

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

ОСНОВИ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічної роботи для студентів
спеціальності 185 «Нафтогазова інженерія та технології»
галузі знань 18 «Виробництво та технології»

Київ 2023

УДК 621.01

О-75

Укладач К.І. Почка, доктор технічних наук, професор

Рецензент Д.А. Паламарчук, кандидат технічних наук, доцент

Відповідальний за випуск К.І. Почка, доктор технічних наук,
професор

*Затверджено на засіданні кафедри професійної освіти,
протокол № 1 від 29 серпня 2023 року.*

В авторській редакції.

Основи теорії механізмів і машин: методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи / уклад. К.І. Почка. – Київ: ЦП «Компринт», 2023. – 60 с.

Подано завдання та загальні вимоги до виконання розрахунково-графічної роботи; до кожного розділу наведено загальні положення, теоретичні відомості та детальний приклад виконання розрахунково-графічної роботи.

Призначено для студентів спеціальності 185 «Нафтогазова інженерія та технології» галузі знань 18 «Виробництво та технології» Київського національного університету будівництва і архітектури.

© КНУБА, 2023

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| Передмова | 4 |
| Розділ 1. Загальні вимоги щодо виконання розрахунково-графічної роботи | 6 |
| 1.1. Зміст, обсяг і оформлення розрахунково-графічної роботи | 6 |
| 1.2. Завдання і порядок виконання розрахунково-графічної роботи | 8 |
| Розділ 2. Структурний аналіз механізму | 11 |
| 2.1. Загальні положення | 11 |
| 2.2. Приклад виконання структурного аналізу механізму | 15 |
| Розділ 3. Кінематичний аналіз механізму | 18 |
| 3.1. Загальні положення | 18 |
| 3.2. Побудова плану положень | 20 |
| 3.3. Побудова плану швидкостей | 24 |
| 3.4. Побудова плану прискорень | 28 |
| Розділ 4. Кінетостатичний аналіз механізму | 35 |
| 4.1. Загальні положення | 35 |
| 4.2. Визначення сил, що діють на ланки механізму | 36 |
| 4.3. Побудова важеля Жуковського | 43 |
| Список використаних та рекомендованих джерел | 47 |
| <i>Додаток А.</i> Приклад оформлення аркуша графічної частини розрахунково-графічної роботи | 49 |
| <i>Додаток Б.</i> Основні написи креслень | 50 |
| <i>Додаток В.</i> Оформлення титульного аркуша пояснювальної записки | 51 |
| <i>Додаток Г.</i> Завдання на розрахунково-графічну роботу | 52 |

Передмова

Технічний рівень окремих галузей народного господарства країни визначається рівнем машинобудування в цілому. Провідна роль машинобудування серед інших галузей народного господарства визначається тим, що основні виробничі процеси в усіх галузях промисловості, будівництві і сільському господарстві виконують машини.

Ефективність реконструкції і темпи економічного розвитку України в вирішальній мірі залежать від машинобудування. Саме в ньому матеріалізуються основні науковотехнічні ідеї, створюються нові знаряддя праці, системи машин, які визначають прогрес в інших галузях народного господарства. Тут закладаються основи широкого виходу на принципово нові ресурсозберігаючі технології, підвищення продуктивності праці і якості продукції.

Розвиток машинобудування і засобів автоматизації забезпечує можливість автоматичної роботи окремих машин, груп машин і автоматичних ліній в цехах заводів під контролем людини.

Створення нових, більш досконалих механізмів і машин вимагає розвитку існуючих і розробки сучасних інженерних методів дослідження і проектування цих машин. У вирішенні вищезазначених задач важлива роль належить курсу «Теорія механізмів і машин», який являється складовою у вивченні питань машинобудування.

Теорія механізмів і машин – інженерна дисципліна, що викладається в технічному закладі вищої освіти. Вона є основою для вивчення спеціальних дисциплін, таких як деталі машин, підйомно-транспортні машини, машини для земляних та дорожніх робіт, машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій, технологія машинобудування, експлуатація та ремонт машин і обладнання. Для вивчення теорії механізмів і машин необхідні знання в першу чергу з інженерної та комп'ютерної графіки, математики, фізики та теоретичної механіки.

Дисципліна «Основи теорії механізмів і машин» вивчає основи побудови сучасних механізмів і машин, а також методи теоретичного і експериментального їх дослідження.

З метою набуття навичок самостійного виконання інженерних досліджень при аналізі, проектуванні та експлуатації технічних засобів студенти виконують розрахунково-графічну роботу з дисципліни «Основи теорії механізмів і машин». За змістом вона охоплює значну частину теоретичного курсу й містить розділи з структурного, кінематичного та кінетостатичного дослідження шарнірно-важільних механізмів, котрі являються складовими частинами спеціальних машин та технологічного обладнання.

Методичні вказівки складені за єдиним планом, тобто спочатку вказується зміст роботи, потім формулюється задача дослідження, вказується приклад виконання розрахунково-графічної роботи та оформлення її графічної частини.

У першому розділі методичних вказівок наведено загальні вимоги та рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи: зміст та обсяг виконання, вимоги щодо оформлення графічної частини і пояснювальної записки.

У другому розділі наведено загальні положення структурного аналізу плоских шарнірно-важільних механізмів із детальним його виконанням на прикладі.

Третій розділ методичних вказівок присвячений кінематичному аналізу механізмів. У ньому наведено загальні положення виконання кінематичного дослідження, а також приклади побудови плану положень, планів швидкостей та планів прискорень для шарнірно-важільного механізму.

У четвертому розділі методичних вказівок розглянуто загальні положення кінетостатичного аналізу плоских шарнірно-важільних механізмів із детальним його виконанням на прикладі.

У додатках наведено приклад оформлення аркуша графічної частини розрахунково-графічної роботи, основного напису на кресленні та титульного аркуша пояснювальної записки розрахунково-графічної роботи, а також подано варіанти завдань до розрахунково-графічної роботи.

РОЗДІЛ 1.

ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ЩОДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

1.1. Зміст, обсяг і оформлення розрахунково-графічної роботи

Розрахунково-графічна робота з дисципліни «Основи теорії механізмів і машин» є самостійною роботою студентів з комплексного дослідження шарнірно-важільних механізмів, котрі являються складовими частинами спеціальних машин та технологічного обладнання для їх технічного обслуговування і ремонту.

Розрахунково-графічною роботою передбачено виконання одного аркуша формату А3 графічних побудов та пояснювальної записки, де наводяться наводяться розрахунки і пояснення до графічних побудов. У більшості випадків методи розв'язування задач графоаналітичні, тому розрахунки і графічна частина розрахунково-графічної роботи виконуються паралельно.

Перш ніж приступити до розробки чергового етапу розрахунково-графічної роботи, необхідно ознайомитися з відповідними теоретичними положеннями, прикладами розв'язування подібних задач за підручниками та навчальними посібниками.

Оформлення розрахунково-графічної роботи

Розрахунково-графічна робота складається з графічної частини – креслень і пояснювальної записки до графічної частини, в якій наводять необхідні пояснення і розрахунки.

Графічна частина розрахунково-графічної роботи виконується на аркуші формату А3 (297×420 мм) за ДСТУ EN ISO 216:2018.

Графічні побудови розрахунково-графічної роботи слід виконувати з дотриманням усіх вимог стандарту щодо виконання креслень.

Схеми механізмів і діаграми треба виконувати чітко і охайно. Осі абсцис і ординат на графіках необхідно креслити суцільними лініями (дещо товщими, ніж лінії допоміжних побудов). Отримані

криві обводять лініями, товщина яких відповідає товщині контурних ліній на кресленнях, але не менше ніж 0,5 мм.

На графіках біля осей координат потрібно поставити буквенні позначення величин і одиниці вимірювання, розділені між собою комою. На кресленнях обов'язково вказують обрані масштаби побудов, до яких слід ставитись особливо уважно. Необхідно пам'ятати, що від правильності їх розрахунків безпосередньо залежить результат розв'язання тієї чи іншої задачі.

Вибираючи масштаби кінематичних схем та інших зображень, пов'язаних з аналізом механізмів, дозволяється використовувати масштаби, які відрізняються від передбачених стандартами. На кресленнях необхідно обов'язково зберігати всі допоміжні побудови, робити відповідні написи і застосовувати лише загальноприйняті позначення.

Аркуш графічної частини розрахунково-графічної роботи повинен мати в правому нижньому куті основний напис (штамп) за формою, наведеною в *додатку Б*.

Приклад оформлення аркуша графічної частини розрахунково-графічної роботи наведено в *додатку А*.

Пояснювальна записка виконується на одному боці аркуша формату А4 (210×297 мм) за ДСТУ EN ISO 216:2018, залишаючи ліворуч поле 25 мм (для зшивання), а праворуч – 15 мм.

Усі сторінки нумеруються у правому нижньому куті аркуша. Пояснювальна записка брошурується. Верхній аркуш записки є титульним і оформлюється згідно *додатку В*.

На початку пояснювальної записки розміщується зміст, вступ і завдання на розрахунково-графічну роботу. Обсяг записки наближено має становити 15-20 сторінок тексту.

У пояснювальній записці коротко і чітко викладаються всі етапи виконання розрахунково-графічної роботи і наводяться розрахунки величин, необхідних для виконання потрібних побудов. Відповідні етапи виділяються окремими підзаголовками.

Усі необхідні для розрахунку рівняння і формули записуються у загальному вигляді, потім у них підставляються числові значення і

наводиться остаточний результат із наведенням одиниць вимірювання в системі *SI*. Для розрахунків, що повторюються, результати оформлюються у вигляді таблиць значень величин, що входять до формули, і значень остаточних результатів.

Пояснення розрахунків і побудов супроводжуються ескізами і посиланнями на аркуш, де виконані ці побудови.

У кінці пояснювальної записки розрахунково-графічної роботи наводиться список використаної літератури за ДСТУ ГОСТ 7.1:2006. Посилаючись у тексті на літературне джерело, вказують лише порядковий номер зі списку у квадратних дужках.

Захист розрахунково-графічної роботи

Розрахунково-графічну роботу, підписану викладачем до захисту, студент захищає у термін, вказаний при видачі завдання.

Під час захисту студент повинен розкрити зміст розрахунково-графічної роботи, розповісти про призначення досліджуваного механізму, принцип його роботи і особливості розрахунку, відповісти на поставлені запитання, пояснити описання. Опитування проводиться за графічними побудовами та поясненнями до них.

Його мета – з'ясувати, наскільки глибоко студент засвоїв застосовані методи розрахунку та їх теоретичне обґрунтування. Якщо студент отримав незадовільну оцінку, він одержує нове завдання і виконує розрахунково-графічну роботу спочатку.

1.2. Завдання і порядок виконання розрахунково-графічної роботи

У процесі виконання розрахунково-графічної роботи розв'язується сукупність задач з комплексного аналізу шарнірно-важільних механізмів, котрі являються складовими частинами спеціальних машин та технологічного обладнання. У більшості випадків правильність розв'язування чергової задачі значною мірою залежить від вихідних даних, які отримують у результаті розв'язання попередньої. Тому розрахунково-графічну роботу треба виконувати в певній послідовності.

Перш ніж починати розробку того чи іншого етапу розрахунково-графічної роботи, слід чітко уявити собі постановку задачі, потім ознайомитися з прикладами розв'язування подібних задач, наведеними в підручниках та навчальних посібниках, і лише після цього приступати до виконання чергового етапу. У більшості випадків методи розв'язання задач, що зустрічаються, – графоаналітичні. Тому розрахункова і графічна частини виконуються паралельно.

Виконання розрахунково-графічної роботи починається з вивчення одержаного завдання, з'ясування призначення машини, кожного механізму і уточнення задач, які потрібно розв'язати у процесі виконання роботи.

Структурний аналіз шарнірно-важільного механізму

1. У пояснювальній записці розрахунково-графічної роботи побудуйте кінематичну схему заданого важільного механізму.

2. Підрахуйте кількість рухомих ланок та кінематичних пар у механізмі.

3. Встановіть клас кінематичних пар.

4. Побудуйте умовну структурну схему механізму.

5. Визначте ступінь рухомості механізму за формулою П.Л. Чебишева.

6. Позначте на схемі початкову ланку стрілкою і рочленуйте механізм на структурні групи Л.В. Ассура. Визначте клас, вид і порядок груп Л.В. Ассура.

7. Запишіть формулу побудови механізму.

8. Визначте клас механізму.

Кінематичне дослідження шарнірно-важільного механізму

1. Побудуйте початкове (нульове) положення механізму, коли він перебуває на початку робочого ходу, тобто в самому крайньому положенні, а також положення, яке б відповідало другому крайньому положенню робочої ланки. Виберіть одне з проміжних положень механізму (крім крайніх) та виділіть його основною (товщою) лінією.

2. Для вибраного проміжного положення механізму побудуйте план швидкостей і план прискорень.

3. Використовуючи плани швидкостей і прискорень, визначте лінійні швидкості та прискорення точок і ланок механізму, а також кутові швидкості та прискорення ланок механізму і їх напрямки. Отримані значення оформіть у вигляді таблиці.

Кінетостатичне дослідження шарнірно-важільного механізму

1. Побудуйте схему важільного механізму в положенні, для якого побудовані плани швидкостей та прискорень.

2. Визначте сили та моменти сил, що діють на ланки механізму в обраному положенні, включаючи сили інерції та моменти від сил інерції (силами тертя нехтуємо).

Визначаючи силу тяжіння, вважайте, що вага рівномірно розподілена по довжині ланки. Центр мас куліси розташовується посередині максимальної довжини куліси від точки обертання до центра кулісного каменя.

3. Покажіть (основними лініями) вектори сил на схемі механізму, а також напрямки кутових прискорень ланок, що здійснюють хитний або плоско-паралельний рух, та моментів сил інерції, що діють на ці ланки.

4. Для ланок, що здійснюють хитний або плоско-паралельний рух, замініть моменти сил інерції і сили інерції однією результуючою силою інерції, перенесеною з центра мас ланки в точку хитання.

5. У цьому ж положенні накресліть ще одну схему даного важільного механізму з прикладеними до його ланок силами, де сили інерції та моменти сил інерції замінені результуючою силою інерції.

6. Побудуйте жорсткий важіль М.Є. Жуковського і визначте зрівноважувальну силу на ведучій ланці для досліджуваного положення механізму.

РОЗДІЛ 2. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

2.1. Загальні положення

Проектування нових механізмів або дослідження вже існуючих починається зі складання *кінематичної схеми механізму* – його графічного зображення в масштабі із застосуванням умовних позначень ланок і кінематичних пар.

Кінематична схема, виконана без масштабу, називається структурною схемою. На цих схемах ланки нумерують цифрами, а кінематичні пари – заголовними літерами латинського алфавіту.

Структурний аналіз механізму включає вирішення таких завдань:

- виявлення характеру руху ланок і видів кінематичних пар;
- визначення ступеня рухомості механізму;
- розчленування механізму на структурні групи;
- визначення класу механізму і складання формули його побудови.

Кожний механізм або машина складається з окремих деталей. *Деталлю* називається частина механізму або машини, що має однорідну структуру і виготовляється без складальних операцій.

Кожна рухома деталь або група деталей, що утворюють одну жорстку рухому систему тіл, називається рухомою *ланкою* механізму.

Усі нерухомі деталі утворюють одну нерухому систему тіл, що називається нерухомою ланкою або *стояком*.

Будь-який механізм або машина складається з однієї нерухомої ланки (стояка) і однієї або декількох рухомих ланок.

Кінематична пара – це рухоме з'єднання двох ланок. Кінематичні пари плоских механізмів поділяються на нижчі (*V* класу) та вищі (*IV* класу). *Нижчими* кінематичними парами називаються такі пари, у яких елементи кінематичних пар контактують між собою по поверхні або по площині. *Вищими* кінематичними парами називаються такі пари, у яких елементи кінематичних пар контактують між собою по лінії або по точці.

Кінематичний ланцюг – це сукупність ланок з'єднаних між собою кінематичними парами. Кінематичні ланцюги поділяються на

проті і *складні*. **Простим** кінематичним ланцюгом називається такий ланцюг, у якого кожна ланка входить до складу не більше ніж двох кінематичних пар. **Складним** кінематичним ланцюгом називається такий ланцюг, у якого є хоч одна ланка, що входить до складу більше ніж двох кінематичних пар.

У свою чергу кінематичні ланцюги поділяються на *замкнуті* й *незамкнуті*. Якщо в кінематичному ланцюгу є хоча б одна ланка, що входить до складу менше ніж двох кінематичних пар, то кінематичний ланцюг – **незамкнений**. У замкненому кінематичному ланцюгу кожна ланка входить до складу не менше як двох кінематичних пар.

Механізмом називається кінематичний ланцюг, в якому заданий рух від однієї або декількох ланок відносно ланки, прийнятої за стояк, перетворюється у певний рух інших ланок.

Узагальнена координата механізму – це кожна з незалежних одна від одної координат, через які визначають положення всіх ланок механізму відносно стійки.

Ступінь рухомості механізму – це кількість його узагальнених координат.

Для плоских механізмів ступінь рухомості W механізму визначається за **формулою П.Л. Чебишева**, яка визначає кількість незалежних координат, що задаються, для характеристики положення будь-якої ланки відносно стійки:

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

де n – кількість рухомих ланок механізму; p_5 і p_4 – відповідно кількість нижчих і вищих кінематичних пар у механізмі.

Ланка механізму, якій приписується узагальнена координата, називається **початковою ланкою**.

Як правило, за початкову ланку вибирають ланку, яка співпадає з вхідною ланкою, але вона може і не співпадати з нею, якщо при цьому спрощується аналіз механізму.

Структурна класифікація плоских важільних механізмів ґрунтується на роботах Л.В. Ассура та І.І. Артоболевського і полягає в тому, що будь-який механізм може бути утворений із *механізмів*

I класу (початкових механізмів) – початкових ланок зі стійкою, і приєднаних до них структурних груп (груп Ассура).

Структурна група (група Ассура) – це кінематичний ланцюг, ступінь рухомості якого дорівнює нулю. Після приєднання цієї групи до механізму ступінь рухомості механізму не змінюється.

