

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

В.С. Ловейкін

К.І. Почка

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Навчальний посібник

*Рекомендовано Вченою радою Київського національного університету
будівництва і архітектури як навчальний посібник для студентів
спеціальностей 015 «Професійна освіта (Машинобудування)»,
131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування»
освітнього рівня «Бакалавр»*

Київ 2023

УДК 621.01
Л68

Рецензенти: *В.В. Гайдайчук*, доктор технічних наук, професор,
Заслужений діяч науки і техніки України,
завідувач кафедри теоретичної механіки
Київського національного університету
будівництва і архітектури

Ю.О. Ромасевич, доктор технічних наук, професор,
професор кафедри конструювання машин і обладнання
Національного університету біоресурсів і
природокористування України

С.В. Зайченко, доктор технічних наук, професор,
професор кафедри автоматизації
електротехнічних і мехатронних комплексів
Національного технічного університету України
«Київський політехнічний інститут»

Затверджено на засіданні Вченої ради Київського національного університету будівництва і архітектури, протокол № 2 від 11 листопада 2022 року.

Ловейкін В.С., Почка К.І.

Л68 Курсове проектування з теорії механізмів і машин: навчальний посібник. – К.: ЦП «Компринт», 2023. – 311 с.
ISBN 978-617-8269-15-9

Навчальний посібник містить завдання та загальні вимоги до виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин; до кожного розділу наведено загальні положення, теоретичні відомості та детальний приклад виконання курсового проекту.

Призначений для студентів, які навчаються за спеціальностями 015 «Професійна освіта (Машинобудування)», 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування».

УДК 621.01

ISBN 978-617-8269-15-9

© В.С. Ловейкін, К.І. Почка, 2023

© КНУБА, 2023

ВСТУП

Теорія механізмів і машин – перша інженерна дисципліна, що викладається в технічному вищому навчальному закладі. 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 «Теорія механізмів і машин» (ТММ) вивчає наукові основи побудови сучасних механізмів і машин, а також методи теоретичного і експериментального їх дослідження. В курсі ТММ розв'язуються дві основні задачі: аналізу та синтезу механізмів.

Аналіз механізмів полягає у вивченні методів дослідження існуючих механізмів. Наприклад, у кінематичному аналізі визначають траєкторії, швидкості і прискорення різних точок ланок механізмів. При цьому тут важливу роль відіграють головним чином методи дослідження, а не їхні результати. У подальшому методи, опановані в теорії механізмів, застосовують у спеціальних дисциплінах, де головну увагу звертають уже на результати дослідження.

Синтез механізмів є задачею зворотною аналізу, тобто при синтезі необхідно спроектувати механізм за заданими його структурними, кінематичними або динамічними властивостями. Але і в цьому випадку головну увагу приділяють саме методам синтезу, а не запроектованим конкретним механізмам, які одержують у результаті дослідження.

У курсовому проекті студенти розв'язують задачі з аналізу і синтезу комплексу механізмів будівельної та підйомно-транспортної техніки.

У першому розділі навчального посібника наведено загальні вимоги та рекомендації до виконання проекту: обсяг і термін виконання, вимоги щодо оформлення графічної частини і пояснювальної записки.

У другому розділі наведено загальні положення структурного аналізу плоских механізмів із детальним його виконанням на прикладах важільного та кулісного механізмів.

Третій розділ навчального посібника присвячений кінематичному аналізу механізмів. У ньому наведено загальні положення виконання кінематичного дослідження, а також приклади побудови плану положень, кінематичних діаграм, планів швидкостей та планів прискорень для важільного та кулісного механізмів.

У четвертому розділі розглянуто загальні положення кінетостатичного аналізу плоских механізмів із детальним його виконанням на прикладах важільного та кулісного механізмів.

П'ятий розділ присвячений визначенню моменту інерції маховика. Тут відображено загальні положення регулювання руху механізмів і машин та наведено приклади визначення моменту інерції маховика методами професорів Ф. Віттенбауера та М.І. Мерцалова.

У шостому розділі викладено загальні положення синтезу кулачкових механізмів із детальним його виконанням на прикладах центрового кулачкового механізму із роликівим штовхачем, позацентрового кулачкового механізму із голчастим штовхачем, кулачкового механізму із тарілчастим штовхачем та коромислового кулачкового механізму.

