a}_{FE}^r.$$

Як і раніше, нормальна складова відносного прискорення

$$a_{FE}^n = \omega_4^2 \cdot l_{EF}.$$

З кінця вектора \bar{a}_E відкладаємо вектор \bar{a}_{FE}^n паралельно EF в напрямку від точки F до точки E. Позначаємо його кінець стрілкою і буквою n_4 , через який проводимо пряму йому ж перпендикулярну. Через полюс проводимо горизонтальну пряму. Точка перетину останніх двох прямих є точка f плану. Прискорення $a_F = (p_a f) \cdot \mu_a$, а прискорення $a_{FE}^r = (n_4 f) \cdot \mu_a$.

Кутове прискорення

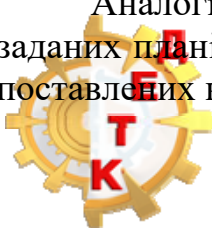
$$\varepsilon_4 = \frac{a_{FE}^r}{l_{EF}}, c^{-2}.$$

Переносячи подумки вектор a_{FE}^r в точку F плану механізму, помічаємо, що ε_4 направлено проти годинникової стрілки.

Для виконання силового аналізу необхідно мати вектори прискорень центрів мас ланок (для важільних ланок – їх середини, а для ланок, що мають трикутну форму – точки перетину медіан трикутника). Так, на мал. 5, а позначені центри мас ланок 2 (s_2), 4 (s_4) та 5 (s_5). Прискорення цих точок (мал. 5, б) знаходять за формулами

$$a_{s_2} = (p_a s_2) \cdot \mu_a \quad a_{s_4} = (p_a s_4) \cdot \mu_a \quad a_{s_5} = (p_a s_5) \cdot \mu_a.$$

Аналогічні побудови планів швидкостей і прискорень виконують для всіх заданих планів механізму, кількість яких за один оборот кривошипа залежить від поставлених конкретних завдань кінематичного аналізу.



4. Силовий аналіз механізмів.

4.1. Задачі силового аналізу механізмів

Силовий аналіз механізмів ґрунтується на рішенні прямої, або першої, задачі динаміки – по заданому руху визначити діючі сили. Тому закони руху початкових ланок при силовому аналізі вважаються заданими. Зовнішні сили, прикладені до ланок механізму, зазвичай також вважаються заданими, і, отже, визначенню підлягають тільки реакції в кінематичних парах. Другою задачею силового аналізу є визначення величин зовнішніх сил, прикладених до початкових ланок, при яких виконуються прийняті закони їх руху.

При вирішенні обох задач використовується принцип Даламбера, згідно якому ланка механізму може розглядатися як така, що в рівновазі, якщо до всіх зовнішніх сил, що діють на неї, додати сили інерції. Рівняння рівноваги в цьому випадку називають рівняннями кінетостатики, щоб відрізнити їх від звичайних рівнянь статки, тобто рівнянь рівноваги без урахування сил інерції.

4.2. Сили інерції ланок плоских механізмів

Зазвичай ланки плоских механізмів мають площину симетрії, паралельну площині руху. Тоді головний вектор сил інерції ланки i (скорочено – сила інерції) \bar{F}_{i_i} і головний момент сил інерції ланки i (скорочено – момент пари сил інерції) \bar{M}_{i_i} визначаються за формулами:

$$\bar{F}_{i_i} = -m_i \bar{a}_{S_i} \quad \text{і} \quad \bar{M}_{i_i} = -I_{S_i} \bar{\varepsilon}_i, \quad (4.1)$$

де m_i – маса ланки i ;

\bar{a}_{S_i} – вектор прискорення центру мас ланки i ;

I_{S_i} – момент інерції ланки i щодо осі, що проходить через центр мас перпендикулярно площині руху;

$\bar{\varepsilon}_i$ – кутове прискорення ланки i .

Точками докладання зусиль інерції і сил ваги ланок є їх центри мас.

4.3. Умова кінетостатичної визначеності кінематичних ланцюгів

Перш ніж вирішувати задачу про визначення реакцій в кінематичних парах, треба з'ясувати, для яких кінематичних ланцюгів виконується умова рівності рівнянь кінетостатики і числа невідомих складових реакцій в кінематичних парах (умова кінетостатичної визначеності).

Число невідомих, які підлягають визначенню для кожної кінематичної пари збігається з числом зв'язків, так як кожний зв'язок у вигляді неможливості руху по якомусь напрямку дає відповідну реакцію. Неможливість руху вздовж осі дає реакцію у вигляді сили, а неможливість обертання навколо осі – у вигляді пари сил.



На основі цих міркувань можна зробити висновок, що умова кінетостатичної визначеності плоского кінематичного ланцюга має вигляд

$$3n = 2p_5 + p_4.$$

Ця умова збігається з умовою рівності нулю числа ступенів свободи, тобто кінетостатично визначеними групами є структурні групи Ассура.

4.4. Плани сил для плоских механізмів

Графічне визначення реакцій в кінематичних парах плоских механізмів шляхом побудови планів сил застосовується не тільки внаслідок наочності, а й тому, що зовнішні сили, що діють на ланки механізму, зазвичай відомі лише дуже наближено і точність найпростіших графічних побудов часто виявляється цілком достатньою.

Побудову планів сил покажемо на прикладі шестиланковика, для якого вже виконано кінематичний аналіз раніше (мал. 5).

Будемо вважати, що для даного механізму задана одна зовнішня сила P . Задані також маси ланок m_2, m_4 і m_5 . Отже, до зовнішніх сил віднесемо також сили тяжіння ланок

$$G_2 = m_2 g, \quad G_4 = m_4 g \quad \text{і} \quad G_5 = m_5 g,$$

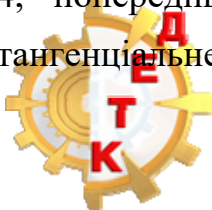
де g – прискорення сили тяжіння, значення якого можна приймати рівним – 10 м/с^2 .