Якщо в плоскому механізмі всі вищі кінематичні пари замінити нижчими, то формула Чебишева для структурної групи матиме вигляд:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 0 \quad \text{або} \quad p_5 = \frac{3}{2} \cdot n.$$

Із цього рівняння видно, що кількість ланок у групі Ассура має бути парною, а кількість кінематичних пар *V* класу кратна трьом. Можливі такі співвідношення кількості ланок і кінематичних пар структурних груп:

| | | | | | |
|-----------------------|---|---|---|----|-----|
| <i>n</i> | 2 | 4 | 6 | 8 | ... |
| <i>p</i> ₅ | 3 | 6 | 9 | 12 | ... |

Групи Ассура поділяються на класи і порядки. **Клас групи Ассура** визначається вищим класом найпростішого замкнутого контуру, що входить до його складу. **Клас контуру** – це кількість кінематичних пар, які утворюють цей контур. Він може бути утворений ланкою або системою ланок. **Порядок групи Ассура** визначається кількістю вільних елементів кінематичних пар, якими вона приєднується до основного механізму.

Структурна група, що складається з двох ланок і трьох кінематичних пар, відноситься до *II* класу, другого порядку і називається **діадою** або **двоповодковою** групою. Кожна ланка групи *II* класу входить тільки в дві кінематичні пари.

Групи Ассура *II* класу також поділяються на 5 видів, кожний з яких визначається співвідношенням кількості обертальних і поступальних кінематичних пар та їхнього взаємного розташування.

На рис. 2.1 зображено групи Ассура *II* класу усіх п'яти видів.

У групах *III* класу (*n* = 4, *p*₅ = 6) є ланки, які входять у три пари. Така група називається **триповодковою** групою. У групах *IV* класу і вище є замкнуті контури, які збігаються з номером класу.

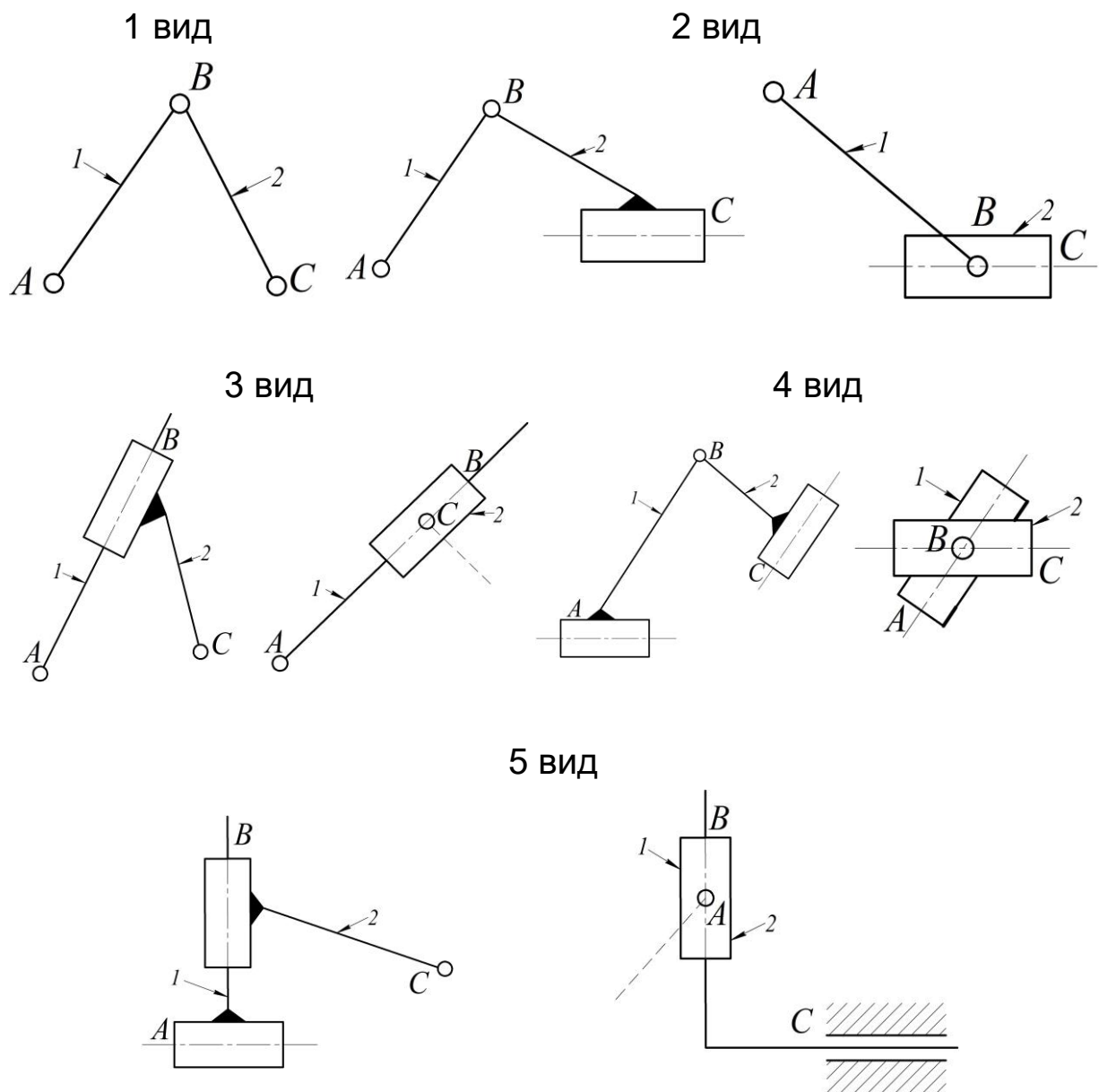


Рис. 2.1. Групи Ассур II класу

Клас механізму визначається вищим класом групи Ассур, яка входить до складу цього механізму.

Для визначення класу механізму необхідно весь кінематичний ланцюг, приєднаний до механізму I класу, розчленувати на структурні групи і визначити їхній клас, порядок і вид.

Закінчується структурний аналіз складанням *формули побудови механізму*, тобто послідовністю приєднання структурних груп до механізму I класу.

2.2. Приклад виконання структурного аналізу механізму

Розглянемо виконання структурного аналізу на прикладі шарнірно-важільного механізму.

Приклад 2.1. Виконати структурний аналіз механізму приводу поршневого насоса (рис. 2.2), якщо початковою ланкою є кривошип 1.

На рис. 2.2 зображено кінематичну схему механізму приводу поршневого насоса, яка складається з однієї нерухомої ланки (стояка) та п'яти рухомих ланок. Усі ланки між собою з'єднані сімома кінематичними парами. Всі кінематичні пари V класу.

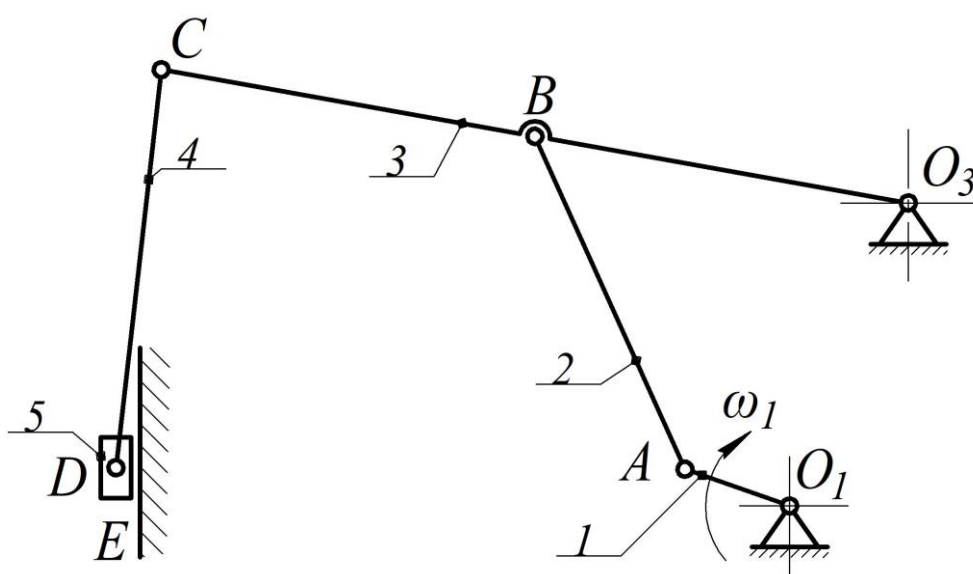


Рис. 2.2. Кінематична схема механізму приводу поршневого насоса

Характеристику рухомих ланок та кінематичних пар механізму наведено в табл. 2.1 та 2.2, а на рис. 2.3 зображено структурну схему механізму приводу поршневого насоса.

Таблиця 2.1

Таблиця рухомих ланок

| Номер ланки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---------------------|-------------|--------------------|-----------|--------------------|--------------|
| Характер руху ланки | Обертальний | Плоско-паралельний | Хитний | Плоско-паралельний | Поступальний |
| Назва ланки | Кривошип | Шатун | Коромисло | Шатун | Повзун |

Таблиця кінематичних пар

| Позначення | O_1 | A | B | O_3 | C | D | E |
|---------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------|
| Характер руху | Обертальний | Обертальний | Обертальний | Обертальний | Обертальний | Обертальний | Поступальний |
| Ланки, які утворюють пару | 0-1 | 1-2 | 2-3 | 0-3 | 3-4 | 4-5 | 0-5 |
| Клас пари | V | V | V | V | V | V | V |

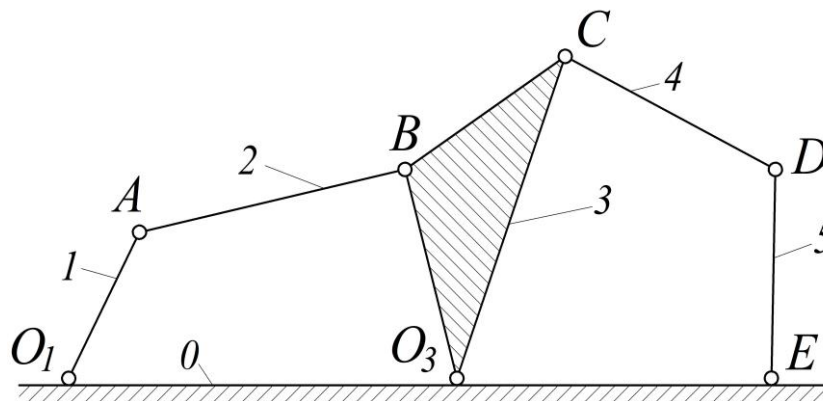


Рис. 2.3. Структурна схема механізму приводу поршневого насоса

Визначаємо ступінь рухомості механізму приводу поршневого насоса за формулою П.Л. Чебишева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

де $n = 5$ – кількість рухомих ланок; $p_5 = 7$ – кількість нижчих кінематичних пар; $p_4 = 0$ – кількість вищих кінематичних пар.

Оскільки механізм має ступінь рухомості $W = 1$, то це означає, що він має одну ведучу ланку. Цією ланкою є кривошип (ланка 1).

Розчленуємо механізм на структурні групи Л.В. Ассура та визначимо клас, вид і порядок цих груп.

На рис. 2.4 зображено механізм, розчленований на структурні групи. Ланка 1 з кінематичною парою O_1 є механізмом I класу.

Кінематичний ланцюг, утворений ланками 2 і 3 та кінематичними парами A , B та O_3 є структурною групою Л.В. Ассура II класу 1-го виду 2-го порядку, а кінематичний ланцюг, утворений ланками 4 і 5 та кінематичними парами C , D та E є структурною групою Л.В. Ассура II класу 2-го виду 2-го порядку.

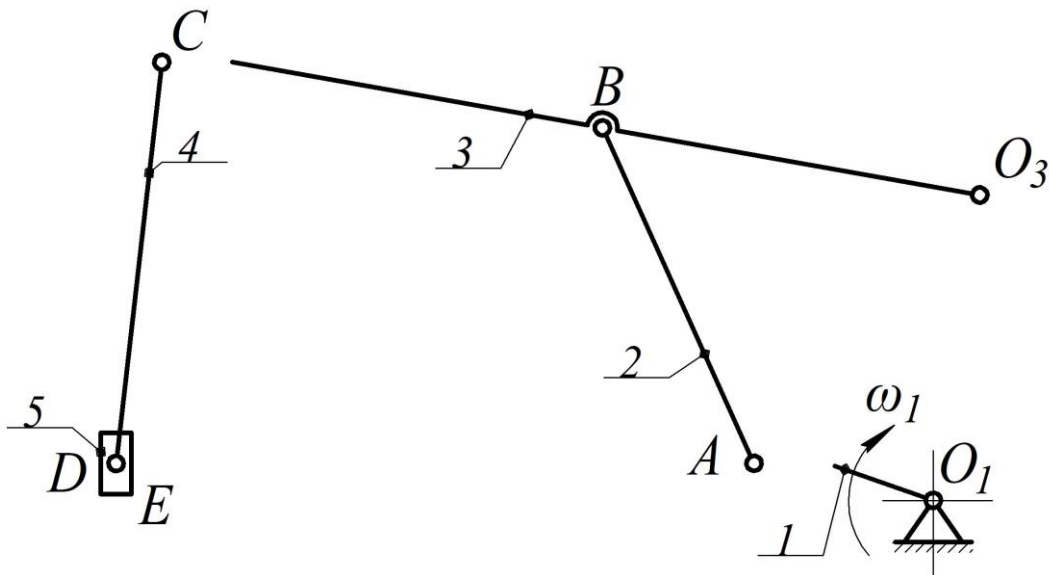


Рис. 2.4. Структурні групи Ассура механізму

Формула побудови механізму $I(0-1) \rightarrow II(2-3) \rightarrow II(4-5)$.

Оскільки найвищий клас груп Л.В. Ассура, що входять до складу механізму, є II клас, то й механізм приводу поршневого насоса відноситься до механізмів II класу.

РОЗДІЛ 3. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

3.1. Загальні положення

Кінематичний аналіз механізму – це дослідження руху ланок за заданим законом руху ведучої ланки без врахування сил, що спричиняють цей рух, тобто розглядається рух ланок з геометричної точки зору, з урахуванням лише фактора часу.

Як відомо, будь-який рух тіла характеризується *переміщенням* його у просторі, *швидкістю* та *прискоренням* його точок. Звідси й впливають основні задачі кінематичного аналізу механізмів:

1. визначення *положень ланок* механізму, побудова траєкторій його окремих точок і визначення переміщень ланок в процесі його руху;
2. визначення *кутових швидкостей* ланок та *лінійних швидкостей* окремих точок механізму;
3. визначення *кутових прискорень* ланок та *лінійних прискорень* окремих точок механізму.

В результаті кінематичного аналізу механізму встановлюється відповідність кінематичних параметрів (переміщень, швидкостей і прискорень) заданим умовам роботи механізму, а також одержують вихідні дані для подальших розрахунків. Знання кінематичних параметрів потрібні для визначення динамічних сил (сил інерції ланок механізму, моментів сил інерції), кінетичної енергії та потужності механізму. За допомогою траєкторій окремих точок встановлюється картина взаємного положення ланок під час руху механізму і усувається можливість їх контакту (ударів). Дані кінематичного аналізу дуже часто використовуються для розв'язання оберненої задачі – синтезу механізмів.

Переважає більшість механізмів і машин має періодичний рух. Під *періодом (циклом) руху* розуміється проміжок часу, після закінчення якого механізм повертається у вихідне положення, а його кінематичні параметри набувають початкового значення, після цього рух повторюється за тим самим законом. Звідси впливає, що для

кінематичного аналізу достатньо одного періоду роботи механізму або машини. При цьому повинні бути заданими кінематична схема механізму (розміри всіх його ланок) і закон руху його ведучої ланки.

Існують чотири методи кінематичного дослідження механізмів: графічний, графоаналітичний, аналітичний і експериментальний. **Графічний** і **графоаналітичний** методи дають можливість розв'язувати майже всі основні задачі кінематичного дослідження механізмів. Для більшості практичних задач точність цих методів достатня. При дослідженні деяких механізмів вони значно спрощують розрахунки, дозволяють зекономити час, сприяють зменшенню помилок у результатах завдяки наочності досліджень.

Проте в багатьох випадках **аналітичний метод** має не тільки перевагу над першими двома методами, але і є єдиним можливим. Це насамперед стосується широкого класу задач, коли ланки механізму повинні забезпечувати рух за певним, наперед заданим законом. Для динамічного розрахунку механізмів, коли, наприклад, необхідно проаналізувати коливання, потрібні аналітичні залежності законів руху ланок механізму. Особливо широкого поширення набув аналітичний метод останнім часом, при появі сучасних персональних комп'ютерів, які дають можливість здійснювати багатоваріантні дослідження механізмів і тим самим вибрати такі схеми механізмів і розміри їх ланок, щоб забезпечувались найкращі умови роботи, тобто є можливість здійснити оптимальний синтез механізмів.

Найбільш достовірні результати дає **експериментальний метод** кінематичного аналізу механізмів. Це пояснюється тим, що для графічних і аналітичних методів розв'язання задач кінематики доводиться приймати ряд припущень (ланки вважаються абсолютно жорсткими, у кінематичних парах відсутні зазори, всі ланки виготовлені абсолютно точно, ведуча ланка механізму має постійну кутову швидкість тощо). Теоретичні залежності таких ідеалізованих механізмів інколи значно відрізняються від дійсних. Крім цього у сучасних машинах широко використовуються механізми з пружними, гідравлічними, пневматичними зв'язками, теоретичні розрахунки яких потребують експериментальної перевірки.

3.2. Побудова плану положень

Для розв'язання задачі побудови плану положень механізму необхідно задати кінематичну схему механізму (розміри всіх його ланок) та закон руху початкової (ведучої) ланки. У практиці інженерних розрахунків при кінематичному дослідженні механізмів, як правило, рух ведучої ланки вважають лінійним, тобто рівномірним ($\omega_1 = const$). При кінематичному дослідженні всі ланки механізму умовно вважаються *абсолютно твердими тілами*, тобто розміри ланок незмінні, а зв'язки між ними *ідеальні* (у кінематичних парах відсутні зазори), всі ланки виготовлені абсолютно точно.

У процесі роботи важільних механізмів положення їх ланок постійно змінюється, але в кожний момент часу відносне розташування ланок може бути відомим. Для будь-якого механізму важливе значення має крайнє його положення, тобто положення, при якому окремі ланки займають найбільш приближене або найбільш віддалене положення відносно осі обертання ведучої ланки. Розглянемо побудову плану положень на прикладі шарнірно-важільного механізму.