Сьомий розділ присвячений зубчастим передачам. У ньому розглянуто загальні положення синтезу зубчастих передач із виконанням його на прикладах нульового та рівнозміщеного евольвентного зачеплення, а також наведено приклад синтезу планетарних редукторів.

У додатках показані приклади оформлення графічної частини курсового проекту, основного напису на кресленнях та титульного аркуша розрахунково-пояснювальної записки проекту, а також подано варіанти завдань курсового проекту.

1. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1.1. Зміст, обсяг і оформлення проекту

У курсовому проекті розв'язується сукупність задач з аналізу і синтезу комплексу механізмів будівельної та підйомно-транспортної техніки.

Проектом передбачено виконання п'яти аркушів формату А1 графічних побудов, пояснювальної записки, де наводяться розрахунки і пояснення до графічних побудов. У більшості випадків методи розв'язування задач графоаналітичні, тому розрахунки і графічна частина проекту виконують паралельно.

Перш ніж почати виконувати черговий етап проекту, необхідно ознайомитися з відповідними теоретичними положеннями, прикладами розв'язування подібних задач за підручниками і навчальними посібниками.

Графічна частина

Проект складається з графічної частини – креслень, що виконують на п'яти аркушах формату А1 (594×841 мм) за ДСТУ EN ISO 216:2018, і пояснювальної записки, в якій наводять необхідні пояснення та розрахунки.

Зміст аркушів:

1. Кінематичне дослідження механізму.
2. Кінетостатичне дослідження механізму.
3. Визначення моменту інерції маховика.
4. Синтез кулачкового механізму.
5. Побудова картини евольвентного зубчастого зачеплення і проектування кінематичної схеми планетарного редуктора.

Графічні побудови курсового проекту 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 із синтезом і 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.

Кожен аркуш проекту повинен мати в правому нижньому куті основний напис (штамп) за формою наведеною в *додатку Б*.

Приклади оформлення креслень наведені на рисунках у *додатку А*.

Пояснювальна записка

Пояснювальну записку виконують на одному боці аркуша формату А4 (210×297 мм), залишаючи ліворуч поле 25 мм (для зшивання), а праворуч – 15 мм.

Усі сторінки нумеруються у правому нижньому куті аркушу. Записку зшивають в обкладинці з цупкого креслярського паперу. Верхній аркуш обкладинки є титульним і оформлюється згідно з *додатком В*.

На початку пояснювальної записки розміщують зміст, вступ і завдання на курсовий проект. Обсяг записки – наближено 30...40 сторінок тексту.

У записці коротко і чітко викладають усі етапи виконання курсового проекту і наводять розрахунки величин, необхідних для виконання потрібних побудов. Відповідні етапи (аркуші) виділяють окремими підзаголовками.

Усі необхідні для розрахунку рівняння і формули записують у загальному вигляді, потім у них підставляють числові значення і наводять остаточний результат із наведенням одиниць вимірювання в системі *СІ*. Для розрахунків, що повторюються, результати оформлюють у вигляді таблиць значень величин, що входять до формули, і значень остаточних результатів.

Пояснення розрахунків і побудов супроводжують ескізами і посиланнями на аркуші, де виконані ці побудови.

У кінці записки наводять 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 курсового проекту

Курсовий проект, підписаний викладачем до захисту, студент захищає у термін, вказаний при видачі завдання.

Під час захисту студент повинен розкрити зміст курсового проекту, розповісти про призначення досліджуваного механізму, принцип його роботи і особливості розрахунку, відповісти на поставлені запитання, пояснити описання. Опитування проводиться за креслярськими аркушами проекту та пояснювальною запискою.

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

1.2. Завдання і порядок виконання проекту

У процесі виконання курсового проекту розв'язується сукупність задач з аналізу і синтезу комплексу механізмів будівельної та підйомно-транспортної техніки. У більшості випадків правильність виконання чергової задачі значною мірою залежить від вихідних даних, які отримують у результаті розв'язання попередньої. Тому проект треба виконувати в певній послідовності.

Перш ніж починати розробку того чи іншого етапу проекту, слід чітко уявити собі постановку задачі, потім ознайомитися з

прикладми розв'язування подібних задач, наведеними в навчальних посібниках, і лише після цього починати виконання чергового етапу. У більшості випадків методи розв'язання задач, що зустрічаються, – графоаналітичні. Тому розрахункову і графічну частини проекту виконують паралельно.

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

Структурний аналіз механізму

1. У пояснювальній записці побудуйте кінематичну схему заданого механізму.