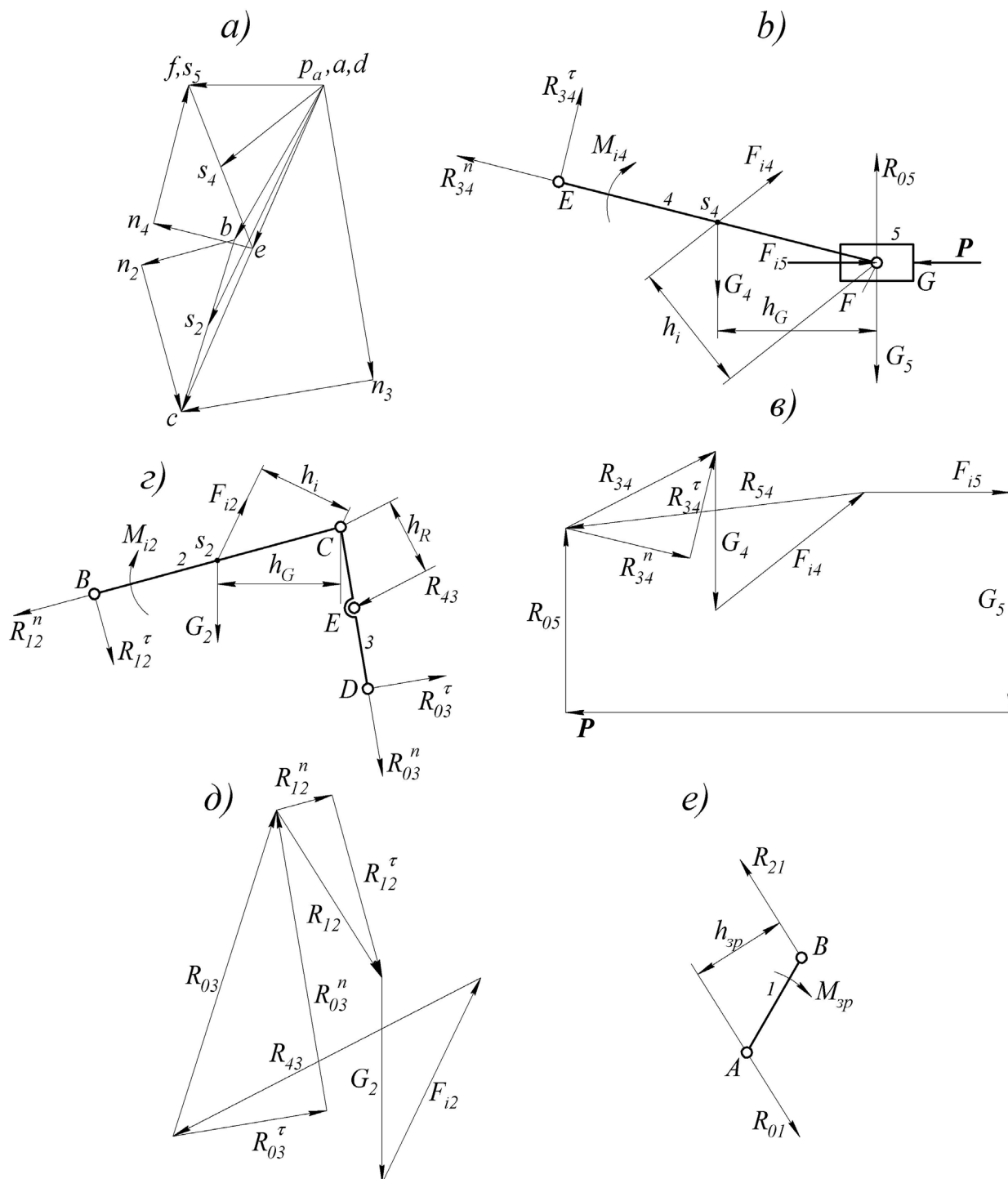
Інерційні навантаження визначаємо за формулами 4.1. Таким чином маємо для другої ланки F_{i2} і M_{i2} , для четвертої – F_{i4} і M_{i4} , для п'ятої – F_{i5} і M_{i5} . Нагадуємо, що векторні величини можуть зображуватися жирними літерами.

Силовий розрахунок механізмів будемо виконувати в припущенні, що тертя в кінематичних парах відсутнє і всі сили, що діють на ланки механізму, розташовані в одній площині. При відсутності сил тертя сила взаємодії між двома ланками завжди спрямована по нормалі до поверхні їх дотику.

У поступальній парі все елементарні сили взаємодії і їх рівнодіюча будуть розташовані перпендикулярно напрямній поступальній парі. При силовому розрахунку механізм розчленяється на окремі групи; при цьому необхідно дотримуватися порядку розрахунку, який буде зворотним порядку кінематичного дослідження, тобто силовий розрахунок починається з групи, приєднаної останньою в процесі формування механізму і закінчується розрахунком ведучої ланки початкового механізму.

Починаємо зі структурної групи 4-5. Викреслюємо групу в певному масштабі, докладаємо зовнішні сили P , G_4 , G_5 , а також інерційні навантаження F_{i4}, F_{i5} та M_{i4} . Напрямки інерційних навантажень протилежні відповідним прискоренням. Докладаємо шукані реакції в зовнішніх кінематичних парах групи: R_{05} – реакція нерухомої напрямної 0 на повзун 5; R_{34} – реакція ланки 3 на ланку 4, попередньо розкладеної на два задані напрямки – нормальне R_{34}^n і тангенціальне R_{34}^r .





Мал. 6. Побудова планів сил для шарнірного шестиланковика:
 а) план прискорень; б) група 4-5; в) план сил для групи 4-5; г) група 2-3;
 д) план сил для групи 2-3; е) рівновага кривошипа АВ.

Спочатку визначаємо тангенціальну складову, для чого запишемо рівняння рівноваги моментів сил, що діють на ланку 4 щодо точки F.

$$\sum M_F = -R_{34}^{\tau} l_{EF} + G_4 h_G - F_{i4} h_i - M_{i4} = 0.$$

Плечі сил h_G і h_i визначаємо безпосередньо на кресленні, використовуючи масштабний коефіцієнт довжини. З рівняння знаходимо реакцію R_{34}^{τ} , яка може



мати знак мінус, що означає неправильно вибраний напрямок цього вектора. Після цього запишемо векторне рівняння рівноваги всієї групи 4-5

$$\bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^r + \bar{G}_4 + \bar{F}_{i4} + \bar{G}_5 + \bar{F}_{i5} + \bar{P} + \bar{R}_{05} = 0.$$

У цьому рівнянні невідомими є модулі векторів R_{34}^n і R_{05} , тому їх знайдемо, побудувавши план сил, який є графічним рішенням рівняння. З довільної точки площини в певному масштабі сил відкладемо вектор R_{34}^r (мал.6, в); з його кінця відкладемо вектор G_4 , з кінця якого – F_{i4} і т.д. поки, нарешті, не відкладемо останній відомий вектор P . Через початок першого вектора і кінець останнього проводимо прямі, які є відповідно лініями дії векторів R_{34}^n і R_{05} , до їх перетину. Силовий багатокутник замикається; стрілки всіх векторів повинні відповідати одному і тому ж напрямку обходу контуру. Покажемо потім вектор R_{34} , який є сумою векторів R_{34}^r і R_{34}^n .

Для знаходження реакції у внутрішній кінематичній парі групи запишемо векторне рівняння рівноваги будь-якої з ланок групи, наприклад, четвертої.

$$\bar{R}_{34} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{u4} + \bar{R}_{54} = 0.$$

На тому ж плані сил (мал. 6, в) покажемо вектор \bar{R}_{54} . На цьому закінчується силової аналіз групи 4-5.

Переходимо до групи 2-3. Для неї зовнішніми навантаженнями є реакція $R_{42} = -R_{24}$ і сила тяжіння G_2 . Зображуємо групу в певному масштабі довжини і докладаємо поряд із зовнішніми навантаженнями інерційні навантаження (мал. 6, г), а також шукані реакції R_{12} і R_{03} , кожен у вигляді двох складових. Рівняння рівноваги моментів сили для кожної з ланок групи:

$$\Sigma M_C = R_{12}^r l_{BC} + G_2 h_G - F_{u2} h_u + M_{u2} = 0,$$

$$\Sigma M_C = R_{03}^r l_{CD} - R_{43} h_R = 0.$$

З цих рівнянь визначаємо тангенціальні складові R_{12}^r і R_{03}^r . Далі, як і в попередньому випадку, запишемо рівняння рівноваги групи у векторній формі

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u2} + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{03}^r + \bar{R}_{03}^n = 0,$$

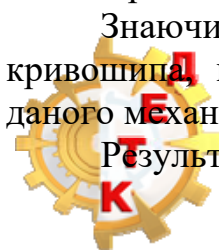
вирішуючи яке графічно знайдемо шукані реакції (мал. 6, д). На побудованому плані сил для цієї групи показана також реакція R_{32} .

Після силового аналізу структурних груп Ассура розглянемо рівновагу кривошипа АВ (мал. 6, е). На кривошип діє реакція $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, силою його тяжіння, як правило, нехтують, інерційних навантажень також немає, тому реакція стійки на кривошип \bar{R}_{01} повинна утворювати з реакцією \bar{R}_{21} пару сил.

Отже $\bar{R}_{01} = -\bar{R}_{21}$. Для зрівноважування моменту цієї пари необхідно до кривошипа докласти відповідний момент $M_{zp} = R_{21} h_{zp}$. Плече h_{zp} вимірюється безпосередньо на кресленні.