Приклад 3.1. Побудувати план положень механізму приводу поршневого насоса (рис. 3.1), якщо початковою ланкою є кривошип O_1A , а розміри його ланок та інші геометричні параметри становлять: $l_{O_1A} = 0,36 \text{ м}$, $l_{AB} = 1,2 \text{ м}$, $l_{O_3B} = 1,5 \text{ м}$, $l_{CD} = 1,28 \text{ м}$, $l_a = 0,28 \text{ м}$, $l_b = 1,1 \text{ м}$, $l_c = 1,6 \text{ м}$, $l_{O_3B} = l_{BC}$, $\omega_1 = 1,4 \text{ рад/с}$.

На аркуші графічної частини розрахунково-графічної роботи будуємо план положень механізму. При зображенні лінійних розмірів механізму скористаємось масштабним коефіцієнтом, під яким розуміється відношення дійсного значення фізичної величини до довжини відрізка, який відображає цю величину на кресленні:

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,36}{18} = 0,02 \text{ м/мм},$$

де $l_{O_1A} = 0,36 \text{ м}$ – дійсна величина кривошипа; $O_1A = 18 \text{ мм}$ – довжина відрізка O_1A на кресленні.

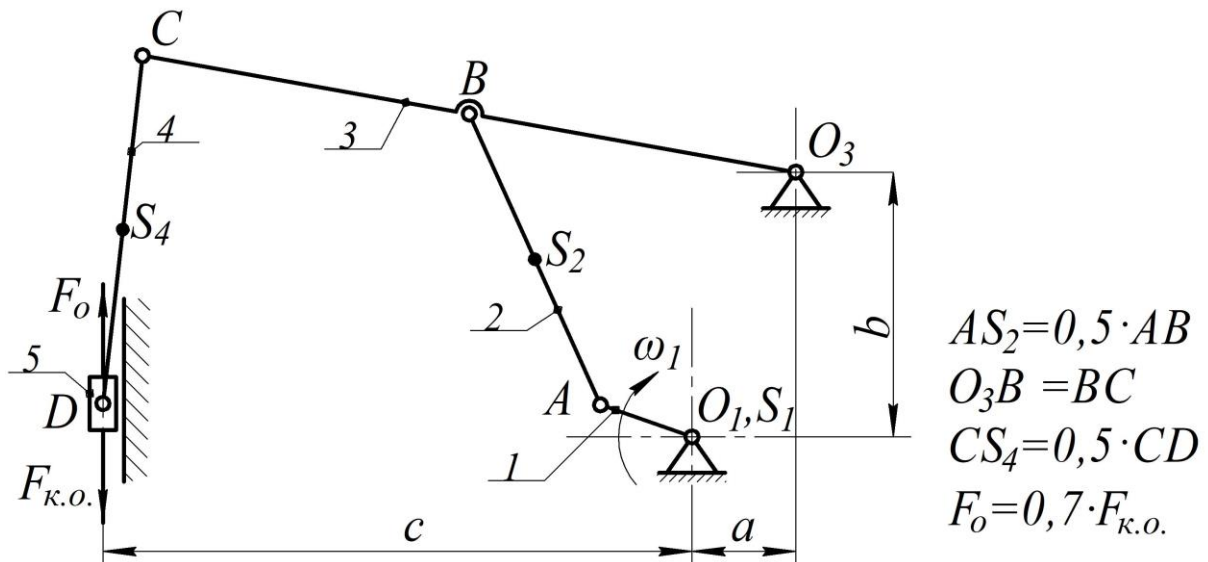


Рис. 3.1. Кінематична схема механізму приводу поршневого насоса

Залежно від прийнятого масштабу визначаємо довжини ланок на кресленні:

$$(AB) = l_{AB} / \mu_l = 1,2 / 0,02 = 60 \text{ мм};$$

$$(O_3B) = l_{O_3B} / \mu_l = 1,5 / 0,02 = 75 \text{ мм};$$

$$(CD) = l_{CD} / \mu_l = 1,28 / 0,02 = 64 \text{ мм},$$

де $l_{AB} = 1,2 \text{ м}$; $l_{O_3B} = 1,5 \text{ м}$; $l_{CD} = 1,28 \text{ м}$ – дійсні величини ланок, які задані за завданням. Оскільки з умови завдання $l_{O_3B} = l_{BC}$, то $O_3B = BC = 75 \text{ мм}$. Також визначаємо інші лінійні розміри механізму:

$$a = l_a / \mu_l = 0,28 / 0,02 = 14 \text{ мм};$$

$$b = l_b / \mu_l = 1,1 / 0,02 = 55 \text{ мм};$$

$$c = l_c / \mu_l = 1,6 / 0,02 = 80 \text{ мм},$$

де $l_a = 0,28 \text{ м}$; $l_b = 1,1 \text{ м}$; $l_c = 1,6 \text{ м}$ – дійсні величини розмірів, які задані за завданням.

Спочатку на кресленні визначається місце розташування точок, які не змінюють свого положення в процесі роботи механізму, тобто точок O_1 , O_3 та напрямної, вздовж якої рухається повзун з кінематичною парою D . Вибравши на кресленні точку O_1 , відкладаємо від неї по горизонталі вправо відстань a та по вертикалі вгору відстань b . На відкладених відстанях проводимо горизонтальну та вертикальну осі, на перетині яких утвориться точка O_3 . Від точки O_1 відкладаємо по горизонталі вліво відстань c , і на цій відстані проводимо вертикальну вісь, вздовж якої буде рухатися повзун з кінематичною парою D .

Для знаходження положення всіх точок і ланок механізму методом дугових засічок необхідно послідовно розглянути рух кожної ланки від початкової до вихідної у такому порядку, як вони приєднуються до механізму. Кривошип O_1A здійснює рівномірний обертальний рух ($\omega_1 = \text{const}$) навколо нерухомого центра O_1 . Шатун AB здійснює складний рух: центр шарніра A рухається по колу радіусом O_1A , центр шарніра B – по дузі радіусом O_3B з центром у точці O_3 . Оскільки точка C належить до ланки 3, то траєкторією її руху буде також дуга радіусом O_3C з центром у точці O_3 . Шатун CD здійснює складний рух: центр шарніра C рухається по дузі радіусом O_3C , центр шарніра D – по прямій разом із повзуном, який зв'язаний із шатуном CD і рухається вздовж нерухомої напрямної.

За початкове положення механізму, тобто положення, при якому повзун буде знаходитися в крайньому верхньому положенні, виберемо таке, за якого кривошип O_1A і шатун AB витягнуться в одну лінію, утворивши пряму $O_1A_0B_0$. Друге крайнє положення механізму буде тоді, коли кривошип O_1A і шатун AB накладуться один на один і утворять одну лінію $A_kO_1B_k$.

Повернувши кривошип O_1A на деякий кут від його нульового положення в напрямку кутової швидкості, отримуємо його проміжне положення (положення 1).

Положення точки B знайдемо методом дугових засічок, враховуючи, що довжина шатуна AB протягом руху залишається незмінною. Для цього з одержаних точок A_0, A_1 та A_k радіусом AB зробимо дугові засічки на траєкторії руху точки B у результаті чого знайдемо положення центрів шарніра $B - B_0, B_1$ та B_k . З'єднавши точки A_0 і B_0, A_1 і B_1 та A_k і B_k відрізками A_0B_0, A_1B_1 та A_kB_k , одержимо положення шатуна AB та коромисла O_3B у двох крайніх та одному проміжному положеннях.

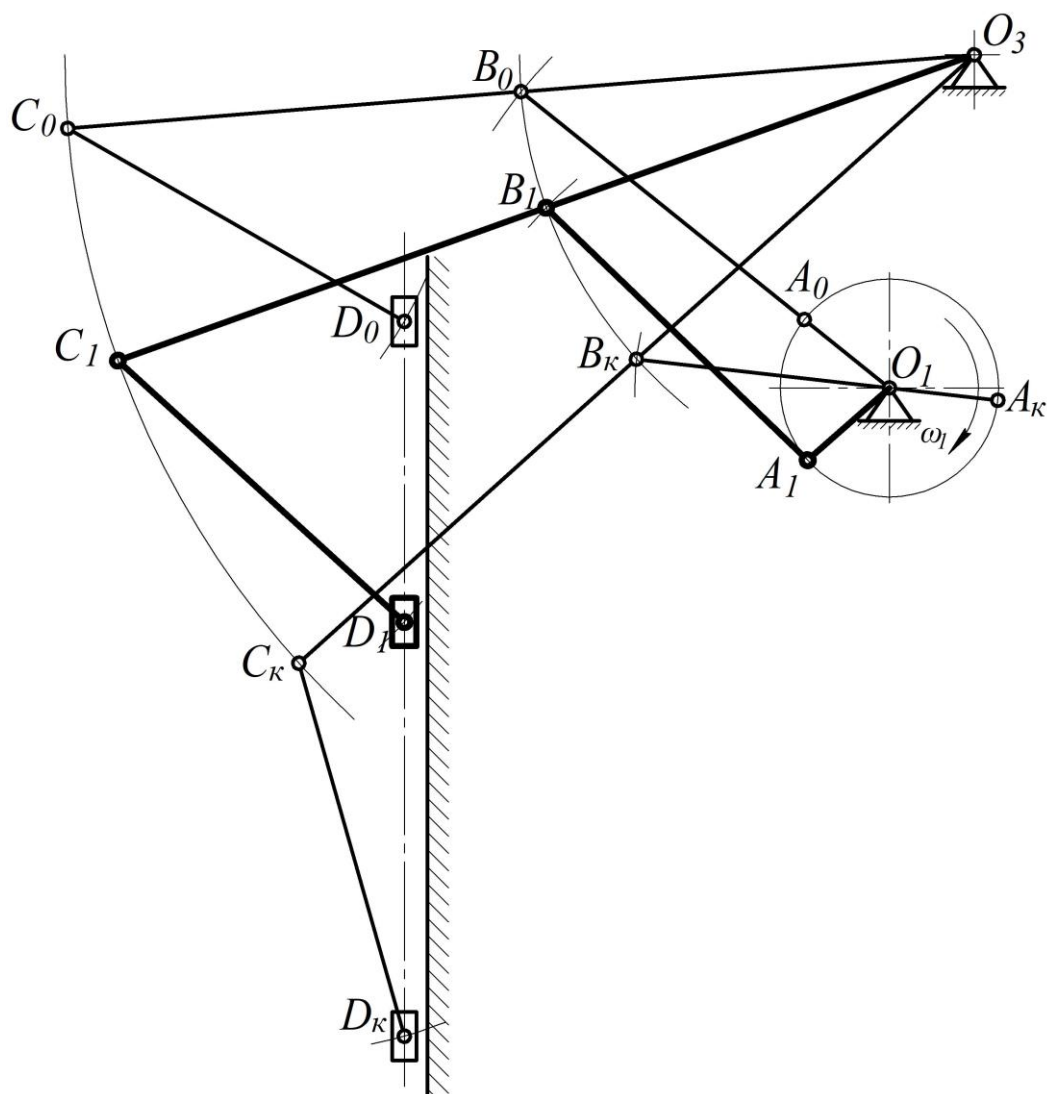


Рис. 3.2. Механізм приводу поршневого насоса у двох крайніх та одному проміжному положеннях

Для того щоб отримати положення точок C_0 , C_1 та C_k , продовжуємо коромисло O_3B_0 , O_3B_1 та O_3B_k до траєкторії руху точки C .

Положення точки D знайдемо тим же методом дугових засічок, враховуючи, що довжина шатуна CD протягом руху залишається незмінною. Для цього з одержаних точок C_0 , C_1 та C_k радіусом CD зробимо дугові засічки на траєкторії руху точки D у результаті чого знайдемо положення центрів шарніра $D - D_0$, D_1 та D_k . З'єднавши точки C_0 і D_0 , C_1 і D_1 та C_k і D_k відрізками C_0D_0 , C_1D_1 та C_kD_k , одержимо положення шатуна CD та повзуна з кінематичною парою D у двох крайніх та одному проміжному положеннях.

Механізм приводу поршневого насоса у двох крайніх та одному проміжному положеннях зображено на рис. 3.2.

3.3. Побудова плану швидкостей

План швидкостей – графічна побудова в деякому масштабі векторів дійсних та відносних швидкостей ланок і точок механізму.

Плани швидкостей будуються для окремих структурних груп Л.В. Ассура, за умови, що швидкості кінематичних пар, якими ця група приєднана до основного механізму, відомі або можуть бути легко знайдені. Швидкість внутрішньої кінематичної пари групи Л.В. Ассура визначається через відносний рух ланок цієї пари шляхом складання векторних рівнянь. Побудова плану швидкостей починається з групи Л.В. Ассура, що першою приєднується до ведучої ланки.

Розглянемо приклад побудови плану швидкостей для шарнірно-важільного механізму.

Приклад 3.2. Побудувати план швидкостей механізму приводу поршневого насоса для його першого положення, яке зображене на рис. 3.2. Всі геометричні параметри даного механізму та значення кутової швидкості його ведучої ланки наведені в прикладі 3.1.

Для першої групи Л.В. Асура, що має ланки 2 і 3, складаємо систему векторних рівнянь для визначення швидкості внутрішньої кінематичної пари B :

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}; \\ \overline{V_B} = \overline{V_{O_3}} + \overline{V_{BO_3}}, \end{cases}$$

де $V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 1,4 \cdot 0,36 = 0,504 \text{ м/с}$ – швидкість точки A кривошипа, яка направлена перпендикулярно до кривошипа за напрямком кутової швидкості ω_1 ; V_{BA} – швидкість точки B відносно точки A , направлена перпендикулярно до ланки AB (модуль невідомий); $V_{O_3} = 0$ – швидкість точки O_3 (стояка); V_{BO_3} – швидкість точки B відносно точки O_3 , направлена перпендикулярно до ланки O_3B (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі швидкостей V_{BA} та V_{BO_3} , отже ця система може бути розв’язана графічно.

Побудову плану швидкостей починаємо з вибору полюса, тобто точки, швидкість якої дорівнює нулю. З полюса проводимо вектор pa (рис. 3.3) швидкості V_A довільної довжини перпендикулярно до кривошипа за напрямком його обертання. Залежно від довжини вектора pa визначаємо масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{0,504}{40} = 0,0126 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}, \text{ де } pa = 40 \text{ мм.}$$

З точки a на плані швидкостей проводимо лінію перпендикулярну до ланки AB (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{BA}). Оскільки швидкість $V_{O_3} = 0$, то точку o_3 ставимо в полюсі, а з неї проводимо лінію перпендикулярну до ланки O_3B (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{BO_3}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори швидкостей V_{BA} та V_{BO_3}) перетнуться, там і буде точка b (рис. 3.3). Вектор швидкості V_{BA} виходить з точки a і

закінчується в точці b , а вектор швидкості V_{BO_3} виходить з точки p і закінчується в точці b . Оскільки точки O_3 , B та C знаходяться на одній ланці, то вектор швидкості точки C буде продовженням вектора pb , а довжина його визначається з теореми подібності: $\frac{O_3C}{O_3B} = \frac{pc}{pb} = 2$ (оскільки $O_3B = BC$, а $O_3C = O_3B + BC = 2 \cdot O_3B$); звідси $pc = 2 \cdot pb = 2 \cdot 44,5 = 89$ мм, де $pb = 44,5$ мм – вимірюється безпосередньо із плану швидкостей (рис. 3.3).

Для другої групи Л.В. Ассура, що має ланки 4 і 5, складаємо систему векторних рівнянь для визначення швидкості внутрішньої кінематичної пари D :

$$\begin{cases} \overline{V_D} = \overline{V_C} + \overline{V_{DC}}; \\ \overline{V_D} = \overline{V_E} + \overline{V_{DE}}, \end{cases}$$

де V_C – швидкість точки C , яка вже знайдена з попередньої побудови (вектор pc); V_{DC} – швидкість точки D відносно точки C , направлена перпендикулярно до ланки CD (модуль невідомий); $V_E = 0$ – швидкість точки E (напрямної руху повзуна); V_{DE} – швидкість точки D відносно точки E , направлена вертикально (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі швидкостей V_{DC} та V_{DE} , отже ця система може бути розв’язана графічно.

З точки c на плані швидкостей (рис. 3.3) проводимо лінію перпендикулярну до ланки CD (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{DC}). Оскільки швидкість $V_E = 0$, то точку e ставимо в полюсі, а з неї проводимо вертикальну лінію (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{DE}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори швидкостей V_{DC} та V_{DE}) перетнуться, там і буде точка d . Вектор швидкості V_{DC} виходить з точки c і закінчується в точці d , а вектор швидкості V_{DE} виходить з точки p і також закінчується в точці d (рис. 3.3).