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

3. Визначте 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 розчленуйте 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 механізму (аркуш 1)

1. Побудуйте план положень механізму, для чого зобразіть його в положеннях, що відповідають шести рівнорозташованим положенням ведучої ланки. За початкове (нульове) положення слід вважати положення, в якому механізм перебуває на початку робочого ходу, тобто в самому крайньому положенні. Якщо серед побудованих планів механізму немає положення, яке б відповідало другому крайньому положенню робочої ланки, то побудуйте і його. Одне з проміжних положень механізму (крім крайніх) виділіть основною (товщою) лінією.

2. Накресліть траєкторії заданих точок S_2 або S_4 ланок механізму.

3. Побудуйте діаграму переміщення заданої точки $S = S(t)$ (кута повороту $\beta = \beta(t)$) веденої ланки за цикл руху механізму (необхідно пам'ятати, що вісь абсцис діаграми ділиться на частини, пропорційні кутам повороту ведучої ланки φ).

4. Графічним диференціюванням діаграми переміщення (методом хорд) побудуйте діаграми лінійних $V = V(t)$ або кутових $\omega = \omega(t)$ швидкостей та лінійних $W = W(t)$ або кутових $\varepsilon = \varepsilon(t)$ прискорень.

5. Визначте масштаби побудованих діаграм.

6. Побудуйте плани швидкостей для механізму у шести положеннях і плани прискорень для двох довільних (крім крайніх) положень (включаючи положення, що виділене основною (товщою) лінією).

7. Визначте швидкість і прискорення веденої ланки за побудованими кінематичними діаграмами та планами швидкостей і прискорень; підрахуйте відносну похибку (припустима розбіжність не повинна перевищувати 10 %).

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

9. Приклад оформлення 1-го аркушу наведено в додатку А.

Кінетостатичне дослідження механізму (аркуш 2)

1. Побудуйте схему механізму в одному з положень, для якого побудовано план прискорень.

2. Побудуйте задану діаграму зміни сили (моменту сили) корисного опору, розміщуючи її біля траєкторії точки тієї ланки, до якої прикладена ця сила.

3. Накресліть плани швидкостей і прискорень для досліджуваного положення механізму.

4. Визначте сили (моменти сил), що діють на ланки механізму в обраному положенні, включаючи сили інерції та моменти 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.

5. 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.

6. 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.

7. 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.

8. Використовуючи результати структурного аналізу механізму, встановіть послідовність його кінетостатичного дослідження.

9. Розподіліть кінематичну схему механізму на відповідні структурні групи. Зобразіть їх з прикладеними зовнішніми силами, силами інерції та реакціями з боку від'єднаних ланок.

10. Визначте реакції у всіх кінематичних парах механізму методом планів сил, а також зрівноважувальну силу або момент, прикладені до ведучої ланки.

Масштаб μ_F плану сил слід обирати так, щоб план був чітким і займав максимально можливу площу на кресленні. Вектори сил, довжина яких менше ніж 2 мм, при обраному масштабі μ_F зображується точкою.

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

12. Порівняйте значення зрівноважувальних сил, визначених за кінетостатичним розрахунком та методом «жорсткого важеля», підрахувавши їх різницю у відсотках.

13. Визначте миттєву потужність приводу, необхідну на

приведення механізму в рух, $P = \frac{M_{зр} \cdot \omega_1}{1000}$, кВт, де $M_{зр}$ – зрівноважувальний момент, $H \cdot m$.

14. Приклад оформлення другого аркуша показано в додатку А.

Визначення моменту інерції маховика (аркуш 3)

1. Визначте момент інерції маховика методом Ф. Віттенбауера.

2. Для кожного із шести положень механізму визначте зведені моменти зовнішніх сил з урахуванням планів швидкостей, зображених на першому аркуші (сили інерції та моменти сил інерції не враховуються). Ланкою зведення є ведуча ланка.

3. Для технологічних машин побудуйте графік залежності зведених моментів сил опору та сил тяжіння ланок ($M_{к.о.} \pm M_G$) без урахування сил інерції від кута повороту ланки зведення. Зведений момент рушійних сил M_p вважаємо постійною величиною протягом усього циклу руху.

Для механізмів транспортних машин побудуйте графік залежності зведеного моменту рушійних сил та сил тяжіння ланок ($M_p \pm M_G$), (зведений момент сил опору M_o в цьому випадку вважаємо за постійний). Якщо зведений момент буде зі знаком «–», то це вказує на те, що він направлений у бік, протилежний обертанню кривошипа.