Знаючи величину зрівноважуваного моменту і кутової швидкості кривошипа, можна визначити миттєве значення потужності двигуна приводу даного механізму.

Результати силового аналізу зазвичай зводять в таблицю.



ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Прикладна механіка. Навчальний посібник. Львів: "Інтелект-Захід«, 2004. – 368 с. <http://www.mirknig.com>
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. К.: Наукова Думка, 2002. – 659 с. <http://www.twirpx.com>
3. Кінематичне і динамічне дослідження плоских важільних механізмів: Навчальний посібник. / І.М. Мацюк, Е.М. Шляхов, К.А. Зіборов. – Д.: Національний гірничий університет, 2009. – 99 с.
4. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. Учебник для вузов. М., «Высш. школа», 1978, 269 с. с ил.



Додаток

Варіанти домашнього завдання з ТММ

У наведених нижче варіантах домашнього завдання з ТММ міститься 24 схеми різних механізмів. Кожна схема механізму в свою чергу має п'ять різних наборів числових даних. Таким чином, загальна кількість варіантів – 120.

Номер варіанта складається з номера схеми механізму і номера комбінації числових даних, між якими ставиться крапка. Наприклад, варіант 18.3 позначає схему №18 і третій варіант числових даних до неї.

Порядок вибору варіантів визначає викладач.

Числові дані до кожного механізму містять:

φ_1 – значення узагальненої координати механізму (кут повороту кривошипа) в градусах;

n_{AB} – частота обертання кривошипа АВ в об/хв;

l_{AB}, l_{BC}, l_{CD} і т.п. – геометричні розміри ланок механізму в м;

g, f – лінійні розміри в м;

$m_{BC}, m_{EF}, m_{повз}$ – маси ланок механізму в кг;

I_{CD}, I_{EF} – моменти інерції ланок щодо осі, що проходить через центр мас в кг·м²;

P – сила корисного опору в Н.



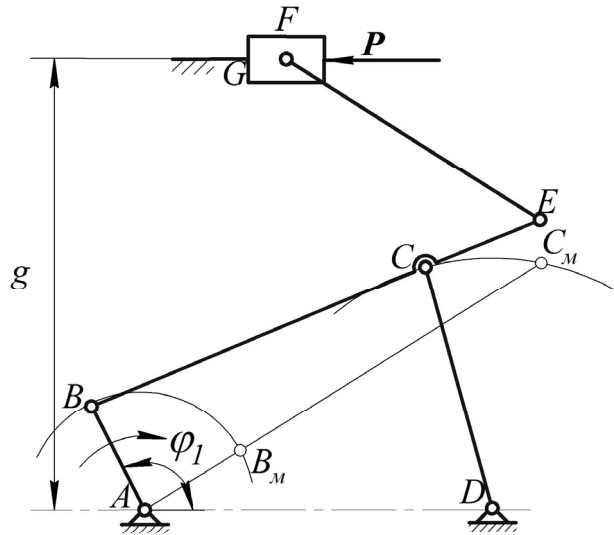
До схеми №1	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{CE}	l_{EF}	l_{AD}	g	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P	
	1	30	510	0,03	0,09	0,05	0,03	0,065	0,085	0,04	6	8	12	0,00405	0,00282	100	
	2	60	390	0,028	0,085	0,045	0,035	0,06	0,075	0,042	7	7	10	0,00421	0,00210	50	
	3	120	480	0,026	0,08	0,04	0,025	0,058	0,08	0,045	8	6	13	0,00427	0,00168	60	
	4	150	420	0,03	0,075	0,045	0,028	0,055	0,07	0,04	9	5	16	0,00422	0,00126	80	
	5	210	540	0,025	0,08	0,05	0,026	0,05	0,08	0,045	5	8	11	0,00267	0,00167	120	

До схеми №2	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{CE}	l_{EF}	f	g	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{CD}	I_{EF}	P	
	1	45	600	0,03	0,088	0,05	0,044	0,09	0,03	0,08	5	4	3	0,00104	0,00270	200	
	2	90	510	0,028	0,083	0,048	0,045	0,095	0,025	0,07	4	5	4	0,00077	0,00376	150	
	3	135	630	0,025	0,08	0,045	0,04	0,1	0,026	0,075	3	6	5	0,00051	0,00500	100	
	4	225	540	0,03	0,09	0,05	0,045	0,085	0,028	0,08	4	7	6	0,00083	0,00421	120	
	5	300	500	0,025	0,092	0,045	0,046	0,09	0,03	0,075	6	4	4	0,00101	0,00270	100	

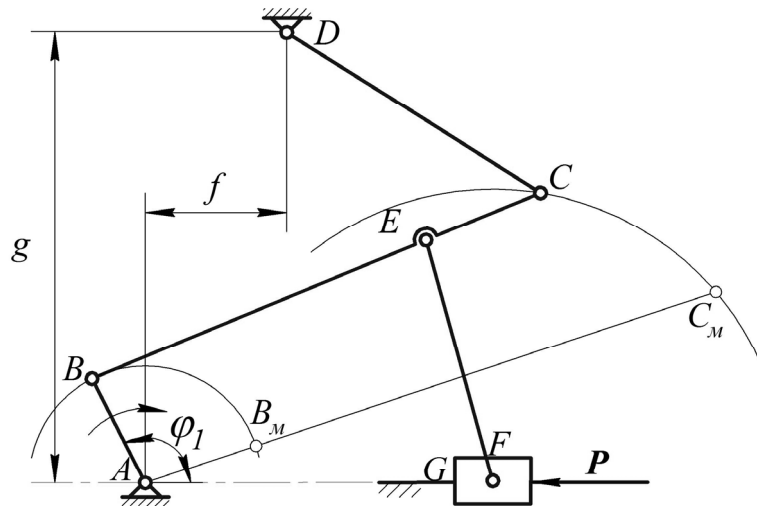
До схеми №3	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{AD}	l_{EF}	l_{BE}	l_{CE}	g	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{CD}	I_{EF}	P
	1	30	400	0,035	0,095	0,05	0,105	0,105	0,06	0,06	0,09	2	4	10	0,00042	0,00368	150
	2	90	300	0,03	0,09	0,048	0,095	0,1	0,06	0,06	0,095	3	3	12	0,00058	0,00250	200
	3	120	420	0,025	0,085	0,046	0,09	0,105	0,055	0,055	0,1	4	5	13	0,00071	0,00459	100
	4	240	390	0,03	0,1	0,05	0,1	0,1	0,06	0,06	0,085	3	6	11	0,00063	0,00500	50
	5	330	420	0,055	0,09	0,06	0,09	0,11	0,06	0,06	0,09	2	7	14	0,00060	0,00706	100