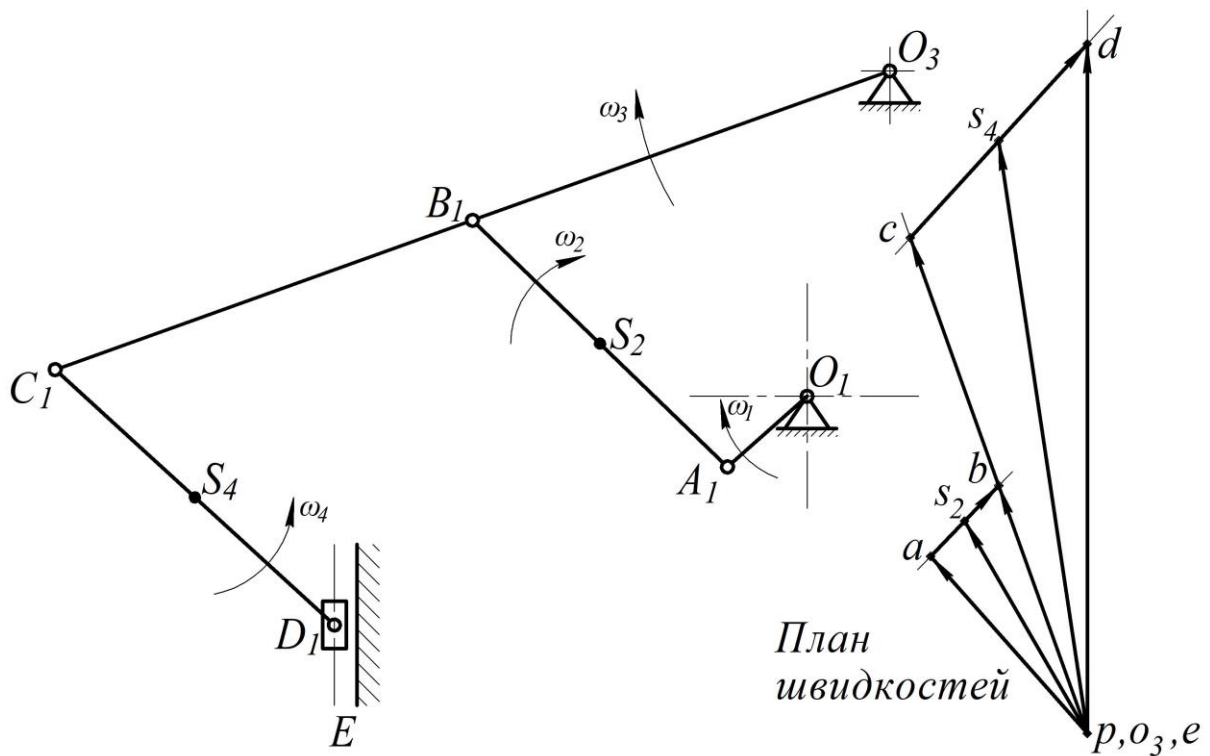


Рис. 3.3. План швидкостей механізму приводу поршневого насоса у першому положенні

Вважаючи ланки механізму однорідними стержнями, скористаємось теоремою подібності для визначення швидкостей центрів мас ланок. Для цього з полюса проводимо вектори до точок s_2 та s_4 (рис. 3.3), що відображають швидкості V_{S_2} та V_{S_4} . Точки s_2 та s_4 знаходяться посередині відрізків ab та cd відповідно, оскільки $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ та $CS_4 = 0,5 \cdot CD$.

Користуючись планом швидкостей, визначимо лінійні швидкості точок та кутові швидкості ланок механізму приводу поршневого насоса для першого його положення:

$$V_B = (pb) \cdot \mu_V = 44,5 \cdot 0,0126 = 0,5607 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = (ab) \cdot \mu_V = 22,1 \cdot 0,0126 = 0,2785 \text{ м/с};$$

$$V_C = (pc) \cdot \mu_V = 89 \cdot 0,0126 = 1,1214 \text{ м/с};$$

$$V_D = (pd) \cdot \mu_V = 116,6 \cdot 0,0126 = 1,4692 \text{ м/с};$$

$$V_{DC} = (cd) \cdot \mu_V = 41 \cdot 0,0126 = 0,5166 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = (ps_2) \cdot \mu_V = 41,5 \cdot 0,0126 = 0,5229 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = (ps_4) \cdot \mu_V = 101,3 \cdot 0,0126 = 1,2764 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{0,2785}{1,2} = 0,232 \text{ рад/с};$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{O_3B}} = \frac{0,5607}{1,5} = 0,3738 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{l_{CD}} = \frac{0,5166}{1,28} = 0,4036 \text{ рад/с}.$$

Напрямки кутових швидкостей ω_2 , ω_3 та ω_4 визначаються з плану швидкостей (рис. 3.3) за напрямком лінійних швидкостей V_{BA} , V_B та V_{DC} відповідно.

3.4. Побудова плану прискорень

План прискорень – графічна побудова в деякому масштабі векторів дійсних та відносних прискорень ланок і точок механізму.

Плани прискорень, як і плани швидкостей, будуються для окремих структурних груп Л.В. Ассура за умови, що прискорення кінематичних пар, якими ця група приєднана до основного механізму, відомі або можуть бути легко знайдені. Прискорення внутрішньої кінематичної пари групи Л.В. Ассура визначається через відносний рух ланок цієї пари шляхом складання векторних рівнянь. Побудова плану прискорень починається з групи Л.В. Ассура, що першою приєднується до ведучої ланки. Розглянемо приклад побудови плану прискорень для шарнірно-важільного механізму.

Приклад 3.3. Побудувати план прискорень механізму приводу поршневого насоса для його першого положення, яке зображене на рис. 3.2. Всі геометричні параметри даного механізму та значення кутової швидкості його ведучої ланки наведені в прикладі 3.1, а план швидкостей до цього положення механізму (рис. 3.3) наведено в прикладі 3.2.

Для першої групи Л.В. Асура, що має ланки 2 і 3, складаємо систему векторних рівнянь для визначення прискорення внутрішньої кінематичної пари B :

$$\begin{cases} \overline{W_B} = \overline{W_A^n} + \overline{W_{BA}^n} + \overline{W_{BA}^\tau}; \\ \overline{W_B} = \overline{W_{O_3}} + \overline{W_{BO_3}^n} + \overline{W_{BO_3}^\tau}, \end{cases}$$

де $W_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A} = 1,4^2 \cdot 0,36 = 0,7056 \frac{м}{с^2}$ – нормальне прискорення

точки A кривошипа, яке направлене паралельно кривошипу в напрямку від точки A до точки O_1 (до центра обертання ланки 1);

$W_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 0,232^2 \cdot 1,2 = 0,0646 \frac{м}{с^2}$ – нормальна складова

прискорення точки B відносно точки A , направлена паралельно ланці AB в напрямку від точки B до точки A (до центра обертання

ланки 2); W_{BA}^τ – тангенціальна складова прискорення точки B відносно точки A , направлена перпендикулярно до ланки AB

(модуль невідомий); W_{O_3} – прискорення точки O_3 (стояка);

$W_{BO_3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{O_3B} = 0,3738^2 \cdot 1,5 = 0,2096 \frac{м}{с^2}$ – нормальна складова

прискорення точки B відносно точки O_3 , направлена паралельно ланці O_3B в напрямку від точки B до точки O_3 (до центра обертання

ланки 3); $W_{BO_3}^\tau$ – тангенціальна складова прискорення точки B

відносно точки O_3 , направлена перпендикулярно до ланки O_3B (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі прискорень W_{BA}^τ та $W_{BO_3}^\tau$, отже ця система може бути розв'язана графічно.

Побудову плану прискорень починаємо з вибору полюса, тобто точки, прискорення якої дорівнює нулю. З полюса проводимо вектор pa (рис. 3.4) нормального прискорення W_A^n довільної довжини паралельно кривошипу в напрямку від точки A до точки O_1 . Залежно

від довжини вектора πa визначаємо масштаб плану прискорень

$$\mu_W = \frac{W_A^n}{\pi a} = \frac{0,7056}{180} = 0,00392 \frac{м/с^2}{мм}, \text{ де } \pi a = 180 \text{ мм.}$$

З точки a на плані прискорень проводимо вектор an_1 нормальної складової прискорення точки B відносно точки A (W_{BA}^n) паралельно ланці AB в напрямку від точки B до точки A . Довжина вектора an_1 визначається залежно від масштабу плану прискорень

$$an_1 = \frac{W_{BA}^n}{\mu_W} = \frac{0,0646}{0,00392} = 16,5 \text{ мм.}$$

З точки n_1 проводимо лінію, перпендикулярну до ланки AB (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки B відносно точки A). Оскільки прискорення $W_{O_3} = 0$, то точку O_3 ставимо в полюсі, а з неї проводимо вектор πn_2 нормальної складової прискорення точки B відносно точки O_3 ($W_{BO_3}^n$) паралельно ланці O_3B в напрямку від точки B до точки O_3 . Довжина вектора πn_2 визначається залежно від

$$\text{масштабу плану прискорень } \pi n_2 = \frac{W_{BO_3}^n}{\mu_W} = \frac{0,2096}{0,00392} = 53,5 \text{ мм.}$$

З точки n_2 проводимо лінію перпендикулярну до ланки O_3B (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки B відносно точки O_3). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори тангенціальних прискорень W_{BA}^τ та $W_{BO_3}^\tau$) перетнуться, там і буде точка b . Вектор тангенціальної складової прискорення W_{BA}^τ виходить з точки n_1 і закінчується в точці b , а вектор повного прискорення точки B відносно точки A (W_{BA}) виходить з точки a і закінчується в точці b . Аналогічно вектор тангенціальної складової прискорення $W_{BO_3}^\tau$ виходить з точки n_2 і закінчується в точці b , а вектор повного прискорення точки B відносно точки O_3 (W_{BO_3}) виходить з точки π і закінчується в точці

b. Оскільки точки O_3 , B та C знаходяться на одній ланці, то вектор прискорення точки C буде продовженням вектора πb , а довжина його визначається з теореми подібності: $\frac{O_3C}{O_3B} = \frac{pc}{pb} = 2$ (оскільки

$O_3B = BC$, а $O_3C = O_3B + BC = 2 \cdot O_3B$); звідси $\pi c = 2 \cdot \pi b = 2 \cdot 54,2 = 108,4$ мм, де $\pi b = 54,2$ мм – вимірюється безпосередньо із плану прискорень (рис. 3.4).

Для другої групи Л.В. Ассура, що має ланки 4 і 5, складаємо систему векторних рівнянь для визначення прискорення внутрішньої кінематичної пари D :

$$\begin{cases} \overline{W_D} = \overline{W_C}^n + \overline{W_{DC}}^n + \overline{W_{DC}}^t; \\ \overline{W_D} = \overline{W_E} + \overline{W_{DE}}, \end{cases}$$

де W_C – прискорення точки C , яке вже знайдене з попередньої побудови (вектор πc); $W_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot l_{CD} = 0,4036^2 \cdot 1,28 = 0,2085 \frac{m}{c^2}$ – нормальна складова прискорення точки D відносно точки C , направлена паралельно ланці CD в напрямку від точки D до точки C (до центра обертання ланки 4); W_{DC}^t – тангенціальна складова прискорення точки D відносно точки C , направлена перпендикулярно до ланки CD (модуль невідомий); $W_E = 0$ – прискорення точки E (напрямої руху повзуна); W_{DE} – прискорення точки D відносно точки E , направлена вертикально – вздовж прямої руху повзуна (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі прискорень W_{DC}^t та W_{DE} , отже ця система може бути розв’язана графічно.

З точки c на плані прискорень (рис. 3.13) проводимо вектор cn_3 нормальної складової прискорення точки D відносно точки C (W_{DC}^n) паралельно ланці CD в напрямку від точки D до точки C . Довжина вектора cn_3 визначається залежно від масштабу плану прискорень

$$cn_3 = \frac{W_{DC}^n}{\mu_W} = \frac{0,2085}{0,00392} = 53,2 \text{ мм.}$$

З точки n_3 проводимо лінію

перпендикулярну до ланки CD (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки D відносно точки C). Оскільки прискорення $W_E = 0$, то точку e ставимо в полюсі, а з неї проводимо вертикальну лінію (лінію, по якій буде проходити вектор прискорення W_{DE}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори прискорень W_{DC}^t та W_{DE}) перетнуться, там і буде точка d . Вектор тангенціальної складової прискорення W_{DC}^t виходить з точки n_3 і закінчується в точці d , вектор повного прискорення точки D відносно точки C (W_{DC}) виходить з точки c і закінчується в точці d , а вектор прискорення W_{DE} виходить з точки π і закінчується в точці d (рис. 3.4).

Вважаючи ланки механізму однорідними стержнями, скористаємось теоремою подібності для визначення прискорень центрів мас ланок. Для цього з полюса проводимо вектори до точок s_2 та s_4 , що відображають прискорення W_{S_2} та W_{S_4} . Точки s_2 та s_4 знаходяться посередині відрізків ab та cd відповідно, оскільки $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ та $CS_4 = 0,5 \cdot CD$.

Користуючись планом прискорень, визначимо лінійні прискорення точок та кутові прискорення ланок механізму приводу поршневого насоса для першого його положення:

$$W_{BA}^t = (n_1b) \cdot \mu_W = 142,5 \cdot 0,00392 = 0,5586 \frac{m}{c^2};$$

$$W_{BA} = (ab) \cdot \mu_W = 136,6 \cdot 0,00392 = 0,5355 \frac{m}{c^2};$$

$$W_{BO_3}^t = (n_2b) \cdot \mu_W = 8,9 \cdot 0,00392 = 0,0349 \frac{m}{c^2};$$

$$W_B = (\pi b) \cdot \mu_W = 54,2 \cdot 0,00392 = 0,2125 \frac{m}{c^2};$$

$$W_C = (\pi c) \cdot \mu_W = 108,4 \cdot 0,00392 = 0,425 \frac{m}{c^2};$$

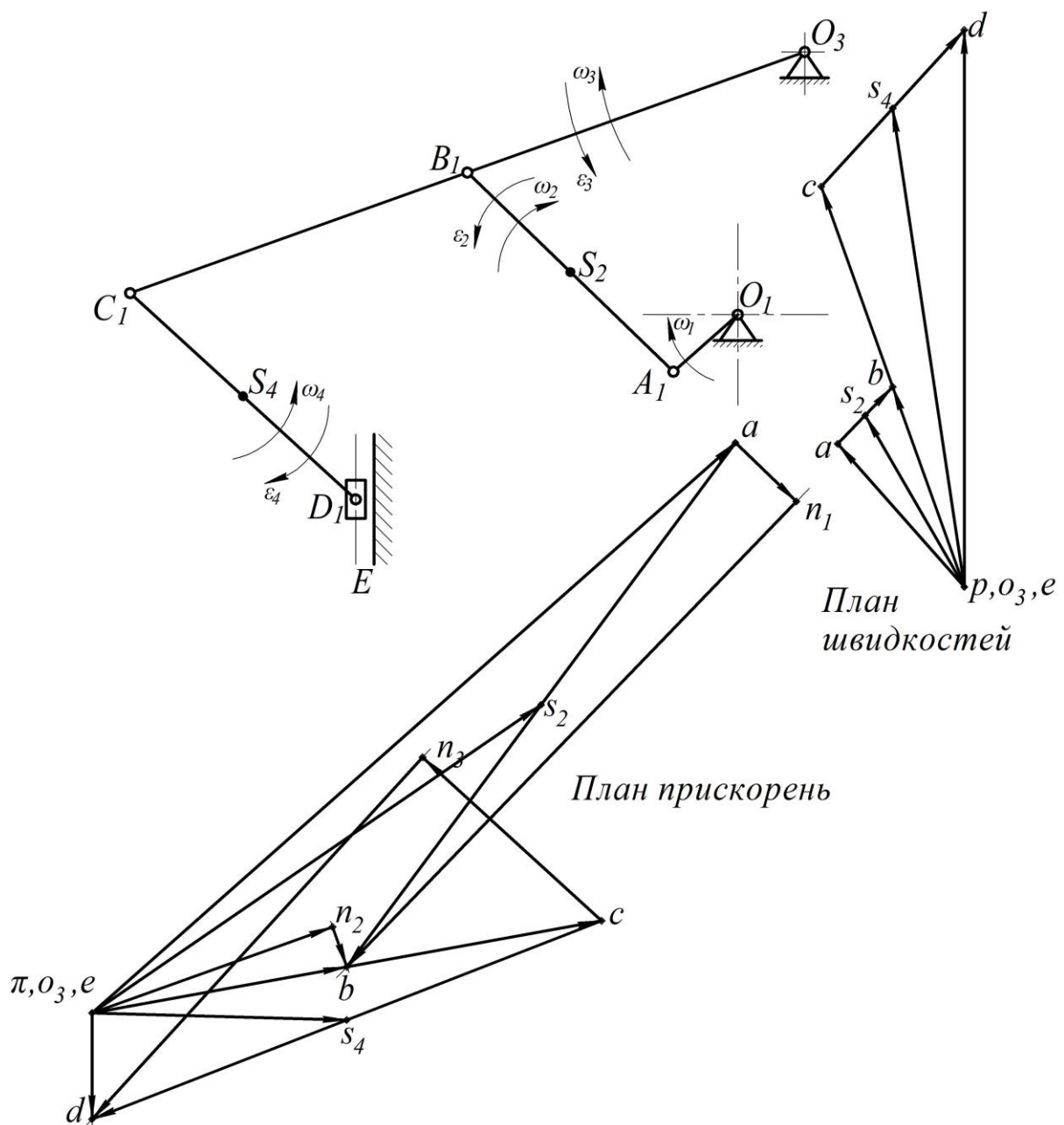


Рис. 3.4. План прискорень механізму приводу поршневого насоса у першому положенні

$$W_{DC}^{\tau} = (n_3 d) \cdot \mu_W = 102,6 \cdot 0,00392 = 0,4022 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{DC} = (cd) \cdot \mu_W = 114,5 \cdot 0,00392 = 0,4488 \frac{M}{c^2};$$

$$W_D = (\pi d) \cdot \mu_W = 22,2 \cdot 0,00392 = 0,08702 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{S_2} = (\pi s_2) \cdot \mu_W = 114 \cdot 0,00392 = 0,4469 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{S_4} = (\pi s_4) \cdot \mu_W = 53,4 \cdot 0,00392 = 0,2093 \frac{M}{c^2};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{0,5586}{1,2} = 0,4655 \frac{rad}{c^2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{BO_3}^\tau}{l_{O_3B}} = \frac{0,0349}{1,5} = 0,0233 \frac{rad}{c^2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{W_{DC}^\tau}{l_{CD}} = \frac{0,4022}{1,28} = 0,3142 \frac{rad}{c^2}.$$

Напрямки кутових прискорень ε_2 , ε_3 та ε_4 визначаються з плану прискорень (рис. 3.4) за напрямком лінійних прискорень W_{BA}^τ , $W_{BO_3}^\tau$ та W_{DC}^τ відповідно.

РОЗДІЛ 4. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

4.1. Загальні положення

Задачею кінетостатичного (силового) аналізу є визначення всіх сил, що діють на ланки механізму під час його руху, а також зрівноважувальної сили або моменту.

Знання діючих сил необхідне для того, щоб провести розрахунки на міцність ланок механізму, визначити тертя і зношування в елементах кінематичних пар, визначити необхідну потужність двигуна приводу. Маючи певні значення сил, можна побудувати механізм або машину.

В недалекому минулому використовувались в основному тихохідні машини і розрахунки діючих сил зводились до статичних розрахунків. В швидкохідних механізмах і машинах під час руху виникають додаткові сили, які можуть значно перевищувати статичні сили. Тому в сучасних умовах розрахунки механізмів і машин проводяться тільки з урахуванням динамічних сил (сил, що виникають під час руху).