4. Методом графічного інтегрування побудуйте діаграми робіт сил опору та рушійних сил. (Слід врахувати, що для технологічних машин графіком роботи рушійних сил буде нахилена пряма, а для підйомно-транспортних машин нахиленою прямою буде зображатися робота сил опору).

5. Використовуючи метод графічного диференціювання, побудуйте графік зведеного моменту рушійних сил (або сил опору).

6. Побудуйте графік зміни кінетичної енергії машини (надлишкової роботи) $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ за один цикл руху.

7. Для кожного із шести положень визначте значення зведеного моменту інерції механізму та побудуйте графік його зміни від кута повороту кривошипа $J_{зв} = J_{зв}(\varphi)$ за один цикл руху.

8. Користуючись графіком зміни кінетичної енергії та графіком зміни зведеного моменту інерції механізму побудуйте діаграму Вітгенбауера. До неї проведіть дві дотичні під кутами ψ_{\min} та ψ_{\max} .

9. Визначте момент інерції маховика та його геометричні параметри.

10. Зобразіть ескіз маховика на аркуші 3.

11. Приклад оформлення третього аркуша показано в додатку А.

Синтез кулачкового механізму (аркуш 4)

1. За заданим варіантом у довільних масштабах побудуйте графік залежності другої передаточної функції (аналога прискорення) штовхача від кута повороту кулачка (додаток Г). Двічі графічно проінтегрувавши цей графік, отримайте діаграму переміщення штовхача як функцію кута повороту кулачка.

2. Визначте масштаби діаграм переміщення, першої передаточної функції (аналога швидкості), другої передаточної функції (аналога прискорення) та кута повороту кулачка, враховуючи задане максимальне переміщення штовхача h або максимальне відхилення коромисла β .

3. Побудуйте графік залежності першої передаточної функції штовхача від його переміщення та визначте мінімальний радіус кулачка кулачкового механізму із найменшими габаритними розмірами, враховуючи мінімально-допустиме значення кута передачі руху γ_{\min} та величину ексцентриситету e .

4. Користуючись методом обернення руху, згідно з графіком залежності переміщення штовхача від кута повороту кулачка, побудуйте центровий (теоретичний) і робочий (практичний) профілі кулачка. Визначте радіус ролика (для роликового штовхача), а для механізмів із тарілчастим штовхачем – радіус тарілки.

5. Користуючись графіком залежності першої передаточної функції штовхача від його переміщення побудуйте графік зміни кута передачі руху як функцію кута повороту кулачка $\gamma = \gamma(\varphi)$.

6. Приклад оформлення четвертого аркуша показано в додатку А.

Примітка

Для кулачкових механізмів з роликовою вихідною ланкою мінімальний радіус кулачка та інші основні розміри встановлюють за дозволеним мінімальним значенням кута передачі руху γ_{\min} шляхом графічного визначення області можливого розташування центра обертання кулачка.

Слід мати на увазі, що для коромислових кулачкових механізмів $l \cdot \frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$, де l – довжина коромисла, відкладається на фазі віддалення до центра обертання коромисла, якщо коромисло і кулачок обертаються в одному напрямку, і від центра обертання, якщо коромисло і кулачок обертаються в різних напрямках.

Для кулачкових механізмів з роликовим штовхачем, коли кулачок обертається за напрямком годинникової стрілки, величина $\frac{\partial S}{\partial \varphi}$ на фазі віддалення відкладається вправо.

Для механізмів з тарілчастим штовхачем мінімальний радіус кулачка вибирають за умови опуклості профілю кулачка

$$R_{\min} > \frac{\partial^2 S}{\partial \varphi^2} - S.$$

Для кулачкових механізмів з роликом методом обернення руху будують центровий профіль кулачка, а потім визначають допустимий радіус ролика R_p з умов $R_p \leq 0,8 \cdot \rho_{\min}$, $R_p \leq 0,4 \cdot R_{\min}$, де ρ_{\min} та R_{\min} – мінімальний радіус кривини для опуклих ділянок центрального профілю кулачка та мінімальний радіус основної шайби кулачка відповідно. Потім вибирають мінімальне значення.

Мінімальний радіус кривини ρ_{\min} визначається наближено як радіус кола, яке проходить через три точки, що вибирають на ділянці центрального профілю з мінімальним радіусом кривини.