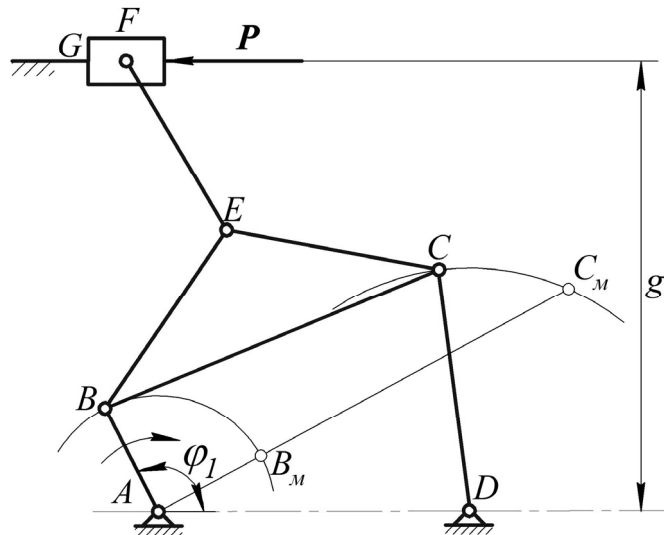
1



2



3



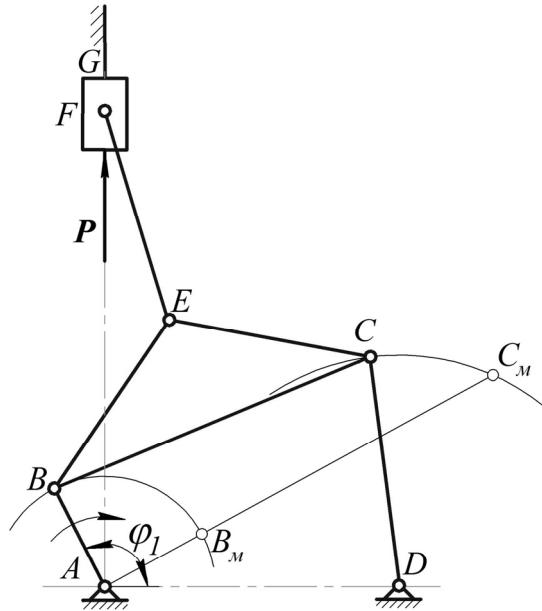
До схеми №4	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{BE}	l_{CE}	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{CD}	I_{EF}	P	
	1	45	320	0,03	0,095	0,05	0,1	0,105	0,06	0,06	12	12	20	0,00250	0,010	190	
	2	150	360	0,026	0,09	0,055	0,105	0,09	0,05	0,05	13	14	18	0,00328	0,0128	150	
	3	180	400	0,028	0,085	0,04	0,11	0,095	0,055	0,055	14	10	16	0,00187	0,010	100	
	4	240	450	0,025	0,08	0,045	0,115	0,085	0,05	0,05	10	13	17	0,00169	0,0143	80	
	5	300	510	0,032	0,09	0,05	0,1	0,1	0,055	0,055	8	11	15	0,00167	0,00917	50	

До схеми №5	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{CE}	l_{DE}	f	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P
	1	60	320	0,025	0,095	0,05	0,1	0,105	0,03	0,03	0,04	6	18	40	0,0451	0,015	350
	2	80	330	0,028	0,09	0,048	0,11	0,1	0,028	0,028	0,042	7	15	45	0,00473	0,0151	300
	3	150	420	0,03	0,085	0,046	0,105	0,095	0,026	0,026	0,045	8	16	50	0,00482	0,0147	250
	4	240	450	0,032	0,08	0,05	0,105	0,09	0,03	0,03	0,05	7	17	42	0,00373	0,0156	320
	5	330	480	0,025	0,075	0,055	0,11	0,1	0,025	0,025	0,048	6	14	45	0,00281	0,0141	400

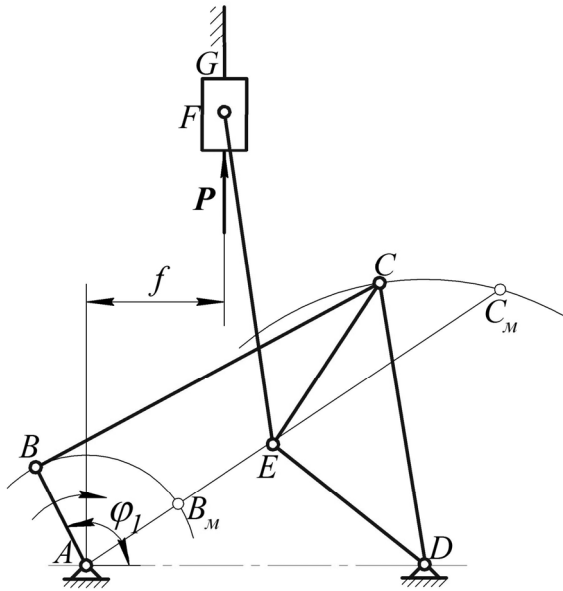
До схеми №6	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{BE}	g	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P	
	1	45	330	0,05	0,15	0,075	0,15	0,16	0,059	0,12	4	6	40	0,00750	0,0112	500	
	2	90	280	0,045	0,135	0,07	0,16	0,15	0,045	0,11	3	5	35	0,00456	0,0106	250	
	3	135	210	0,04	0,12	0,065	0,15	0,13	0,04	0,1	8	4	45	0,00960	0,00750	150	
	4	210	300	0,042	0,14	0,06	0,18	0,14	0,042	0,12	5	8	30	0,00817	0,0216	400	
	5	300	420	0,05	0,145	0,07	0,16	0,16	0,05	0,13	6	7	25	0,0105	0,0149	350	



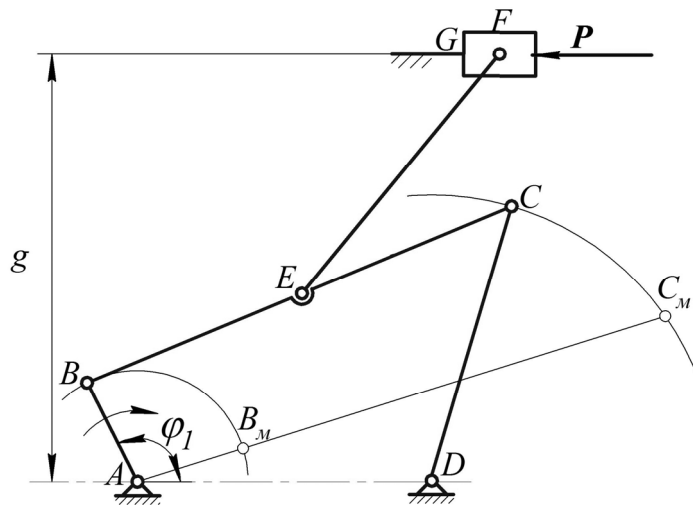
4



5



6



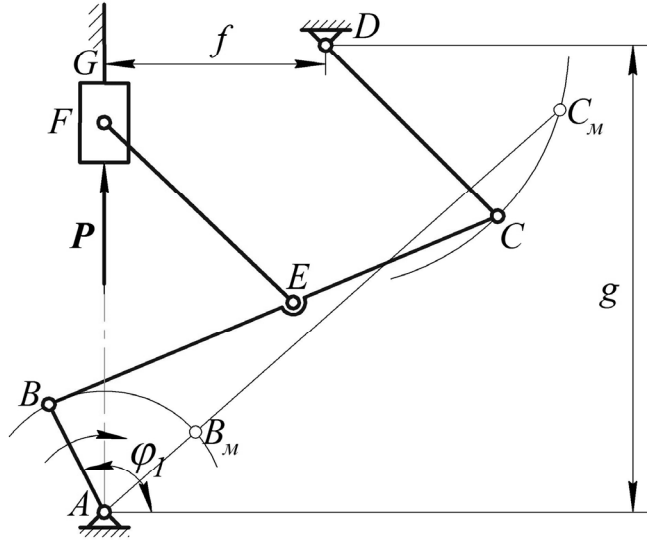
До схемы №7	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	g	l_{BE}	f	m_{CD}	m_{EF}	$m_{но\acute{e}3}$	I_{CD}	I_{EF}	P	
	1	25	300	0,03	0,09	0,05	0,1	0,08	0,05	0,03	2	4	10	0,00042	0,00333	200	
	2	80	330	0,025	0,095	0,045	0,105	0,075	0,06	0,025	3	3	12	0,00051	0,00276	150	
	3	135	420	0,03	0,085	0,048	0,11	0,07	0,05	0,028	5	5	13	0,00096	0,00504	100	
	4	240	400	0,025	0,09	0,045	0,115	0,08	0,05	0,026	4	6	11	0,00068	0,00661	150	
	5	315	450	0,025	0,085	0,05	0,095	0,75	0,05	0,03	2	7	14	0,00042	0,00526	100	