Щоб визначити всі діючі сили, необхідно знати дійсний закон руху механізму. Однак на початку проектування механізмів і машин ці закони також невідомі. В зв'язку з цим розрахунки діючих сил проводяться в декілька етапів. На першому етапі законом руху механізму задаються і розв'язується *перша задача динаміки*. Тобто за відомим законом руху ($\omega_1 = const$ – закон руху ведучої ланки механізму) визначаються сили, що діють на ланки механізму. При цьому для розрахунку діючих сил використовується *принцип Даламбера*, сутність якого полягає в тому, що *рухома система тіл перебуває в рівновазі в кожний момент часу під дією зовнішніх сил, із врахуванням сил інерції*, тобто сил, які виникають під час руху.

В результаті такого розрахунку наближено визначаються всі сили, що діють на ланки механізму. Після цього проводиться розрахунок ланок на міцність, визначається їхня маса, а також необхідна потужність двигуна для здійснення даного руху.

На другому етапі, шляхом розв'язування *другої задачі динаміки*, при відомих діючих силах визначаються дійсні закони руху ланок механізму, після чого виконуються перевірені розрахунки ланок механізму на міцність та уточнюється їхня маса.

В розділі *кінестатики* розв'язується лише перша задача динаміки.

4.2. Визначення сил, що діють на ланки механізму

Як відомо з курсу теоретичної механіки, під силою розуміється взаємодія тіл при передачі або перетворенні руху. У динаміці механізмів під силою розуміється як причина зміни механічного стану тіла, так і опір, який виникає при цьому.

Сили, що діють на ланки механізму, можна поділити на три категорії (групи):

1. зовнішні сили (як правило, відомі), до яких входять сили корисного і шкідливого опору, що діють на ланки механізму; сили тяжіння ланок і рушійні сили, що прикладаються, як правило, до ведучої ланки механізму;

2. внутрішні сили – реакції в кінематичних парах механізму, які необхідно визначати в процесі силового розрахунку;

3. сили, що виникають в процесі руху механізму – сили інерції.

Сили корисного і шкідливого опору прикладаються до ведених ланок механізму і намагаються сповільнити його рух. Сили корисного опору – це сили, подолання яких приводить до виконання механізмом певного робочого процесу. Сили шкідливого опору виникають у кінематичних парах механізму при переміщенні однієї ланки відносно іншої – це, так звані, сили тертя. Ці сили направлені протилежно швидкості відносного руху ланок. До сил шкідливого опору також відносяться сили опору в середовищах.

До зовнішніх сил також відносяться сили тяжіння ланок:

$$\bar{G}_i = m_i \cdot \bar{g},$$

де m_i – маса ланки; g – прискорення вільного падіння.

Сили тяжіння ланок прикладаються в центрі мас ланок і направлені вертикально вниз. Якщо в процесі руху механізму центр мас ланки переміщується по вертикалі вгору, то сила тяжіння виконує від'ємну роботу, а якщо вниз – додатну. Якщо центр мас ланки не змінює свого положення у вертикальній площині, то сили тяжіння не виконують ніякої роботи. В циклічних механізмах за повний цикл руху робота сил тяжіння ланок дорівнює нулю, однак в межах циклу ця робота може бути як додатною так і від'ємною.

Рушійні сили прикладаються, як правило, до ведучої ланки і стараються прискорити рух.

Реакції в кінематичних парах – це сили, які діють від однієї ланки на іншу в кінематичних парах з'єднання цих ланок.

Сили інерції – це сили, що виникають в процесі руху і чинять кінетичний опір руху механізму. Якщо швидкість руху механізму зростає, то ці сили виконують від'ємну роботу, тобто для подолання цих сил необхідно витратити якусь зовнішню енергію. При зменшенні швидкості руху механізму сили інерції виконують додатну роботу. В циклічних механізмах сумарна робота сил інерції дорівнює нулю.

Сила інерції тіла, що здійснює поступальний рух, визначається добутком маси тіла m_j на прискорення її центра мас \bar{W}_{S_j} і направлена протилежно прискоренню:

$$\bar{F}_{ij} = -m_j \cdot \bar{W}_{S_j}.$$

У ланках, що здійснюють хитний або плоско-паралельний рух, сили інерції зводяться до сили інерції, що прикладається в центрі мас ланки і визначається за попередньою формулою, а також моменту сил інерції, який визначається добутком власного моменту інерції ланки відносно її центра мас на кутове прискорення цієї ланки і у векторній формі визначається залежністю:

$$\bar{M}_{ij} = -J_{S_j} \cdot \bar{\varepsilon}_j.$$

Розглянемо визначення сил, що діють на ланки механізму на прикладі шарнірно-важільного механізму.

Приклад 4.1. Визначити сили, що діють на ланки механізму приводу поршневого насоса. Основні геометричні параметри даного

механізму наведені в прикладі 3.1, план швидкостей та план прискорень для першого положення цього механізму показані в прикладах 3.2 та 3.3. Додатковими параметрами також є: сила корисного опору $F_{к.о.} = 5,0 \text{ кН}$ – прикладена до повзуна (точка D) і направлена вертикально вниз (при русі повзуна вертикально вверху) та сила засмоктування $F_o = 0,7 \cdot F_{к.о.} = 3,5 \text{ кН}$ – прикладена до повзуна і направлена вертикально вверху (при русі повзуна вертикально вниз) – сила опору завжди направлена протилежно швидкості повзуна; маса повзуна (ланки 5) $m_5 = 20 \text{ кг}$; маса одиниці довжини ланки типу стержень $q = 30 \text{ кг/м}$.

Оскільки з побудованого плану швидкостей механізму приводу поршневого насоса для першого його положення (рис. 3.3) видно, що вектор швидкості повзуна з кінематичною парою D направлений вертикально вверху, то приймаємо силу корисного опору такою, що має напрямок вертикально вниз і становить $F_{к.о.} = 5,0 \text{ кН}$.

Визначаємо сили, що діють на ланки механізму:

– сили тяжіння ланок:

$$G_1 = m_1 \cdot g = 10,8 \cdot 9,81 = 105,95 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 36 \cdot 9,81 = 353,2 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 90 \cdot 9,81 = 882,9 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 30,34 \cdot 9,81 = 376,7 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; $m_5 = 18 \text{ кг}$ – маса повзуна; m_1, m_2, m_3, m_4 – маси ланок типу стержень, які визначаються наступним чином:

$$m_1 = l_{O_1A} \cdot q = 0,36 \cdot 30 = 10,8 \text{ кг};$$

$$m_2 = l_{AB} \cdot q = 1,2 \cdot 30 = 36 \text{ кг};$$

$$m_3 = l_{O_3C} \cdot q = 3,0 \cdot 30 = 90 \text{ кг};$$

$$m_4 = l_{CD} \cdot q = 1,28 \cdot 30 = 38,4 \text{ кг};$$

– сили інерції ланок:

$$F_{i1} = m_1 \cdot W_{S_1} = 10,8 \cdot 0 = 0 \text{ H};$$

$$F_{i2} = m_2 \cdot W_{S_2} = 36 \cdot 0,4469 = 16,1 \text{ H};$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot W_B = 90 \cdot 0,2125 = 19,1 \text{ H};$$

$$F_{i4} = m_4 \cdot W_{S_4} = 38,4 \cdot 0,2093 = 8,04 \text{ H};$$

$$F_{i5} = m_5 \cdot W_D = 20 \cdot 0,08702 = 1,74 \text{ H},$$

де $W_{S_1} = 0$ – прискорення центра мас першої ланки (дорівнює нулю, оскільки центр мас першої ланки знаходиться в точці O_1 – у стояку); W_{S_2} , W_B , W_{S_4} та W_D – прискорення центрів мас ланок 2, 3, 4 та 5 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.4) механізму приводу поршневого насоса у прикладі 3.3;

– моменти сил інерції ланок (визначаємо для ланок 2, 3 та 4, тобто ланок, що здійснюють хитний та плоско-паралельний рух):

$$M_{i2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 4,32 \cdot 0,4655 = 2,011 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{i3} = J_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 67,5 \cdot 0,0233 = 1,57 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{i4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 5,243 \cdot 0,3142 = 1,65 \text{ H} \cdot \text{м},$$

де ε_2 , ε_3 , ε_4 – кутові прискорення ланок 2, 3 та 4 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.4) механізму приводу поршневого насоса у прикладі 3.3; J_{S_2} , J_{S_3} , J_{S_4} – моменти інерції відповідних ланок відносно осей, що проходять через центри їх мас і перпендикулярні до площин руху ланок:

$$J_{S_2} = \frac{m_2 \cdot l_{AB}^2}{12} = \frac{36 \cdot 1,2^2}{12} = 4,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S_3} = \frac{m_3 \cdot l_{O_3C}^2}{12} = \frac{90 \cdot 3,0^2}{12} = 67,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S_4} = \frac{m_4 \cdot l_{CD}^2}{12} = \frac{38,4 \cdot 1,28^2}{12} = 5,243 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Прикладаємо до ланок механізму сили тяжіння, силу корисного опору, сили інерції та моменти сил інерції (рис. 4.1). Сили тяжіння кожної ланки прикладені в центрі мас відповідної ланки і направлені

вертикально вниз. Сила корисного опору $F_{к.о.}$ прикладена до точки D і направлена протилежно її швидкості руху – вертикально вниз (напрямок швидкості точки D визначається із плану швидкостей на рис. 3.3 у прикладі 3.2). Сили інерції кожної ланки прикладені в їхніх центрах мас і направлені протилежно прискоренню центра мас відповідної ланки (напрямки прискорень центрів мас ланок визначаються із плану прискорень на рис. 3.4 у прикладі 3.3). Моменти сил інерції ланок 2, 3 та 4 прикладені до відповідних ланок і направлені протилежно їхнім кутовим прискоренням.

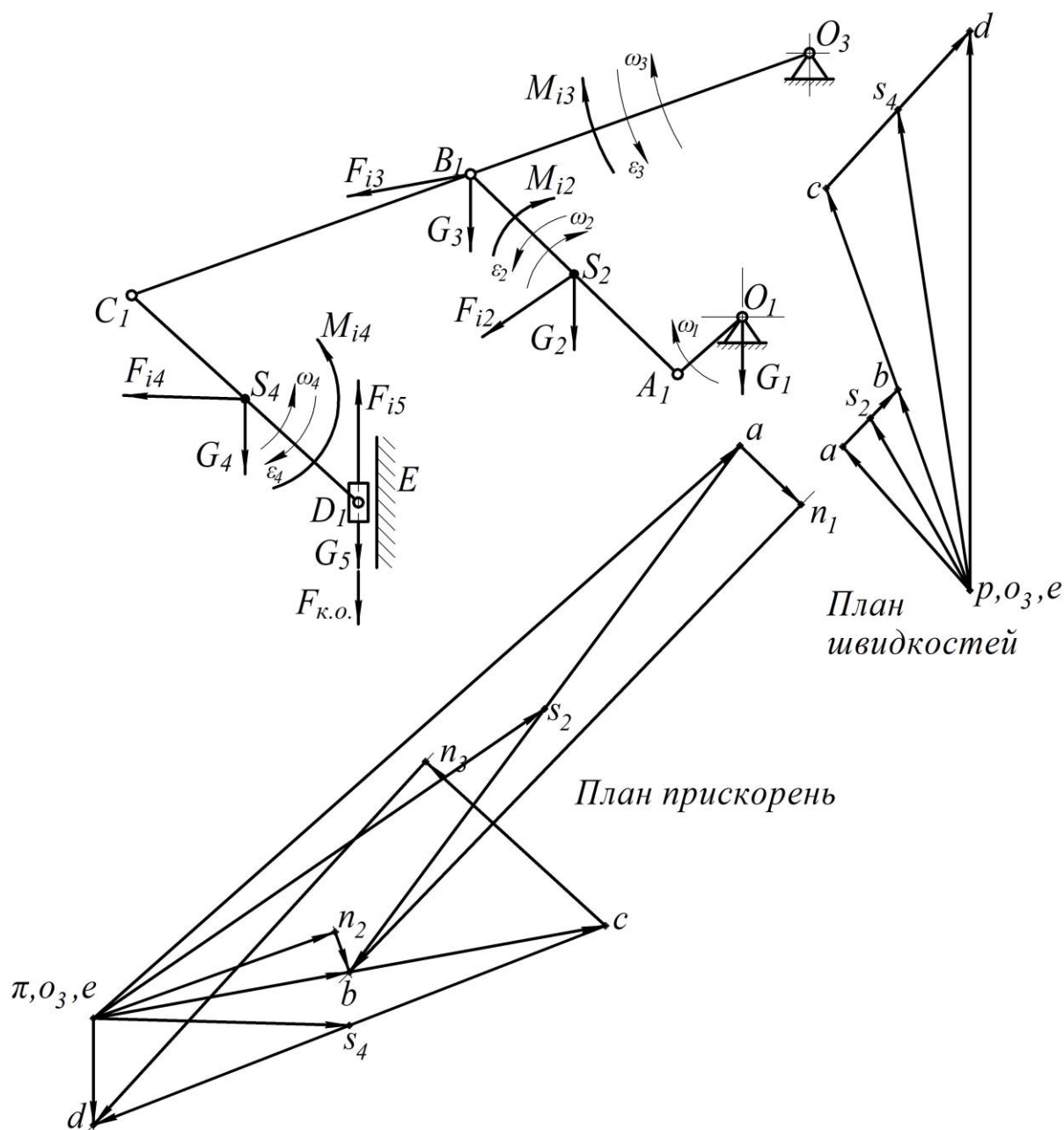


Рис. 4.1. Механізм приводу поршневого насоса під дією сил з врахуванням моментів сил інерції

На ланках 2, 3 і 4 головні моменти сил інерції та головні вектори сил інерції можна замінити однією силою інерції, що буде зміщена відносно центра мас на деяку відстань.

Визначаємо плечі зміщення пар сил, якими замінюються головні моменти сил інерції:

$$l_{h_{i2}} = \frac{M_{i2}}{F_{i2}} = \frac{2,011}{16,1} = 0,125 \text{ м};$$

$$l_{h_{i3}} = \frac{M_{i3}}{F_{i3}} = \frac{1,57}{19,1} = 0,0822 \text{ м};$$

$$l_{h_{i4}} = \frac{M_{i4}}{F_{i4}} = \frac{1,65}{8,04} = 0,205 \text{ м}.$$

Дані плечі були отримані як фізичні (дійсні) величини, а щоб визначити ці розміри на кресленні їх необхідно поділити на масштаб лінійних розмірів, у якому зображений механізм:

$$h_{i2} = \frac{l_{h_{i2}}}{\mu_l} = \frac{0,125}{0,02} = 6,25 \text{ мм};$$

$$h_{i3} = \frac{l_{h_{i3}}}{\mu_l} = \frac{0,0822}{0,02} = 4,11 \text{ мм};$$

$$h_{i4} = \frac{l_{h_{i4}}}{\mu_l} = \frac{0,205}{0,02} = 10,25 \text{ мм}.$$

На схемі механізму, що зображена на рис. 4.2, моменти сил інерції замінюємо парами сил інерції. Розглядаючи другу ланку механізму (шатун AB), можна побачити, що до неї прикладені три сили інерції F_{i2} . З точки K_2 (точки качання зміщеної сили інерції) виходять дві сили інерції, що рівні між собою за модулем і направлені протилежно одна одній. З цього можна зробити висновок, що момент, утворений парою сил, які виходять з точок S_2 та K_2 і направлені в різні сторони, та момент сили інерції M_{i2} взаємознищують один одного. Таким чином, залишається одна сила інерції F_{i2} , що виходить з точки K_2 . Таке ж спостерігається на третій (коромисло O_3C) та четвертій (шатун CD) ланках, де залишаються сили інерції F_{i3} та F_{i4} , що виходять з точок K_3 та K_4 відповідно.

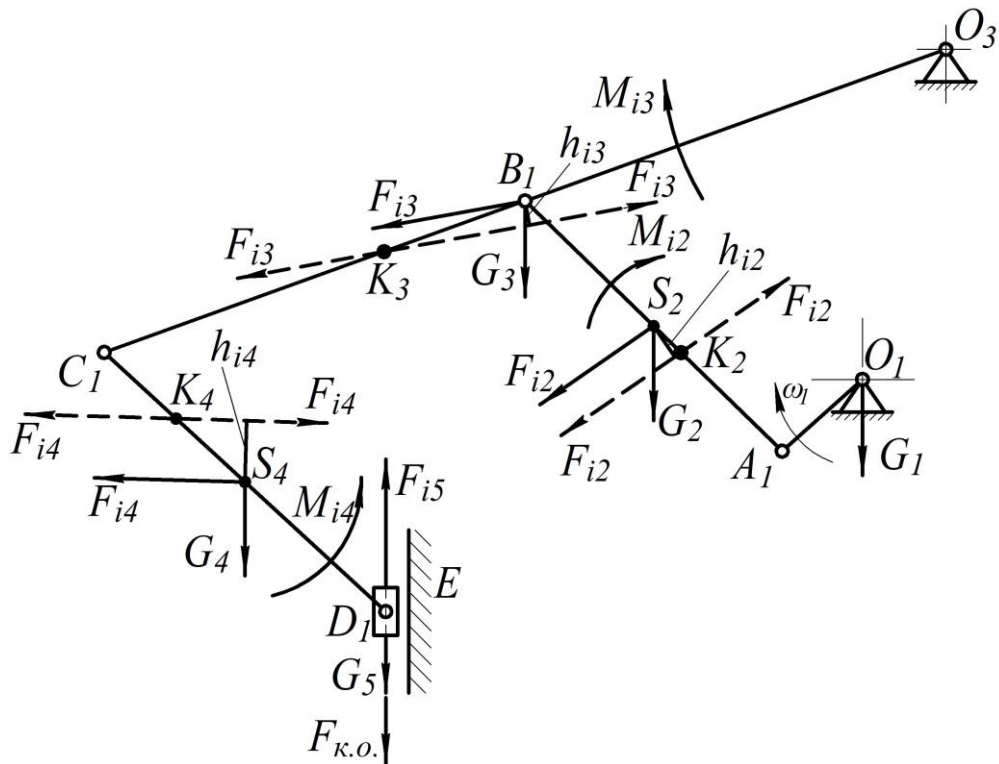


Рис. 4.2. Механізм приводу поршневого насоса під дією сил з врахуванням пар сил інерції

На рис. 4.3 зображено кінцеву схему механізму під дією сил тяжіння, сили корисного опору та сил інерції.