Робочий (практичний) профіль кулачка будується як обвідна сімейства кіл радіусом R_p , центри яких розміщені на центральному профілі.

Побудова картини евольвентного зубчастого зачеплення та проектування кінематичної схеми планетарного редуктора (аркуш 5)

1. Розрахуйте геометричні параметри зовнішнього евольвентного зубчастого зачеплення пари прямозубих коліс із нерухомими осями з числом зубців z_n і z_{n-1} , нарізаних стандартною інструментальною рейкою з модулем m .

При цьому комплексно забезпечте умови: непідрізування зубців, загострення зубців, потрібного коефіцієнта перекриття, не заклинювання зубчастої передачі відповідним вибором коефіцієнта зміщення зсуву інструментальної рейки.

2. Побудуйте картину евольвентного зубчастого зачеплення, зобразивши по три зуба кожного колеса, у тому числі тих, що перебувають у зачепленні.

Усі допоміжні лінії побудови повинні бути чітко видимі на кресленні. Масштаб виберіть таким, щоб висота зуба була не менше ніж 50 мм.

Виділіть лінію зачеплення та її активну частину. Дуги зачеплення побудуйте на початкових колах обох коліс, показавши пунктиром профіль зуба на початку і в кінці зачеплення. Виділіть робочі ділянки профілів двох зубів, що входять в зачеплення.

3. Проставте розміри геометричних елементів зубчастих коліс.

4. Визначте коефіцієнт торцевого перекриття аналітично і за креслярськими даними.

5. У таблиці на кресленні поставте: m – модуль зубчастого зачеплення; z_1 , z_2 – кількість зубів шестерні та зубчастого колеса; ξ_1 , ξ_2 – коефіцієнти зміщення шестерні та зубчастого колеса відповідно; f_0 – коефіцієнт висоти головки зуба; c_0 – коефіцієнт радіального зазору; α – кут зачеплення; a_w – міжцентрова відстань; ε – коефіцієнт перекриття.

6. За заданою схемою планетарного редуктора, кількістю зубів його зубчастих коліс та модулем (додаток Г) розрахуйте діаметри ділільних кіл, вважаючи колеса нульовими (без зміщення), аналітично визначте передаточне відношення кожної ступені

редуктора та загальне передаточне відношення. Перевірте умову співвісності коліс планетарного редуктора. Визначте найімовірнішу кількість сателітів з урахуванням умов складання і сусідства. Накресліть кінематичну схему планетарного редуктора у двох проекціях.

7. Для даного планетарного редуктора побудуйте у масштабі картини лінійних та кутових швидкостей його елементів, визначте передаточне відношення планетарного механізму графічним методом.

8. Порівняйте значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначте похибку.

9. Приклад оформлення п'ятого аркуша показано в *додатку А*.

2. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

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

прости 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.