До схемы №8	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{EF}	l_{BE}	m_{BC}	m_{EF}	$m_{но\acute{e}3C}$	$m_{но\acute{e}3F}$	I_{BC}	I_{EF}	P_C	P_F		
	1	45	400	0,03	0,095	0,1	0,045	10	11	20	10	0,00752	0,00917	200	150		
	2	100	360	0,026	0,08	0,095	0,04	12	13	25	15	0,00640	0,00978	250	200		
	3	150	420	0,028	0,085	0,11	0,045	11	12	15	25	0,00662	0,0121	150	100		
	4	235	390	0,03	0,09	0,115	0,045	13	14	18	12	0,00878	0,0154	100	50		
	5	315	510	0,025	0,075	0,09	0,035	10	11	30	20	0,00469	0,00743	150	100		

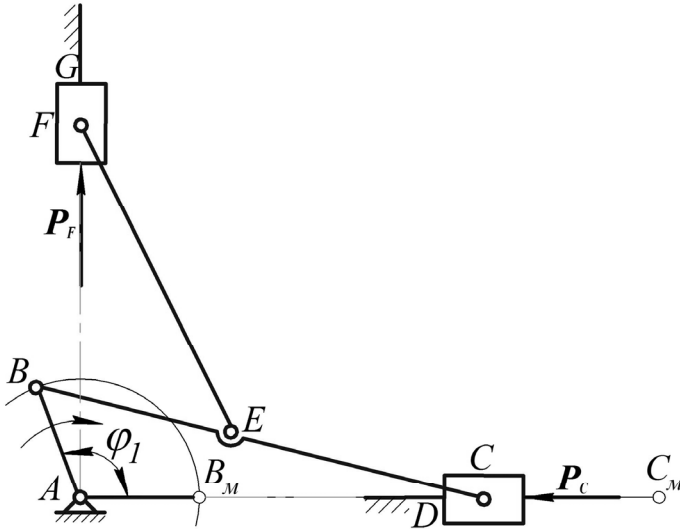
До схемы №9	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{BE}	l_{CE}	g	m_{CD}	m_{EF}	$m_{но\acute{e}3}$	I_{CD}	I_{EF}	P
	1	25	300	0,03	0,090	0,05	0,1	0,105	0,05	0,05	0,08	3	12	20	0,00063	0,0100	200
	2	80	330	0,035	0,095	0,045	0,105	0,095	0,06	0,06	0,085	7	13	18	0,00118	0,0119	150
	3	135	420	0,03	0,085	0,048	0,11	0,09	0,05	0,05	0,09	8	10	16	0,00154	0,0100	100
	4	240	400	0,025	0,09	0,045	0,115	0,1	0,05	0,05	0,07	6	12	17	0,00101	0,0132	180
	5	315	450	0,025	0,085	0,05	0,095	0,105	0,05	0,05	0,075	5	14	14	0,00104	0,0105	160



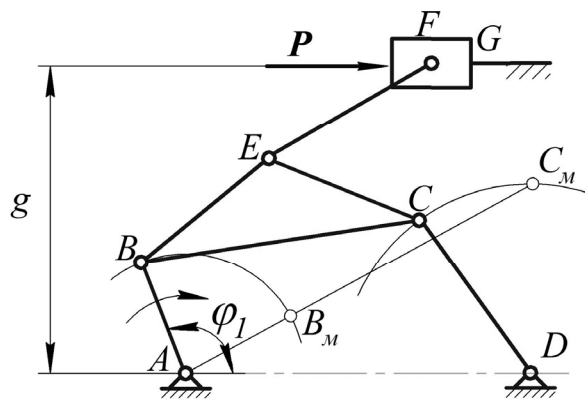
7



8



9



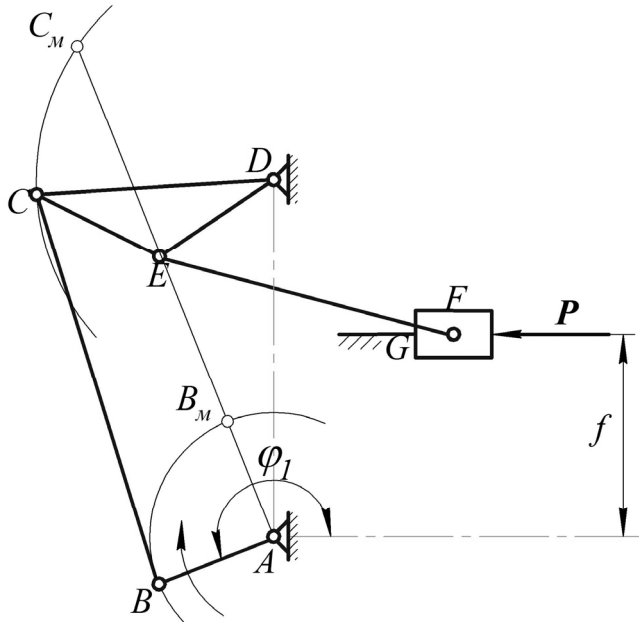
До схеми №10	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{DE}	l_{CE}	f	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P	
	1	30	320	0,032	0,09	0,05	0,085	0,1	0,03	0,03	0,03	0,04	6	13	20	0,00405	0,00783	150
	2	120	380	0,028	0,085	0,048	0,09	0,095	0,028	0,028	0,035	7	15	25	0,00421	0,0101	100	
	3	150	620	0,03	0,08	0,046	0,08	0,09	0,025	0,025	0,038	8	17	20	0,00427	0,00907	150	
	4	225	570	0,025	0,1	0,045	0,098	0,105	0,03	0,03	0,042	10	19	22	0,00833	0,0152	100	
	5	300	720	0,03	0,085	0,05	0,095	0,1	0,035	0,035	0,04	5	11	28	0,00301	0,00827	120	

До схеми №11	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{CE}	f	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P	
	1	30	350	0,05	0,15	0,075	0,15	0,16	0,04	0,06	4	8	40	0,00750	0,0150	300	
	2	60	420	0,045	0,135	0,07	0,14	0,15	0,035	0,07	3	7	35	0,00456	0,0114	200	
	3	150	320	0,04	0,12	0,068	0,135	0,14	0,03	0,065	2	9	40	0,00240	0,0136	150	
	4	240	460	0,042	0,125	0,065	0,14	0,13	0,035	0,065	4	5	30	0,00521	0,00817	250	
	5	330	390	0,048	0,13	0,07	0,13	0,15	0,04	0,07	6	3	25	0,00845	0,00423	200	

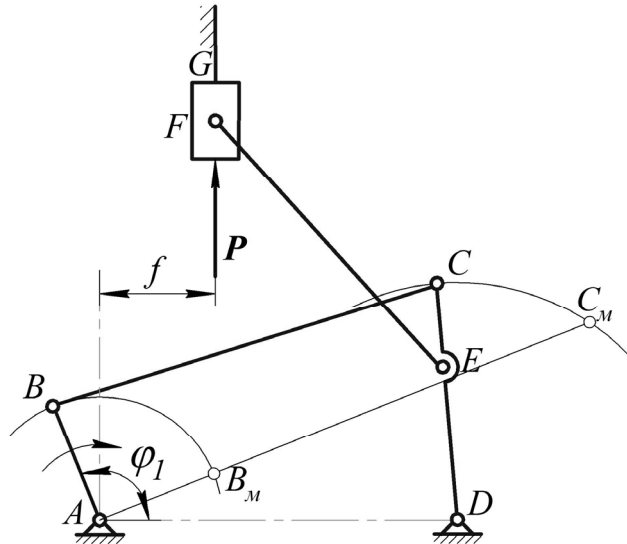
До схеми №12	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{CE}	f	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{CD}	I_{EF}	P	
	1	45	300	0,03	0,095	0,045	0,12	0,08	0,03	0,045	5	6	12	0,00084	0,00720	100	
	2	90	510	0,025	0,09	0,042	0,13	0,075	0,025	0,04	4	4	10	0,00059	0,00563	50	
	3	225	480	0,028	0,085	0,04	0,135	0,078	0,02	0,045	6	3	13	0,00080	0,00456	70	
	4	300	420	0,03	0,08	0,045	0,125	0,08	0,03	0,04	3	8	16	0,00051	0,0104	80	
	5	360	540	0,025	0,085	0,04	0,13	0,07	0,025	0,045	2	7	19	0,00027	0,00986	110	