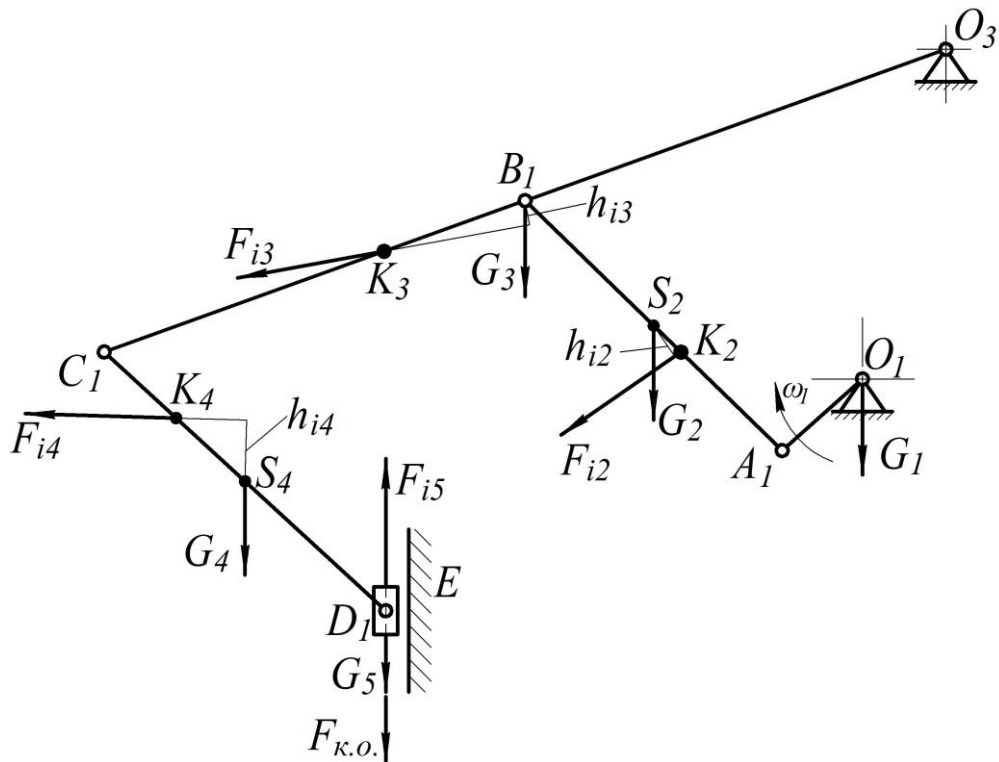


Рис. 4.3. Кінцева схема механізму приводу поршневого насоса під дією сил тяжіння, сили корисного опору та сил інерції

4.3. Побудова важеля Жуковського

У тому випадку, коли нема потреби робити повний силовий розрахунок механізму, в результаті якого визначаються реакції в кінематичних парах (наприклад, розрахунок потужності двигуна), задача зводиться тільки до визначення зрівноважувальної сили або зрівноважувального моменту, який прикладається до ведучої ланки. Реакції в кінематичних парах можуть залишатися невідомими як внутрішні сили для всього механізму в цілому. У таких випадках для знаходження зрівноважувальної сили користуються методом (правилом), так званого, жорсткого *важеля М.Є. Жуковського*.

Правило важеля М.Є. Жуковського можна сформулювати так.

Переносимо всі задані сили, що діють у даний момент часу на ланки механізму, у тому числі й сили інерції, в однойменні точки повернутого на кут $\pi/2$ відносно полюса плану швидкостей, не змінюючи при цьому величину і напрямок дії сил. Розглядаємо повернутий план швидкостей як деякий жорсткий важіль, що перебуває в рівновазі відносно полюса плану швидкостей під дією всіх прикладених сил. Тоді сума моментів усіх цих сил, включаючи зрівноважувальну силу, відносно полюса плану швидкостей дорівнює нулю.

Метод цей дістав назву методу М.Є. Жуковського, а важіль, що використовується у цьому методі, названо важелем М.Є. Жуковського.

Розглянемо побудову важеля Жуковського на прикладі шарнірно-важільного механізму.

Приклад 4.2. Побудувати важіль Жуковського і визначити зрівноважувальну силу для механізму приводу поршневого насоса. Вихідними даним для побудови є механізм із прикладеними до нього усіма зовнішніми навантаженнями, що зображений на рис. 4.3 у прикладі 4.1 та план швидкостей до відповідного положення механізму (рис. 3.3 у прикладі 3.2).

Для даного положення механізму беремо план швидкостей (рис. 3.3) та повертаємо його відносно полюса на кут $\pi/2$ проти руху

годинникової стрілки. Отримана фігура є не що інше як важіль М.Є. Жуковського (рис. 4.4).

До відповідних точок на важелі М.Є. Жуковського прикладаємо всі зовнішні навантаження, враховуючи сили тяжіння ланок, силу корисного опору, сили інерції та зрівноважувальну силу, яка прикладена до точки A і направлена перпендикулярно ланці pa . При перенесенні сил необхідно враховувати те, що зберігається пропорція переносу: наприклад, довжина ланки AB на механізмі так відноситься до довжини ланки ab на важелі М.Є. Жуковського як відстань S_2K_2 на механізмі відноситься до відстані s_2k_2 на важелі

М.Є. Жуковського $\frac{AB}{ab} = \frac{S_2K_2}{s_2k_2}$. Звідси:

$$s_2k_2 = ab \cdot \frac{S_2K_2}{AB} = 22,1 \cdot \frac{6,4}{60} = 2,4 \text{ мм},$$

де $ab = 22,1 \text{ мм}$ – вимірюється з важеля М.Є. Жуковського, $AB = 60 \text{ мм}$ та $S_2K_2 = 6,4 \text{ мм}$ – розміри з механізму на кресленні.

Аналогічно визначаємо відстані bk_3 та s_4k_4 на важелі М.Є. Жуковського:

$$bk_3 = pc \cdot \frac{BK_3}{O_3C} = 89 \cdot \frac{25,1}{150} = 14,9 \text{ мм};$$

$$s_4k_4 = cd \cdot \frac{S_4K_4}{CD} = 41 \cdot \frac{15,7}{64} = 10,1 \text{ мм},$$

де $pc = 89 \text{ мм}$, $cd = 41 \text{ мм}$ – вимірюється з важеля М.Є. Жуковського; $O_3C = 150 \text{ мм}$, $BK_3 = 25,1 \text{ мм}$, $CD = 64 \text{ мм}$, $S_4K_4 = 15,7 \text{ мм}$ – розміри з механізму на кресленні (рис. 4.3).

Враховуючи, що під дією прикладених сил, враховуючи зрівноважувальну силу, механізм перебуває в рівновазі, можна записати таке рівняння суми моментів всіх сил, що прикладені до повернутого плану швидкостей, який умовно приймаємо жорстким важелем:

$$\begin{aligned} \Sigma M_p = G_2 \cdot h_1 + G_3 \cdot h_2 + G_4 \cdot h_3 + G_5 \cdot pd + F_{к.о.} \cdot pd + \\ + F_{i2} \cdot h_4 - F_{i3} \cdot h_5 - F_{i4} \cdot h_6 - F_{i5} \cdot pd - F_{зр} \cdot pa = 0. \end{aligned}$$

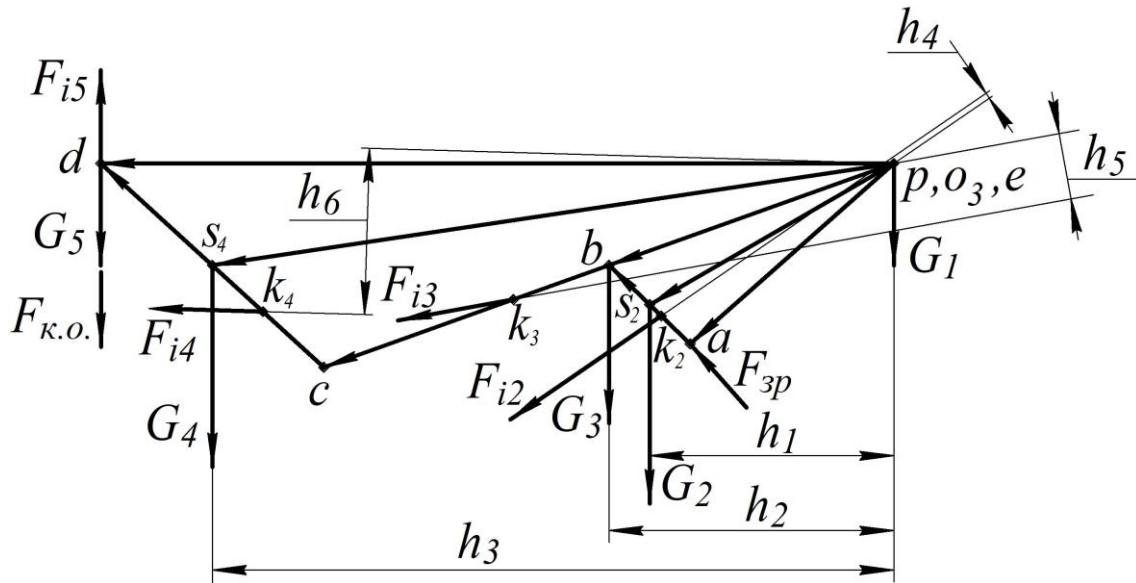


Рис. 4.4. Важіль М.Є. Жуковського для першого положення механізму приводу поршневого насоса

Сили F_{i1} та G_1 не враховуємо, оскільки ці сили проходять через полюс і не створюють відносно нього моменту.

Розв'язавши це рівняння відносно зрівноважувальної сили $F_{зр}$, отримаємо:

$$F_{зр} = \frac{1}{pa} \cdot \left(G_2 \cdot h_1 + G_3 \cdot h_2 + G_4 \cdot h_3 + G_5 \cdot pd + F_{к.о.} \cdot pd + \right. \\ \left. + F_{i2} \cdot h_4 - F_{i3} \cdot h_5 - F_{i4} \cdot h_6 - F_{i5} \cdot pd \right),$$

де $h_1 = 35,9 \text{ мм}$, $h_2 = 41,9 \text{ мм}$, $h_3 = 100,2 \text{ мм}$, $h_4 = 0,9 \text{ мм}$, $h_5 = 9,7 \text{ мм}$, $h_6 = 24,5 \text{ мм}$, $pd = 116,6 \text{ мм}$, $pa = 40 \text{ мм}$ – величини плечей, які визначаються безпосереднім вимірюванням з важеля М.Є. Жуковського.

Підставивши вже відомі та виміряні значення у вищенаведений вираз, обрахуємо значення зрівноважувальної сили:

$$F_{зр} = \frac{1}{40} \cdot \left(353,2 \cdot 35,9 + 882,9 \cdot 41,9 + 376,7 \cdot 100,2 + \right. \\ \left. + 196,2 \cdot 116,6 + 5000 \cdot 116,6 + 16,1 \cdot 0,9 - \right. \\ \left. - 19,1 \cdot 9,7 - 8,04 \cdot 24,5 - 1,74 \cdot 116,6 \right) = 17318,1 \text{ Н}.$$

Отримавши значення зрівноважувальної сили зі знаком плюс, ми можемо зробити висновок, що її напрямок вибрано правильно.

Також можна визначити зрівноважувальний момент на валу ведучої ланки:

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot l_{O_1A} = 17318,1 \cdot 0,36 = 6234,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

та необхідну миттєву потужність:

$$P = M_{zp} \cdot \omega_1 = 6234,5 \cdot 1,4 = 8728 \text{ Вт} = 8,728 \text{ кВт},$$

де $l_{O_1A} = 0,36 \text{ м}$ – довжина кривошипа, $\omega_1 = 1,4 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість обертання кривошипа.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ТА РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

Підручники:

1. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник. – Київ: Наукова думка, 2002. – 662 с.

Навчальні посібники:

2. Ловейкін В.С., Почка К.І. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: навчальний посібник. – Київ: ЦП «Компринт», 2023. – 311 с.

3. Ловейкін В.С., Почка К.І. Лабораторний практикум з теорії механізмів і машин: навчальний посібник. – Київ: ЦП «Компринт», 2014. – 266 с.

4. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: короткий довідник для студентів інженерно-технічних спеціальностей. – вид. 3-тє, випр. і доп. – Хмельницький: ХНУ, 2013. – 59 с.

5. Ловейкін В.С., Почка К.І. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: навчальний посібник. – Київ: КНУБА, 2010 – 240с.

6. Пелевін Л.Є., Почка К.І., Гаркавенко О.М. Механіка механізмів. Частина І. Структура і класифікація механізмів, їх кінематичний та силовий аналіз: навчальний посібник. – Київ: ТОВ «НВП «Інтерсервіс», 2017. – 170 с.

7. Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник. Частина 1. – Київ: Центр навчальної літератури, 2018. – 464 с.

8. Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник. – Ніжин: Міланік, 2007. – 140 с.

9. Пирогов В.В., Філімоніхін Г.Б., Невдаха А.Ю. Теорія механізмів і машин. Частина 1: навчальний посібник. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 88 с.

10. Кінденко М.І. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей всіх форм навчання. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – 82 с.

Конспекти лекцій:

11. Заховайко О.П. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій. – Київ: НТУУ «КПІ», 2010. – 243 с.

Методичні роботи:

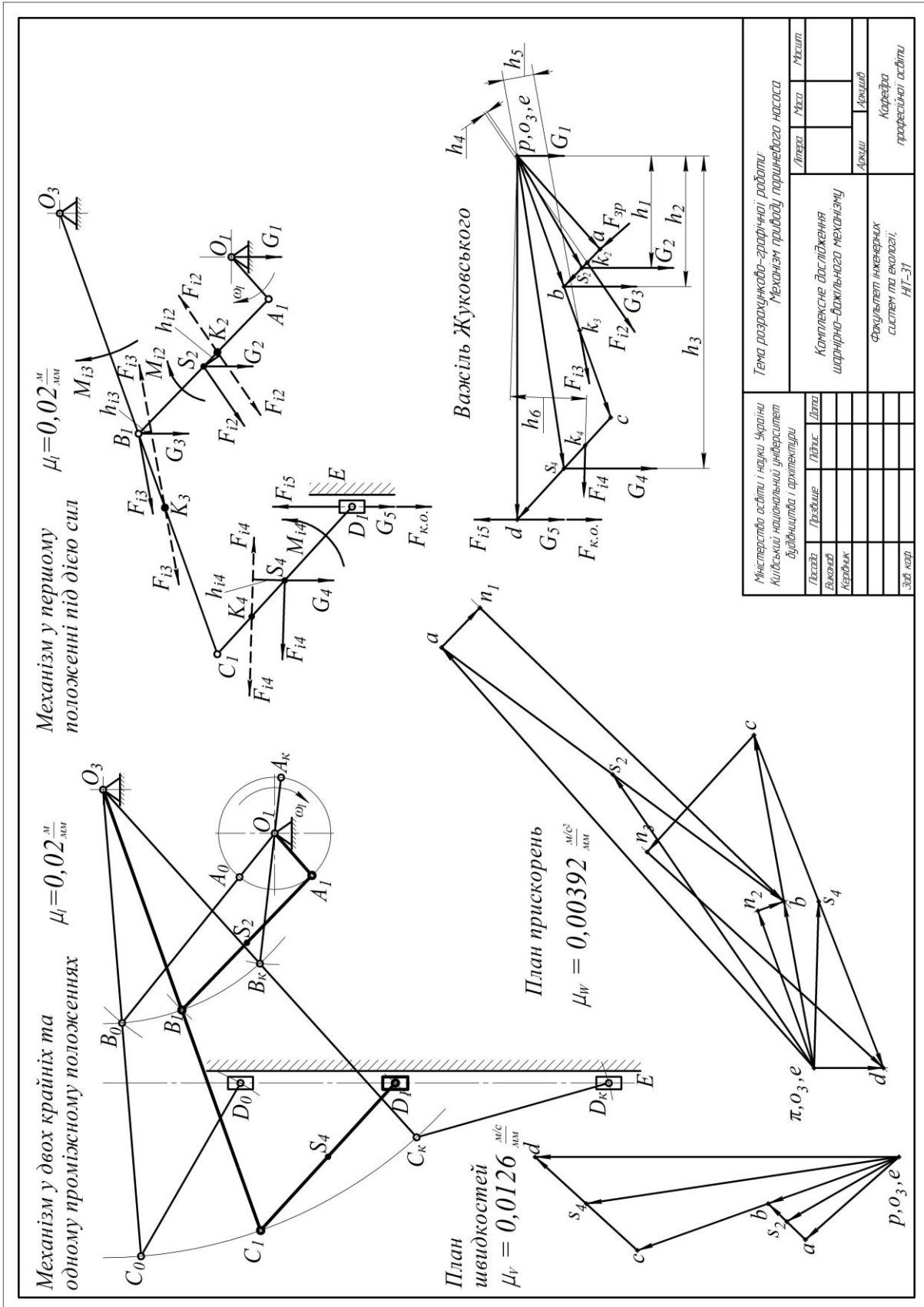
12. Ловейкін В.С., Почка К.І. Теорія механізмів і машин: методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів спеціальностей 015 «Професійна освіта (Машинобудування)», 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування». – Київ: КНУБА, 2019 р. – 100 с.

Інформаційні ресурси:

13. <http://library.knuba.edu.ua> – сайт бібліотеки КНУБА.

14. <http://org2.knuba.edu.ua> – освітній сайт КНУБА.

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ АРКУША ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ



ОСНОВНІ НАПИСИ КРЕСЛЕНЬ

Основні написи і рамки виконують суцільними основними тонкими лініями. Розташовують основний напис у правому нижньому куті креслення.



У графах основного напису вказують:

- 1 – тему розрахунково-графічної роботи;
- 2 – назву аркуша проекту;
- 3 – назву факультету, академічної групи;
- 4 – маса виробу;
- 5 – масштаб;
- 6 – порядковий номер аркуша;
- 7 – загальну кількість аркушів;
- 8 – прізвища осіб, що підписують аркуш;
- 9 – підписи осіб, які вказані в графі 8;
- 10 – дати підпису аркуша.