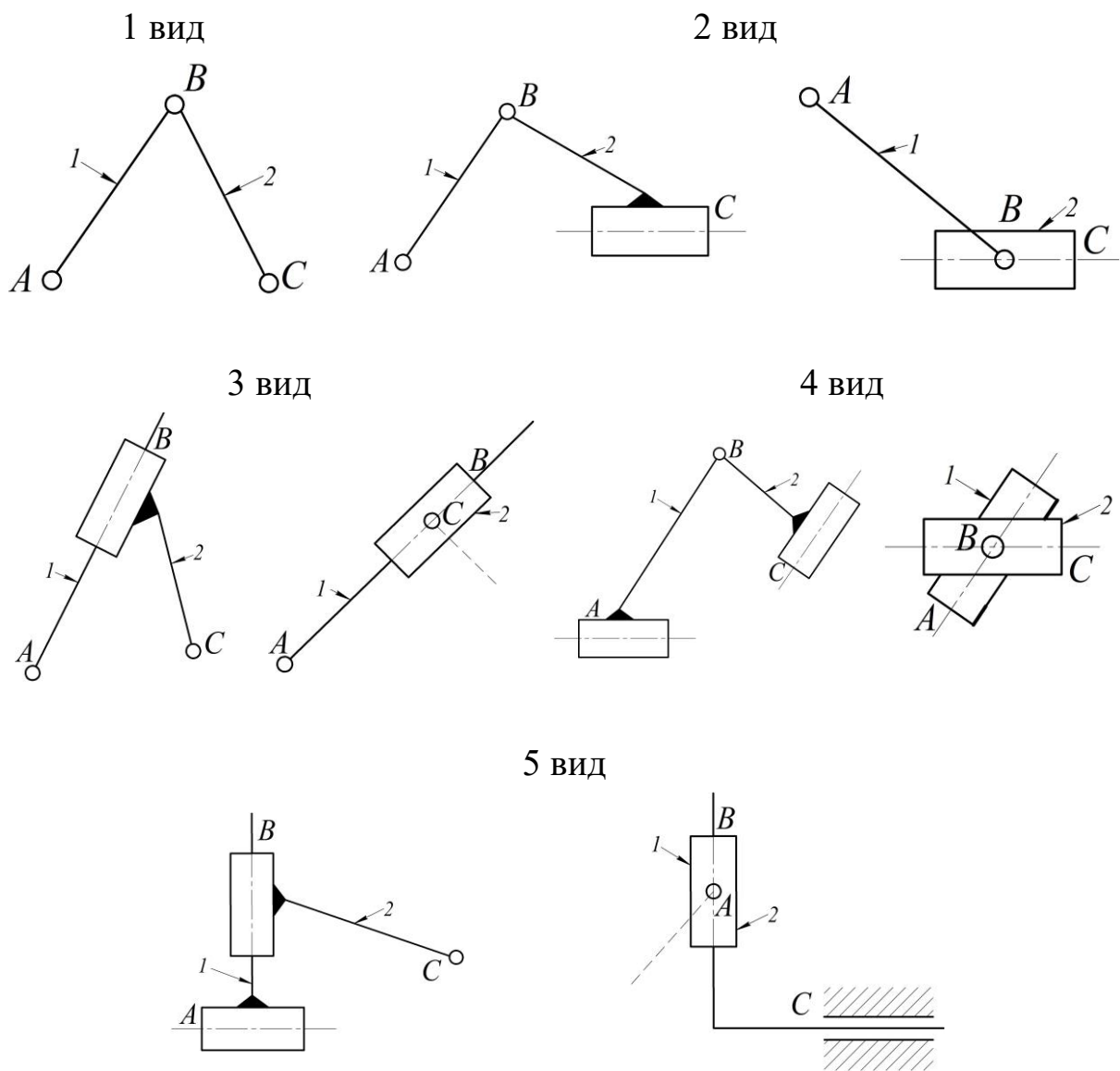


Рис. 2.1. Групи Ассур II класу

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. Приклади виконання структурного аналізу механізму

Розглянемо виконання структурного аналізу на прикладах важільного та кулісного механізмів.

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

На рис. 2.2 зображено кінематичну схему механізму приводу хитного конвеєра, 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.

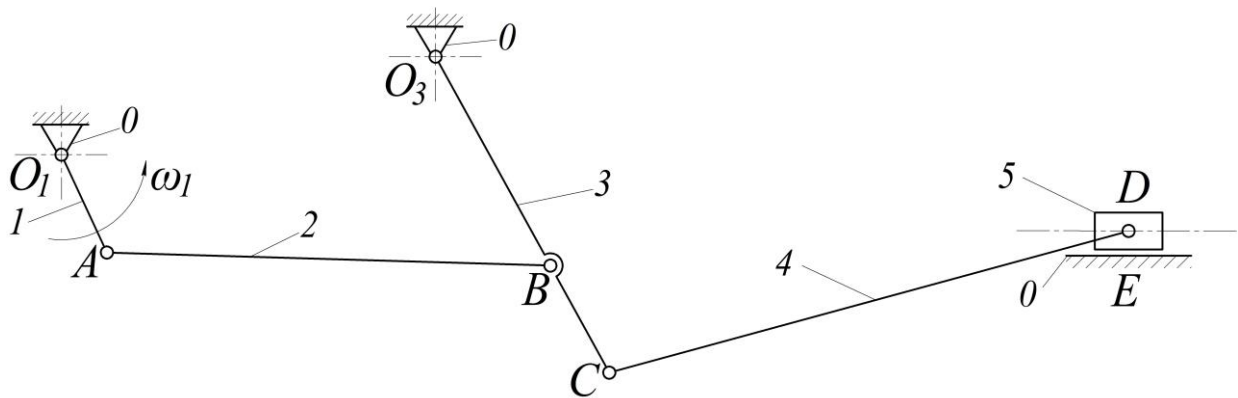


Рис. 2.2. Кінематична схема механізму приводу хитного конвеєра

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 хитного конвеєра.