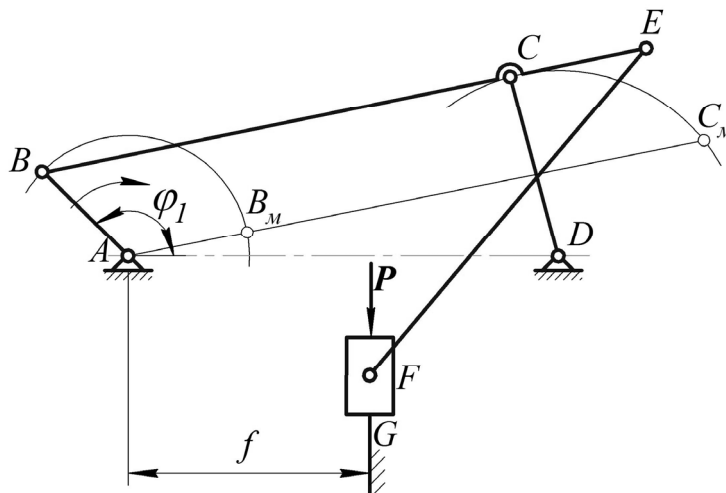
10



11



12



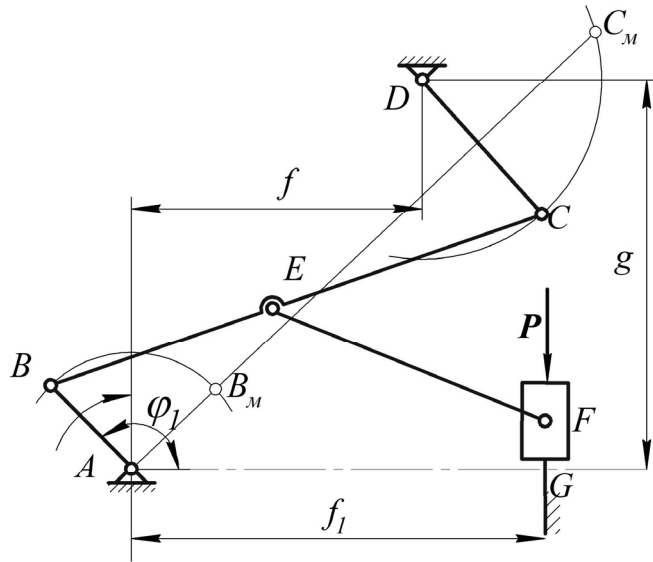
До схемы №13	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{BE}	l_{EF}	f_1	f	g	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноб3}$	I_{CD}	I_{EF}	P
	1	30	600	0,032	0,095	0,055	0,05	0,1	0,08	0,04	0,08	2	4	10	0,00050	0,00333	400
	2	60	570	0,03	0,09	0,05	0,045	0,125	0,07	0,035	0,075	3	6	12	0,00063	0,00781	250
	3	120	630	0,023	0,085	0,045	0,045	0,1	0,06	0,03	0,07	4	5	14	0,00068	0,00417	200
	4	150	540	0,026	0,08	0,05	0,04	0,105	0,08	0,04	0,08	3	8	16	0,00063	0,00735	250
	5	210	560	0,025	0,075	0,045	0,035	0,1	0,06	0,03	0,07	2	6	18	0,00034	0,00500	200

До схемы №14	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{EF}	l_{BE}	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноб3C}$	$m_{ноб3F}$	I_{BC}	I_{EF}	P_C	P_F		
	1	45	400	0,03	0,09	0,1	0,045	10	12	20	15	0,00675	0,0100	200	150		
	2	90	360	0,025	0,095	0,11	0,05	12	14	20	20	0,00903	0,0141	250	200		
	3	135	420	0,028	0,085	0,105	0,045	11	16	25	25	0,00662	0,0147	150	100		
	4	225	390	0,025	0,08	0,115	0,04	13	10	16	12	0,00693	0,0110	100	150		
	5	315	510	0,03	0,075	0,1	0,035	8	8	10	18	0,00375	0,00667	150	200		

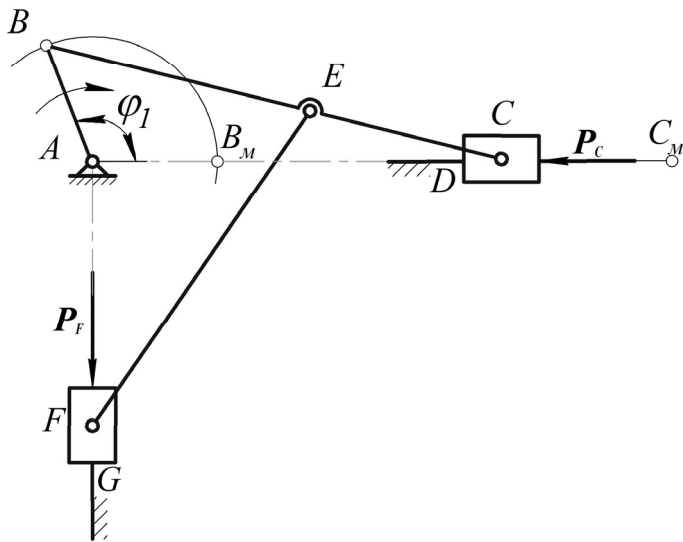
До схемы №15	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{BE}	l_{CE}	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноб3}$	I_{CD}	I_{EF}	P		
	1	30	320	0,03	0,095	0,05	0,105	0,105	0,05	0,05	0,05	8	12	20	0,00602	0,0110	150	
	2	60	390	0,032	0,09	0,043	0,11	0,1	0,06	0,06	0,06	7	14	18	0,00473	0,0141	120	
	3	120	420	0,028	0,085	0,046	0,1	0,095	0,045	0,045	0,045	9	16	16	0,00542	0,0133	140	
	4	180	450	0,026	0,08	0,044	0,105	0,09	0,05	0,05	0,05	6	10	14	0,00320	0,00919	100	
	5	240	480	0,025	0,075	0,055	0,12	0,1	0,05	0,05	0,05	7	8	15	0,00328	0,00960	250	