**ОФОРМЛЕННЯ ТИТУЛЬНОГО АРКУША
ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Кафедра професійної освіти

**ПРОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ
З ОСНОВ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

Тема завдання: Механізм приводу _____

Завдання № _____

Варіант № _____

Виконав: студент 3 курсу,
факультету ICE
академічної групи НІТ-31

(Прізвище, ім'я та по батькові)

Національна шкала: _____

Кількість балів: _____

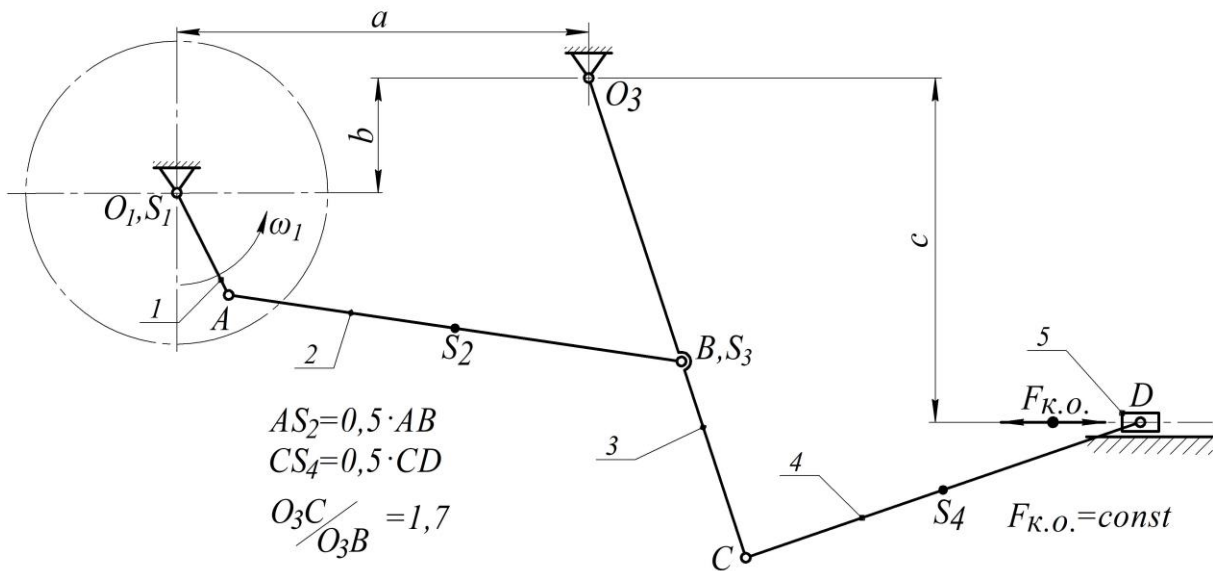
Оцінка ECTS: _____

Керівник: _____

м. Київ–2023 рік

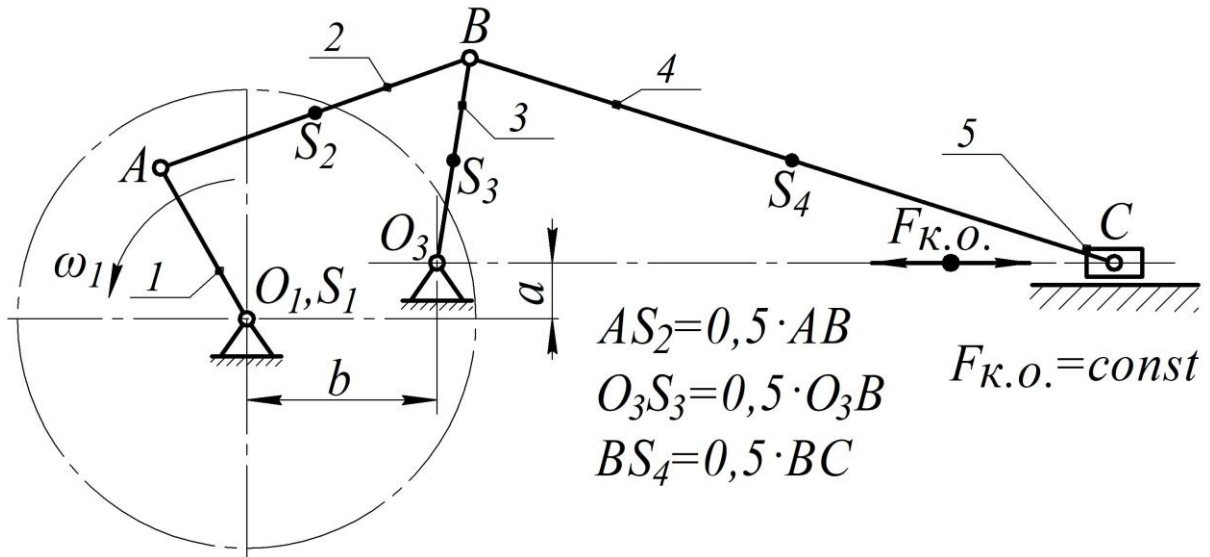
ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНУ РОБОТУ

Тема 1. Механізм приводу хитного конвеєра



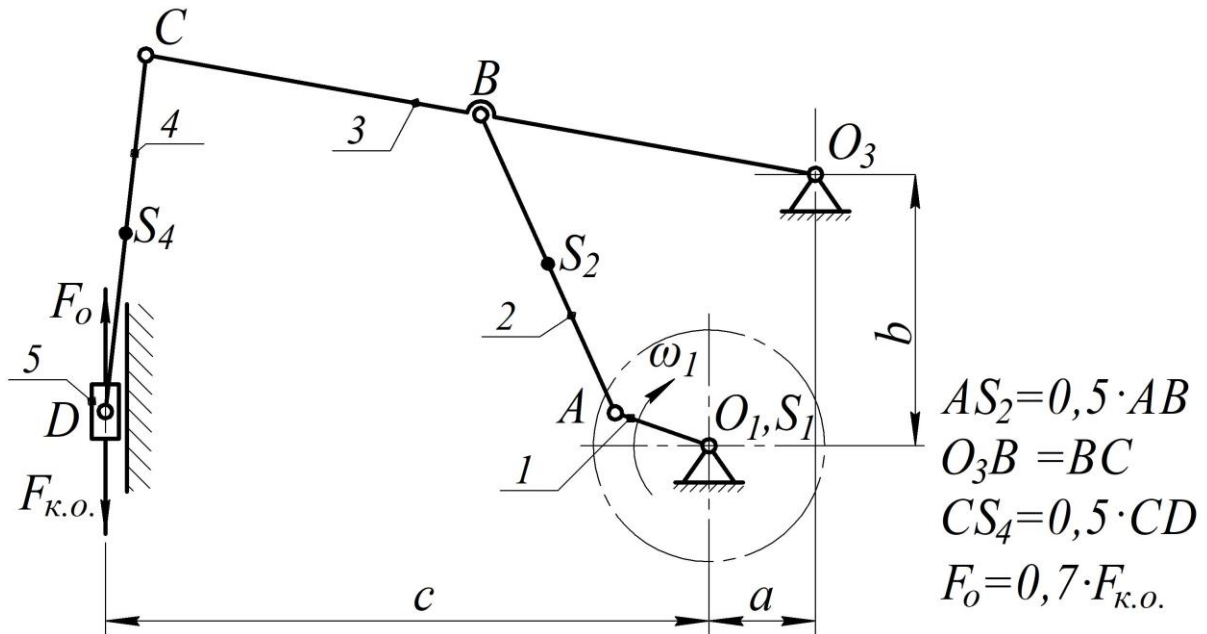
| Варіант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | | |
|---------|-----------------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------|-------------------|------------------------|
| | $\omega_1, \text{ рад/с}$ | $l_{O_1A}, \text{ м}$ | $l_{AB}, \text{ м}$ | $l_{O_3C}, \text{ м}$ | $l_{CD}, \text{ м}$ | $l_a, \text{ м}$ | $l_b, \text{ м}$ | $l_c, \text{ м}$ | $q, \text{ кг/м}$ | $m_5, \text{ кг}$ | $F_{к.о.}, \text{ кН}$ |
| 1 | 25 | 0,07 | 0,30 | 0,28 | 0,93 | 0,36 | 0,1 | 0,30 | 25 | 70 | 7,0 |
| 2 | 33 | 0,10 | 0,40 | 0,44 | 0,82 | 0,44 | 0,2 | 0,29 | 37 | 95 | 7,5 |
| 3 | 43 | 0,05 | 0,45 | 0,38 | 0,52 | 0,48 | 0,1 | 0,27 | 45 | 100 | 8,9 |
| 4 | 45 | 0,07 | 0,38 | 0,46 | 0,71 | 0,40 | 0,0 | 0,26 | 26 | 120 | 8,8 |
| 5 | 35 | 0,09 | 0,55 | 0,51 | 0,63 | 0,57 | 0,2 | 0,25 | 44 | 120 | 9,5 |
| 6 | 26 | 0,08 | 0,60 | 0,42 | 0,62 | 0,62 | 0,1 | 0,34 | 80 | 142 | 8,0 |
| 7 | 37 | 0,10 | 0,52 | 0,38 | 0,58 | 0,56 | 0,2 | 0,22 | 75 | 130 | 7,6 |
| 8 | 36 | 0,06 | 0,40 | 0,46 | 0,99 | 0,42 | 0,1 | 0,10 | 72 | 110 | 8,2 |
| 9 | 27 | 0,06 | 0,48 | 0,55 | 0,89 | 0,49 | 0,2 | 0,14 | 30 | 100 | 9,1 |
| 10 | 40 | 0,08 | 0,50 | 0,36 | 0,70 | 0,51 | 0,1 | 0,11 | 49 | 98 | 10,0 |

Тема 2. Механізм приводу модифікованого конвеєра



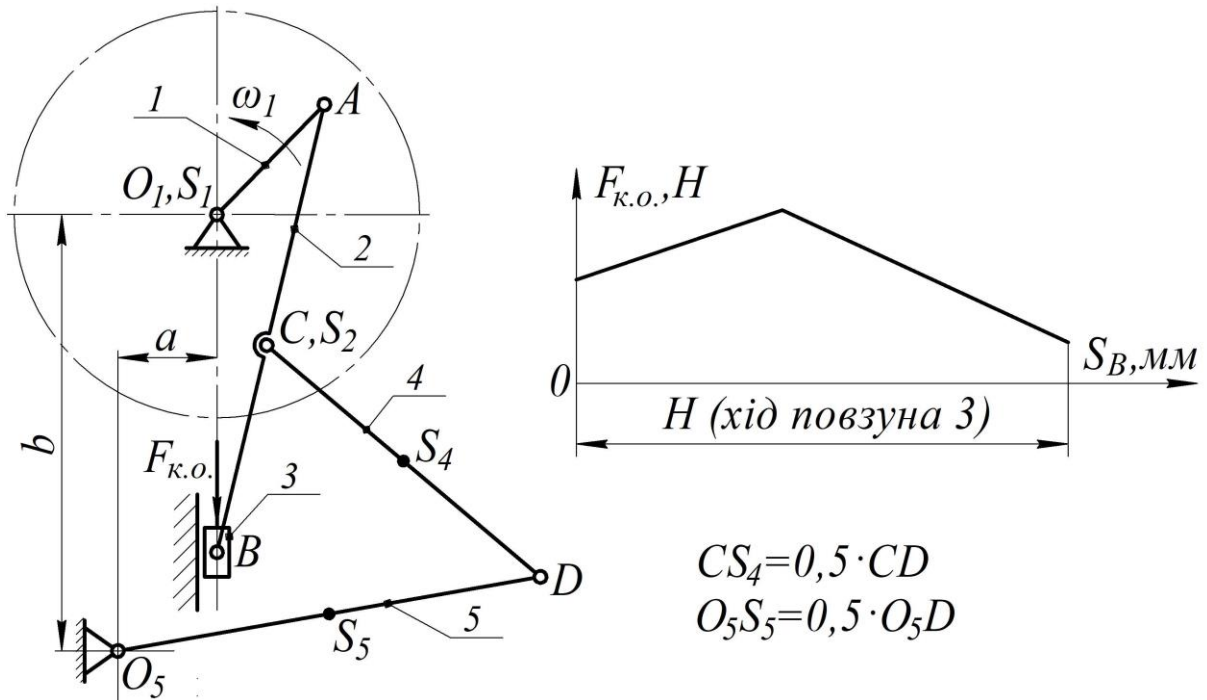
| Ва- рі- ант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------------------|------------------|----------------|------------------|----------------|-------------|-------------|--------------|--------------|-------------------|
| | $\omega_1,$ рад/с | $l_{O_1A},$ м | $l_{AB},$ м | $l_{O_3B},$ м | $l_{BC},$ м | $l_a,$ м | $l_b,$ м | $q,$ кг/м | $m_5,$ кг | $F_{к.о.},$ кН |
| 1 | 55 | 0,37 | 0,33 | 0,29 | 1,1 | 0,2 | 0,10 | 12 | 200 | 0,7 |
| 2 | 38 | 0,33 | 0,40 | 0,33 | 1,4 | 0,3 | 0,09 | 13 | 150 | 1,1 |
| 3 | 42 | 0,39 | 0,32 | 0,36 | 1,6 | 0,1 | 0,06 | 10 | 175 | 1,2 |
| 4 | 39 | 0,31 | 0,38 | 0,45 | 1,8 | 0,0 | 0,04 | 15 | 125 | 0,9 |
| 5 | 49 | 0,29 | 0,42 | 0,41 | 1,4 | 0,2 | 0,08 | 16 | 120 | 0,85 |
| 6 | 51 | 0,45 | 0,51 | 0,50 | 1,2 | 0,4 | 0,09 | 12 | 300 | 1,15 |
| 7 | 44 | 0,28 | 0,44 | 0,49 | 1,25 | 0,0 | 0,11 | 13 | 295 | 0,95 |
| 8 | 50 | 0,29 | 0,46 | 0,52 | 1,34 | 0,25 | 0,09 | 17 | 315 | 0,85 |
| 9 | 55 | 0,29 | 0,50 | 0,59 | 1,3 | 0,35 | 0,12 | 13 | 410 | 0,5 |
| 10 | 45 | 0,22 | 0,48 | 0,50 | 1,3 | 0,4 | 0,07 | 16 | 350 | 1,0 |

Тема 3. Механізм приводу поршневого насоса



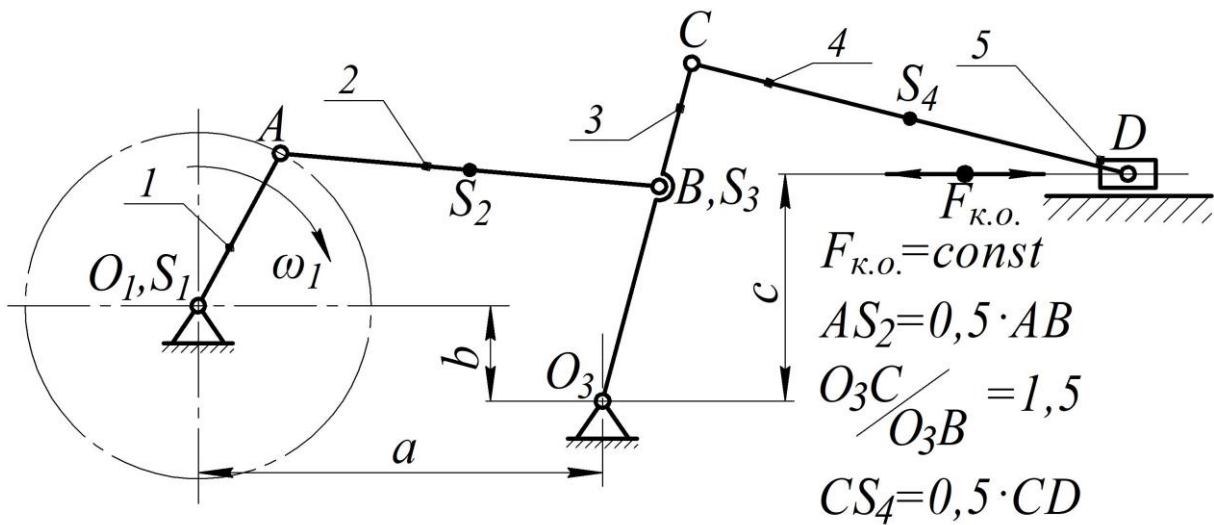
| Ва- рі- ант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------------------|------------------|----------------|------------------|----------------|-------------|-------------|-------------|--------------|--------------|-------------------|
| | $\omega_1,$ рад/с | $l_{O_1A},$ м | $l_{AB},$ м | $l_{O_3B},$ м | $l_{CD},$ м | $l_a,$ м | $l_b,$ м | $l_c,$ м | $q,$ кг/м | $m_5,$ кг | $F_{к.о.},$ кН |
| 1 | 1,5 | 0,30 | 1,1 | 1,1 | 1,26 | 0,33 | 1,0 | 1,5 | 50 | 5,7 | 3,5 |
| 2 | 1,6 | 0,40 | 1,0 | 1,2 | 1,25 | 0,43 | 1,1 | 1,9 | 45 | 4,9 | 4,5 |
| 3 | 1,8 | 0,29 | 1,3 | 1,3 | 1,30 | 0,22 | 1,2 | 2,0 | 65 | 6,9 | 4,0 |
| 4 | 1,2 | 0,30 | 1,6 | 1,4 | 1,10 | 0,54 | 1,4 | 1,6 | 75 | 5,0 | 3,8 |
| 5 | 1,5 | 0,41 | 1,3 | 1,2 | 1,19 | 0,33 | 1,3 | 1,4 | 95 | 6,0 | 4,0 |
| 6 | 1,4 | 0,36 | 1,2 | 1,5 | 1,28 | 0,28 | 1,1 | 1,6 | 30 | 5,7 | 5,0 |
| 7 | 1,9 | 0,29 | 1,2 | 1,3 | 1,45 | 0,30 | 1,2 | 1,8 | 40 | 8,0 | 6,1 |
| 8 | 1,8 | 0,17 | 1,4 | 1,6 | 1,33 | 0,20 | 1,3 | 1,1 | 60 | 9,4 | 5,8 |
| 9 | 1,6 | 0,19 | 1,3 | 1,2 | 1,29 | 0,31 | 1,0 | 1,0 | 70 | 9,3 | 4,9 |
| 10 | 1,3 | 0,22 | 1,5 | 1,5 | 1,35 | 0,28 | 1,1 | 1,2 | 80 | 8,4 | 5,0 |