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	3-0	3-4	4-5	5-0
Клас пари	V	V	V	V	V	V	V

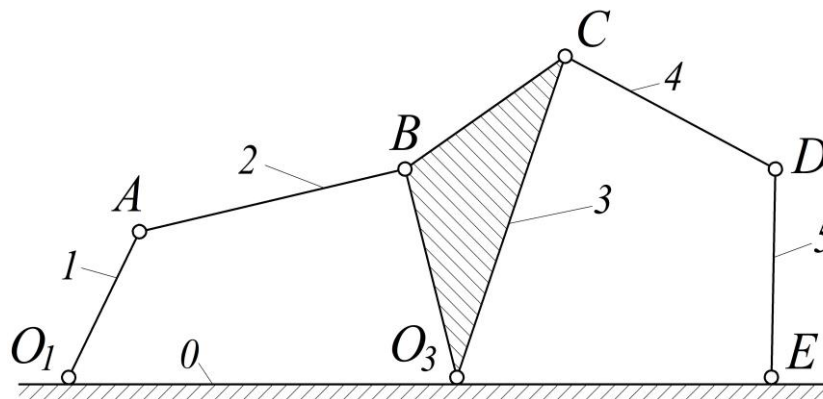


Рис. 2.3. Структурна схема механізму приводу хитного конвеєра

Визначаємо ступінь рухомості механізму 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.

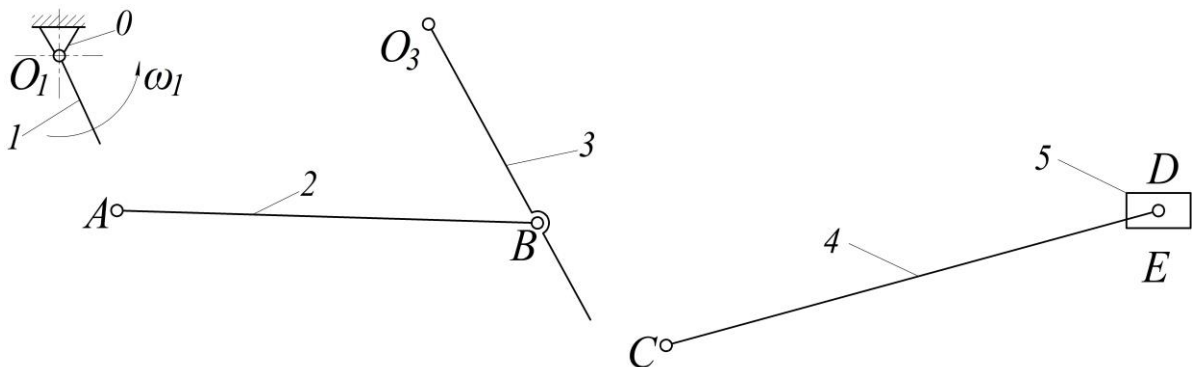


Рис. 2.4. Структурні групи Ассура механізму

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 відноситься до механізмів II класу.

Приклад 2.2. Виконати структурний аналіз механізму приводу клапанів бетононасосу (рис. 2.5), якщо початковою ланкою є кривошип 1.

На рис. 2.5 зображено кінематичну схему механізму приводу клапанів бетононасосу, яка складається з однієї нерухокої ланки (стояка) та п'яти рухомих ланок. Усі ланки між собою з'єднані сімома кінематичними парами. Всі кінематичні пари V класу.

Характеристику рухомих ланок та кінематичних пар механізму наведено в табл. 2.3 та 2.4, а на рис. 2.6 зображено структурну схему механізму приводу клапанів бетононасосу.

Визначаємо ступінь рухомості механізму 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).