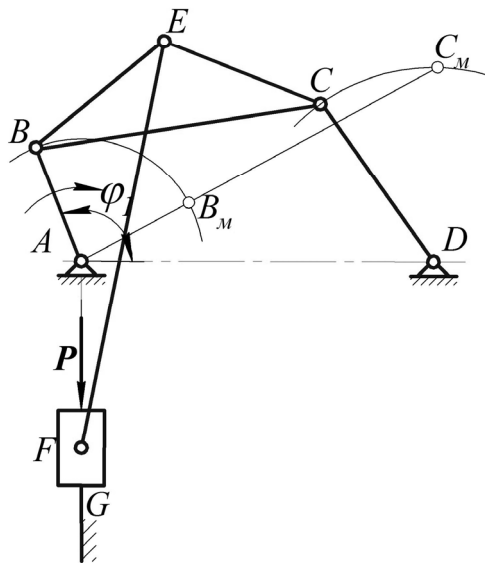
13



14



15



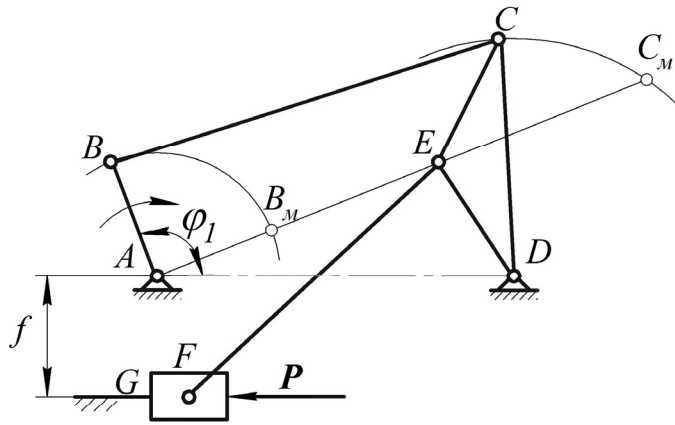
До схеми №16	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{CE}	l_{DE}	f	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноб3}$	I_{CD}	I_{EF}	P
	1	45	330	0,03	0,095	0,05	0,105	0,105	0,03	0,03	0,03	6	13	20	0,00125	0,0119	350
	2	90	390	0,032	0,09	0,043	0,11	0,1	0,028	0,028	0,025	5	15	22	0,00077	0,0151	300
	3	120	420	0,028	0,085	0,046	0,1	0,095	0,026	0,026	0,03	4	12	24	0,00071	0,0100	120
	4	180	450	0,026	0,08	0,044	0,105	0,09	0,029	0,029	0,025	3	14	28	0,00048	0,0128	180
	5	240	480	0,025	0,075	0,055	0,12	0,1	0,03	0,03	0,03	6	16	30	0,00151	0,0192	200

До схеми №17	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{CE}	f	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноб3}$	I_{CD}	I_{EF}	P	
	1	30	320	0,032	0,09	0,045	0,14	0,08	0,03	0,03	2	6	12	0,00034	0,00980	100	
	2	60	510	0,03	0,09	0,047	0,135	0,075	0,028	0,035	3	7	10	0,00055	0,0106	120	
	3	150	480	0,028	0,085	0,048	0,13	0,07	0,026	0,03	4	8	14	0,00077	0,0112	160	
	4	240	420	0,026	0,08	0,04	0,145	0,08	0,024	0,035	2	9	16	0,00027	0,0157	140	
	5	360	540	0,025	0,075	0,045	0,14	0,075	0,03	0,03	3	5	12	0,00051	0,00817	200	

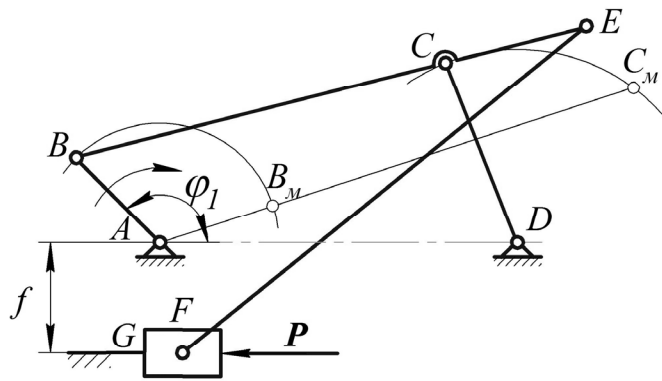
До схеми №18	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{BE}	f	g	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноб3}$	I_{CD}	I_{EF}	P	
	1	45	600	0,03	0,095	0,04	0,1	0,04	0,03	0,08	11	6	10	0,00147	0,00500	150	
	2	90	570	0,025	0,09	0,045	0,105	0,045	0,025	0,075	12	7	12	0,00203	0,00643	180	
	3	140	630	0,028	0,085	0,05	0,12	0,04	0,03	0,07	13	5	14	0,00271	0,00600	160	
	4	280	720	0,03	0,08	0,045	0,1	0,04	0,025	0,08	14	4	16	0,00236	0,00333	120	
	5	340	510	0,025	0,075	0,04	0,105	0,035	0,03	0,075	16	6	13	0,00213	0,00551	100	



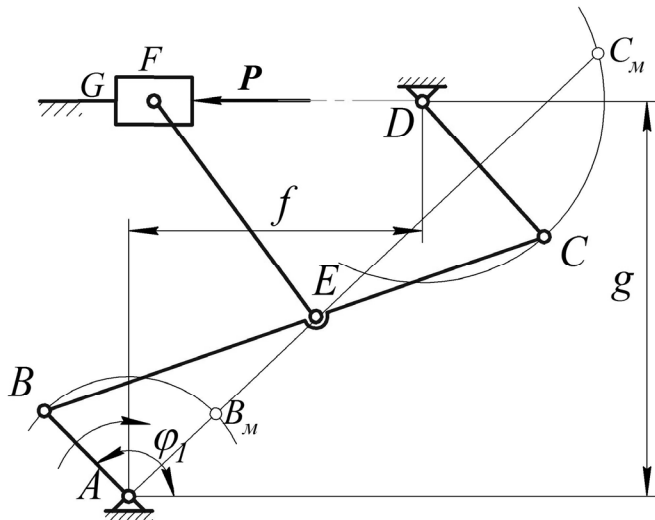
16



17



18



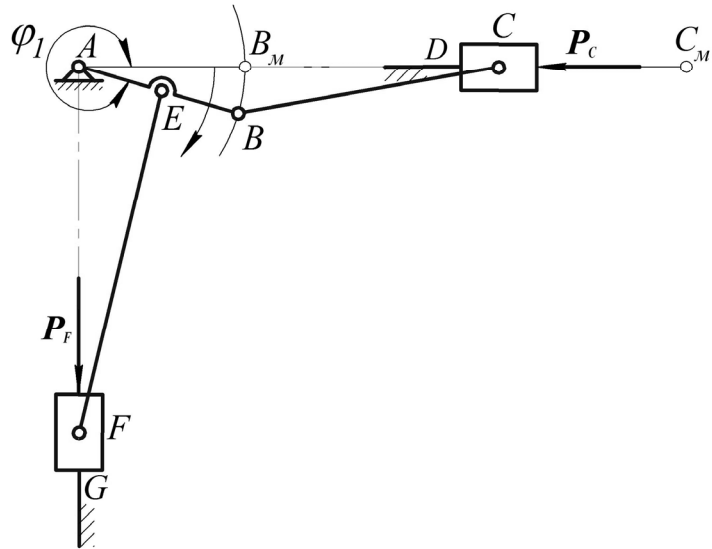
До схеми №19	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{EF}	l_{BE}	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєзC}$	$m_{ноєзF}$	I_{BC}	I_{EF}	P_C	P_F		
	1	0	400	0,032	0,095	0,1	0,016	12	11	20	15	0,00903	0,00917	200	150		
	2	60	360	0,03	0,09	0,095	0,015	14	13	25	20	0,00945	0,00978	250	200		
	3	120	420	0,028	0,085	0,105	0,014	10	15	15	10	0,00602	0,0137	150	150		
	4	210	390	0,026	0,08	0,11	0,013	8	17	10	12	0,00427	0,0171	100	150		
	5	315	510	0,024	0,075	0,1	0,12	6	19	12	20	0,00281	0,0158	120	180		