Тема 4. Механізм приводу підрізаючої машини



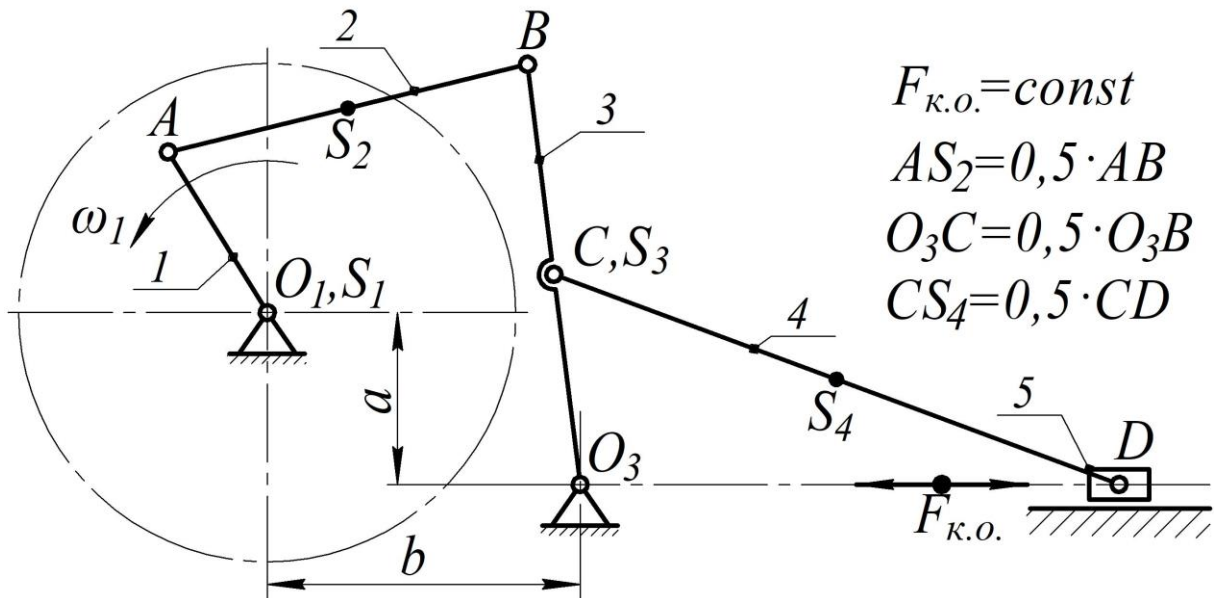
| Ва- рі- ант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------|--------------------|--------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|
| | $\omega_1,$ <i>рад/с</i> | $l_{O_1A},$ <i>м</i> | $l_{AB},$ <i>м</i> | $l_{AC},$ <i>м</i> | $l_{CD},$ <i>м</i> | $l_{O_5D},$ <i>м</i> | $l_a,$ <i>м</i> | $l_b,$ <i>м</i> | $q,$ <i>кг/м</i> | $m_3,$ <i>кг</i> | $\mu_F,$ <i>Н/мм</i> |
| 1 | 11 | 0,12 | 0,36 | 0,22 | 0,40 | 0,40 | 0,10 | 0,50 | 100 | 50 | 70 |
| 2 | 10 | 0,11 | 0,38 | 0,20 | 0,38 | 0,42 | 0,09 | 0,48 | 150 | 55 | 65 |
| 3 | 13 | 0,10 | 0,24 | 0,15 | 0,42 | 0,41 | 0,08 | 0,51 | 155 | 60 | 75 |
| 4 | 14 | 0,09 | 0,28 | 0,16 | 0,39 | 0,42 | 0,11 | 0,55 | 160 | 65 | 80 |
| 5 | 12 | 0,09 | 0,35 | 0,17 | 0,36 | 0,43 | 0,09 | 0,49 | 145 | 60 | 75 |
| 6 | 15 | 0,10 | 0,33 | 0,13 | 0,41 | 0,40 | 0,12 | 0,48 | 150 | 50 | 60 |
| 7 | 14 | 0,11 | 0,27 | 0,10 | 0,42 | 0,39 | 0,07 | 0,46 | 165 | 55 | 65 |
| 8 | 16 | 0,12 | 0,26 | 0,17 | 0,39 | 0,38 | 0,08 | 0,44 | 170 | 60 | 70 |
| 9 | 13 | 0,10 | 0,28 | 0,14 | 0,38 | 0,41 | 0,06 | 0,50 | 180 | 65 | 72 |
| 10 | 14 | 0,09 | 0,29 | 0,18 | 0,36 | 0,40 | 0,07 | 0,49 | 175 | 60 | 80 |

Тема 5. Механізм приводу хитного конвеєра



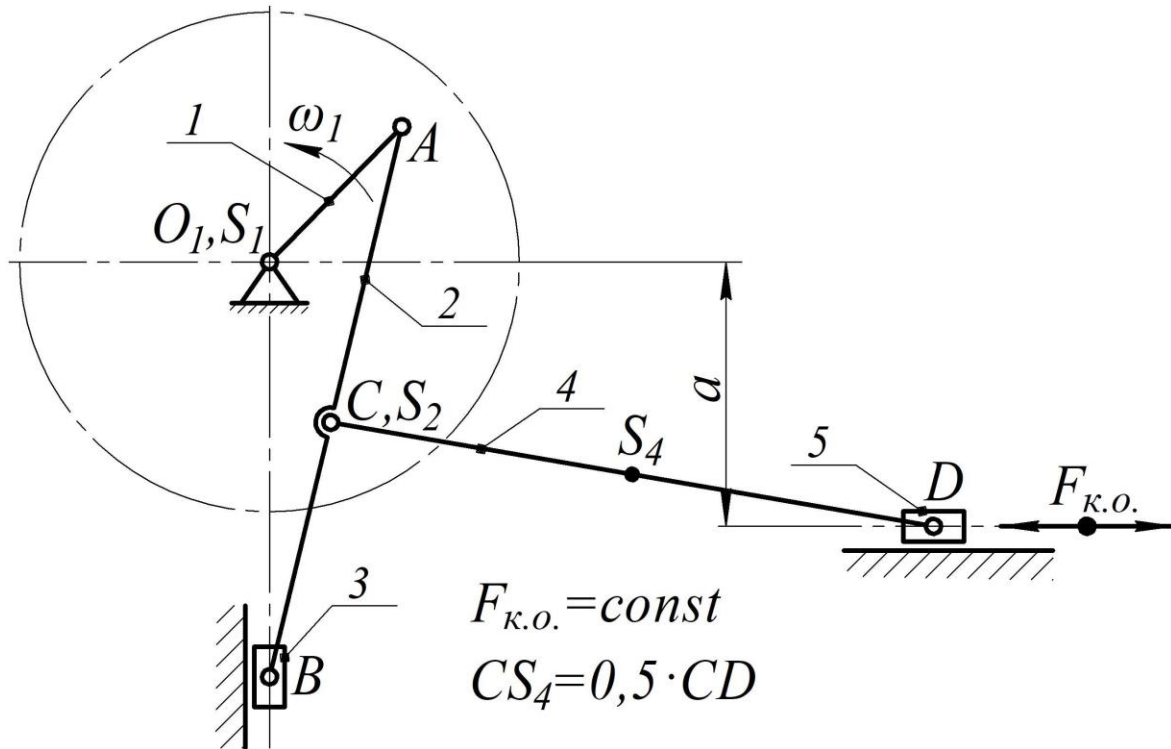
| Ва- рі- ант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------------------|------------------|----------------|------------------|----------------|-------------|-------------|-------------|--------------|--------------|-------------------|
| | $\omega_1,$ рад/с | $l_{O_1A},$ м | $l_{AB},$ м | $l_{O_3C},$ м | $l_{CD},$ м | $l_a,$ м | $l_b,$ м | $l_c,$ м | $q,$ кг/м | $m_5,$ кг | $F_{к.о.},$ кН |
| 1 | 26 | 0,07 | 0,30 | 0,28 | 0,93 | 0,36 | 0,1 | 0,30 | 25 | 70 | 7,0 |
| 2 | 35 | 0,10 | 0,40 | 0,44 | 0,82 | 0,44 | 0,2 | 0,29 | 37 | 95 | 7,5 |
| 3 | 48 | 0,05 | 0,45 | 0,38 | 0,52 | 0,48 | 0,1 | 0,27 | 45 | 100 | 8,9 |
| 4 | 43 | 0,07 | 0,38 | 0,46 | 0,71 | 0,40 | 0,0 | 0,26 | 26 | 120 | 8,8 |
| 5 | 39 | 0,09 | 0,55 | 0,51 | 0,63 | 0,57 | 0,2 | 0,25 | 44 | 120 | 9,5 |
| 6 | 24 | 0,08 | 0,60 | 0,42 | 0,62 | 0,62 | 0,1 | 0,34 | 80 | 142 | 8,0 |
| 7 | 36 | 0,10 | 0,52 | 0,38 | 0,58 | 0,56 | 0,2 | 0,22 | 75 | 130 | 7,6 |
| 8 | 37 | 0,06 | 0,40 | 0,46 | 0,99 | 0,42 | 0,1 | 0,10 | 72 | 110 | 8,2 |
| 9 | 29 | 0,06 | 0,48 | 0,55 | 0,89 | 0,49 | 0,2 | 0,14 | 30 | 100 | 9,1 |
| 10 | 43 | 0,08 | 0,50 | 0,36 | 0,70 | 0,51 | 0,1 | 0,11 | 49 | 98 | 10,0 |

Тема 6. Механізм приводу хитного конвеєра



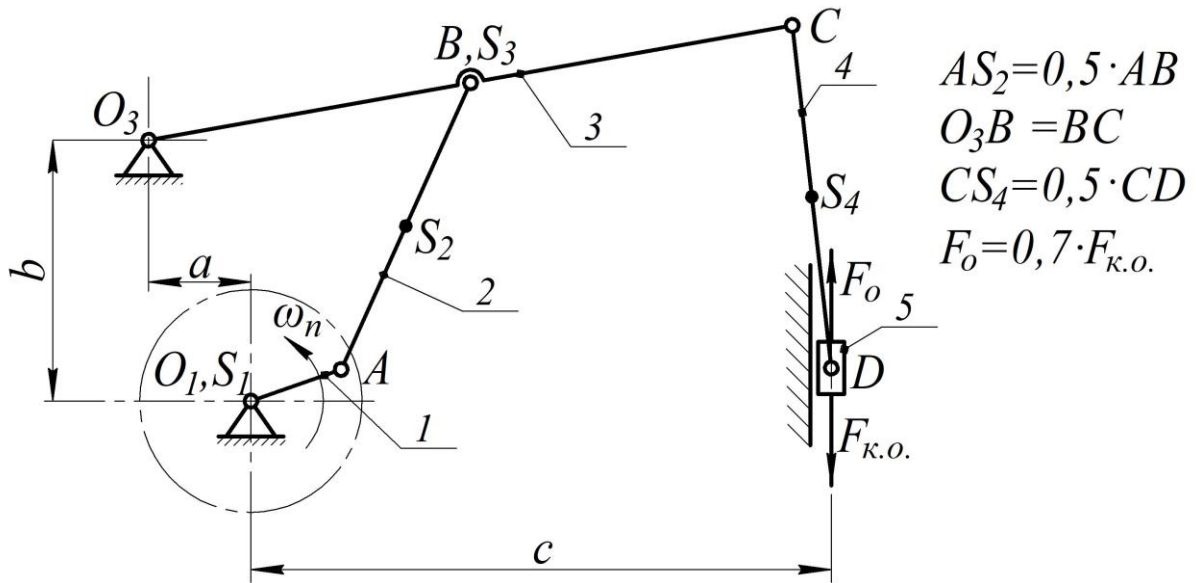
| Варіант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | |
|---------|-----------------------------|------------------|----------------|------------------|----------------|-------------|-------------|--------------|--------------|-------------------|
| | $\omega_1,$ рад/с | $l_{O_1A},$ м | $l_{AB},$ м | $l_{O_3B},$ м | $l_{CD},$ м | $l_a,$ м | $l_b,$ м | $q,$ кг/м | $m_5,$ кг | $F_{к.о.},$ кН |
| 1 | 22 | 0,10 | 0,25 | 0,52 | 0,30 | 0,2 | 0,3 | 120 | 80 | 3,0 |
| 2 | 23 | 0,11 | 0,20 | 0,48 | 0,25 | 0,25 | 0,23 | 110 | 145 | 4,0 |
| 3 | 24 | 0,13 | 0,24 | 0,54 | 0,26 | 0,30 | 0,28 | 200 | 125 | 3,0 |
| 4 | 21 | 0,12 | 0,25 | 0,6 | 0,28 | 0,25 | 0,32 | 130 | 120 | 3,5 |
| 5 | 25 | 0,14 | 0,24 | 0,66 | 0,31 | 0,27 | 0,26 | 210 | 100 | 2,7 |
| 6 | 20 | 0,12 | 0,23 | 0,62 | 0,35 | 0,26 | 0,32 | 205 | 95 | 4,5 |
| 7 | 21 | 0,11 | 0,26 | 0,48 | 0,37 | 0,30 | 0,36 | 160 | 90 | 3,2 |
| 8 | 23 | 0,13 | 0,24 | 0,46 | 0,36 | 0,31 | 0,32 | 175 | 90 | 5,1 |
| 9 | 22 | 0,13 | 0,22 | 0,50 | 0,38 | 0,29 | 0,3 | 180 | 85 | 4,8 |
| 10 | 24 | 0,14 | 0,21 | 0,52 | 0,29 | 0,28 | 0,28 | 190 | 75 | 5,5 |

Тема 7. Механізм приводу хитного конвеєра



| Ва- рі- ант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------------------|------------------|----------------|----------------|----------------|-------------|--------------|--------------|--------------|-------------------|
| | $\omega_1,$ рад/с | $l_{O_1A},$ м | $l_{AB},$ м | $l_{AC},$ м | $l_{CD},$ м | $l_a,$ м | $q,$ кг/м | $m_3,$ кг | $m_5,$ кг | $F_{к.о.},$ кН |
| 1 | 11 | 0,15 | 0,36 | 0,22 | 0,40 | 0,18 | 100 | 50 | 210 | 700 |
| 2 | 10 | 0,14 | 0,38 | 0,20 | 0,38 | 0,19 | 150 | 55 | 130 | 650 |
| 3 | 13 | 0,10 | 0,24 | 0,15 | 0,42 | 0,12 | 155 | 60 | 120 | 750 |
| 4 | 14 | 0,09 | 0,28 | 0,16 | 0,39 | 0,14 | 160 | 65 | 140 | 800 |
| 5 | 12 | 0,09 | 0,35 | 0,17 | 0,36 | 0,19 | 145 | 60 | 205 | 750 |
| 6 | 15 | 0,10 | 0,33 | 0,13 | 0,41 | 0,15 | 150 | 50 | 260 | 600 |
| 7 | 14 | 0,11 | 0,27 | 0,10 | 0,42 | 0,17 | 165 | 55 | 230 | 650 |
| 8 | 16 | 0,12 | 0,26 | 0,17 | 0,39 | 0,13 | 170 | 60 | 160 | 700 |
| 9 | 13 | 0,10 | 0,28 | 0,14 | 0,38 | 0,15 | 180 | 65 | 125 | 720 |
| 10 | 14 | 0,09 | 0,29 | 0,18 | 0,36 | 0,16 | 175 | 60 | 135 | 800 |

Тема 8. Механізм приводу вертикального преса



| Ва- рі- ант | Шарнірно-важільний механізм | | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------------------|------------------|----------------|------------------|----------------|-------------|-------------|-------------|--------------|--------------|-------------------|
| | $\omega_1,$ рад/с | $l_{O_1A},$ м | $l_{AB},$ м | $l_{O_3B},$ м | $l_{CD},$ м | $l_a,$ м | $l_b,$ м | $l_c,$ м | $q,$ кг/м | $m_5,$ кг | $F_{к.о.},$ кН |
| 1 | 1,5 | 0,30 | 1,1 | 1,1 | 1,26 | 0,33 | 1,0 | 1,5 | 50 | 5,7 | 3,5 |
| 2 | 1,6 | 0,40 | 1,0 | 1,2 | 1,25 | 0,43 | 1,1 | 1,9 | 45 | 4,9 | 4,5 |
| 3 | 1,8 | 0,29 | 1,3 | 1,3 | 1,30 | 0,22 | 1,2 | 2,0 | 65 | 6,9 | 4,0 |
| 4 | 1,2 | 0,30 | 1,6 | 1,4 | 1,10 | 0,54 | 1,4 | 1,6 | 75 | 5,0 | 3,8 |
| 5 | 1,5 | 0,41 | 1,3 | 1,2 | 1,19 | 0,33 | 1,3 | 1,4 | 95 | 6,0 | 4,0 |
| 6 | 1,4 | 0,36 | 1,2 | 1,5 | 1,28 | 0,28 | 1,1 | 1,6 | 30 | 5,7 | 5,0 |
| 7 | 1,9 | 0,29 | 1,2 | 1,3 | 1,45 | 0,30 | 1,2 | 1,8 | 40 | 8,0 | 6,1 |
| 8 | 1,8 | 0,17 | 1,4 | 1,6 | 1,33 | 0,20 | 1,3 | 1,1 | 60 | 9,4 | 5,8 |
| 9 | 1,6 | 0,19 | 1,3 | 1,2 | 1,29 | 0,31 | 1,0 | 1,0 | 70 | 9,3 | 4,9 |
| 10 | 1,3 | 0,22 | 1,5 | 1,5 | 1,35 | 0,28 | 1,1 | 1,2 | 80 | 8,4 | 5,0 |

Навчально-методичне видання

ОСНОВИ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічної роботи для студентів
спеціальності 185 «Нафтогазова інженерія та технології»
галузі знань 18 «Виробництво та технології»

Укладач **ПОЧКА** Костянтин Іванович

Комп'ютерне верстання К.І. Почка

Підписано до друку 01.09.2023 р. Зам. № 91.
Формат 60x84 1/16. Папір офсетний. Друк – цифровий.
Наклад 50 прим. Ум. друк. арк. 4,0.
Друк ЦП «КОМПРИНТ». Свідоцтво ДК №4131 від 04.08.2011 р.
м. Київ, вул. Васильківська, 32
067-209-54-30, 097-533-18-07
email: komprint@ukr.net