До схеми №20	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{CE}	l_{DE}	g	m_{CD}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{CD}	I_{EF}	P
	1	30	330	0,032	0,09	0,05	0,105	0,105	0,03	0,03	0,04	6	13	20	0,00125	0,0119	150
	2	60	420	0,03	0,085	0,048	0,1	0,1	0,028	0,028	0,035	7	15	25	0,00134	0,0125	100
	3	120	450	0,028	0,08	0,046	0,105	0,095	0,032	0,032	0,04	8	17	20	0,00141	0,0156	130
	4	180	510	0,026	0,075	0,045	0,1	0,09	0,025	0,025	0,035	10	14	22	0,00169	0,0116	180
	5	240	600	0,025	0,09	0,05	0,105	0,1	0,03	0,03	0,04	12	13	24	0,00250	0,0119	200

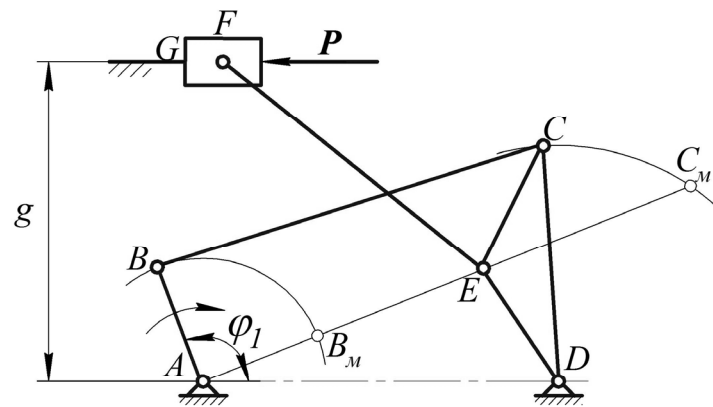
До схеми №21	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{BE}	g	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P	
	1	45	330	0,05	0,15	0,075	0,15	0,16	0,059	0,02	4	6	40	0,00750	0,0112	500	
	2	90	280	0,045	0,135	0,07	0,16	0,15	0,045	0,03	3	5	35	0,00456	0,0106	250	
	3	135	210	0,04	0,12	0,065	0,15	0,13	0,04	0,04	8	4	45	0,00960	0,00750	150	
	4	210	300	0,042	0,14	0,06	0,18	0,14	0,042	0,035	5	8	30	0,00817	0,0216	400	
	5	300	420	0,05	0,145	0,07	0,16	0,16	0,05	0,025	6	7	25	0,0105	0,0149	350	



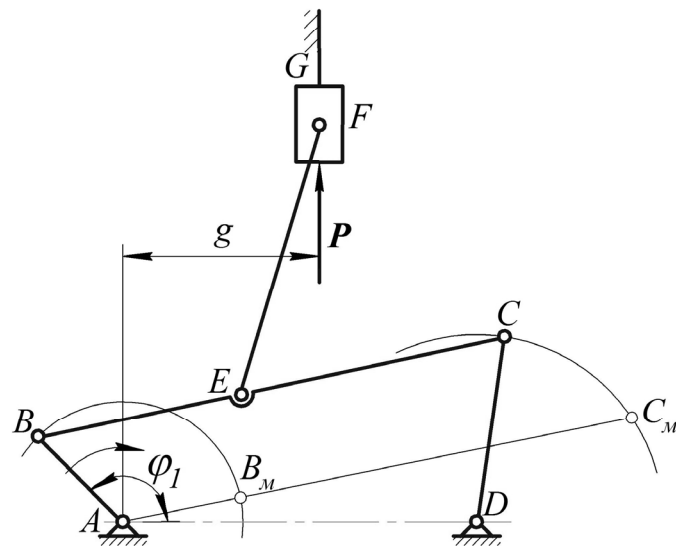
19



20



21



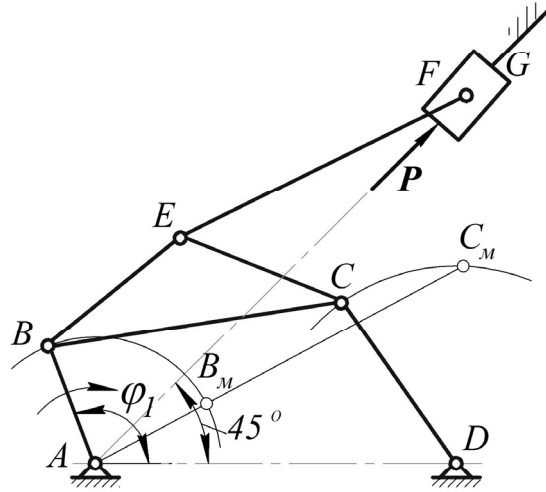
До схеми №22	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{BE}	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P		
	1	45	330	0,05	0,15	0,075	0,15	0,16	0,087	4	6	40	0,00750	0,0112	500		
	2	90	280	0,045	0,135	0,07	0,16	0,15	0,077	3	5	35	0,00456	0,0106	250		
	3	135	210	0,04	0,12	0,065	0,15	0,13	0,07	8	4	45	0,00960	0,00750	150		
	4	210	300	0,042	0,14	0,06	0,18	0,14	0,080	5	8	30	0,00817	0,0216	400		
	5	300	420	0,05	0,145	0,07	0,16	0,16	0,084	6	7	25	0,0105	0,0149	350		

До схеми №23	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{CE}	l_{EF}	l_{AD}	g	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P	
	1	30	510	0,03	0,09	0,05	0,03	0,065	0,085	0,08	6	8	12	0,00405	0,00282	100	
	2	60	390	0,028	0,085	0,045	0,035	0,06	0,075	0,08	7	7	10	0,00421	0,00210	50	
	3	120	480	0,026	0,08	0,04	0,025	0,058	0,08	0,09	8	6	13	0,00427	0,00168	60	
	4	150	420	0,03	0,075	0,045	0,028	0,055	0,07	0,08	9	5	16	0,00422	0,00126	80	
	5	210	540	0,025	0,08	0,05	0,026	0,05	0,08	0,09	5	8	11	0,00267	0,00167	120	

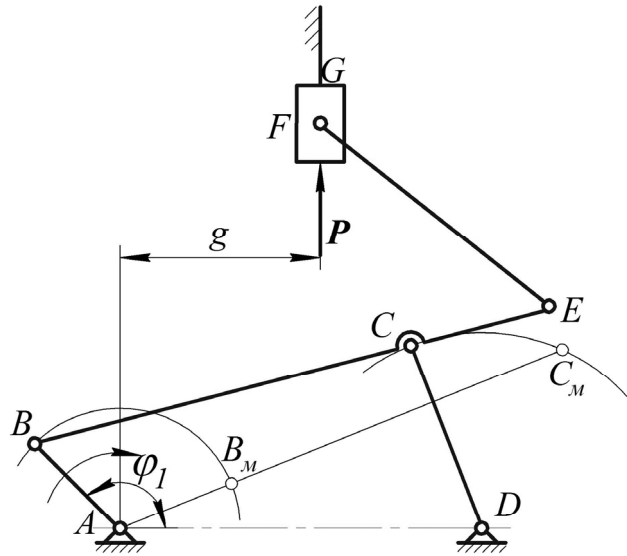
До схеми №24	Вар.	φ_1	n_{AB}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{EF}	l_{AD}	l_{BE}	f	m_{BC}	m_{EF}	$m_{ноєз}$	I_{BC}	I_{EF}	P	
	1	45	330	0,05	0,15	0,075	0,15	0,16	0,059	0,02	4	6	40	0,00750	0,0112	500	
	2	90	280	0,045	0,135	0,07	0,16	0,15	0,045	0,03	3	5	35	0,00456	0,0106	250	
	3	135	210	0,04	0,12	0,065	0,15	0,13	0,04	0,04	8	4	45	0,00960	0,00750	150	
	4	210	300	0,042	0,14	0,06	0,18	0,14	0,042	0,035	5	8	30	0,00817	0,0216	400	
	5	300	420	0,05	0,145	0,07	0,16	0,16	0,05	0,025	6	7	25	0,0105	0,0149	350	



22



23



24