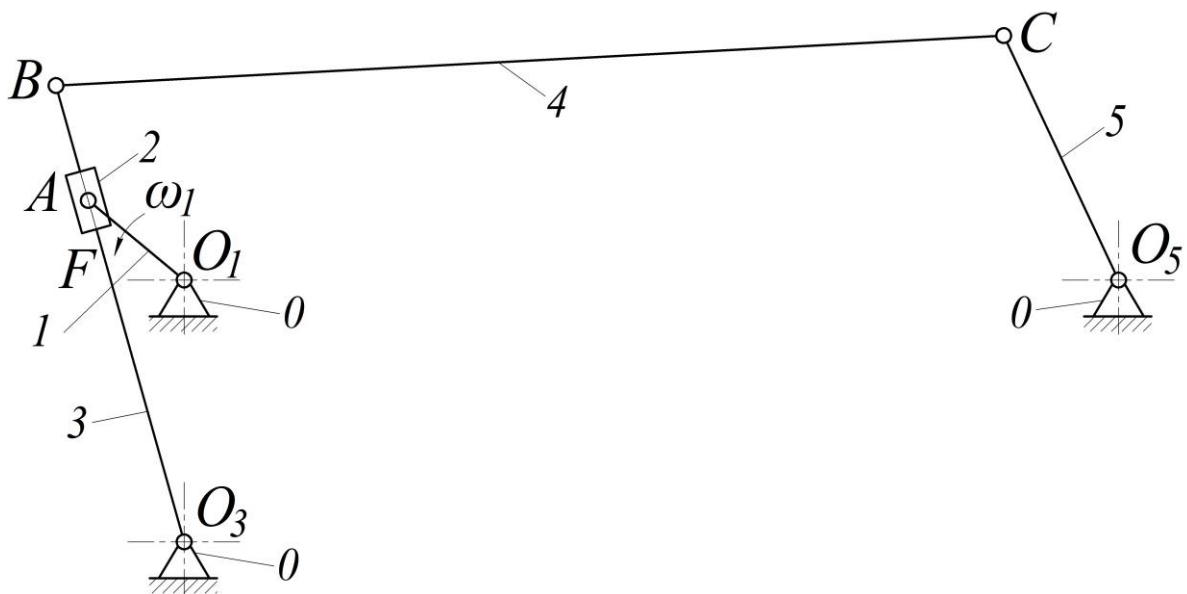


Рис. 2.5. Кінематична схема механізму приводу клапанів бетононасосу

Таблиця 2.3

Таблиця рухомих ланок

Номер ланки	1	2	3	4	5
Характер руху ланки	Обертальний	Поступальний	Хитний	Плоскопаралельний	Хитний
Назва ланки	Кривошип	Повзун	Куліса	Шатун	Коромисло

Таблиця 2.4

Таблиця кінематичних пар

Позначення	O_1	A	F	O_3	B	C	O_5
Характер руху	Обертальний	Обертальний	Поступальний	Обертальний	Обертальний	Обертальний	Обертальний
Ланки, які утворюють пару	0-1	1-2	2-3	3-0	3-4	4-5	5-0
Клас пари	V	V	V	V	V	V	V

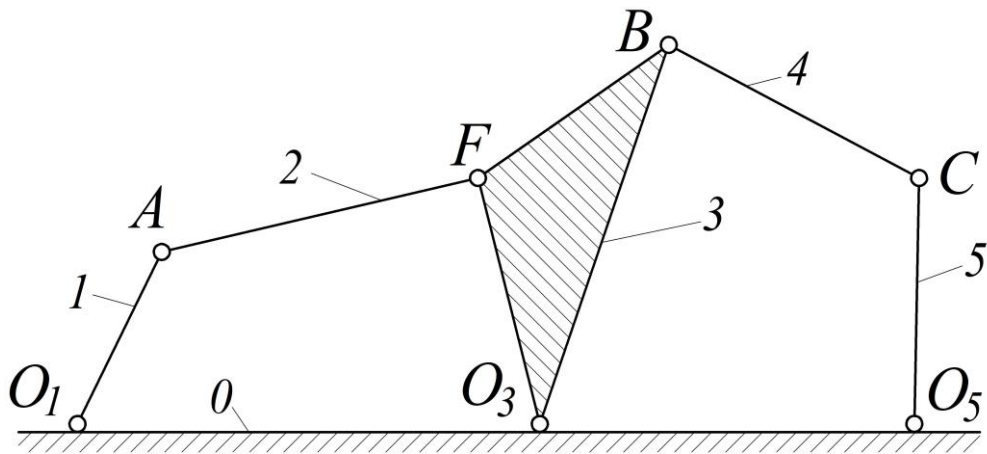


Рис. 2.6. Структурна схема механізму приводу клапанів бетононасосу

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

На рис. 2.7 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 , F та O_3 є структурною групою Л.В. Ассура II класу 3-го виду 2-го порядку, а кінематичний ланцюг, утворений ланками 4 і 5 та кінематичними парами B , C та O_5 є структурною групою Л.В. Ассура II класу 1-го виду 2-го порядку.

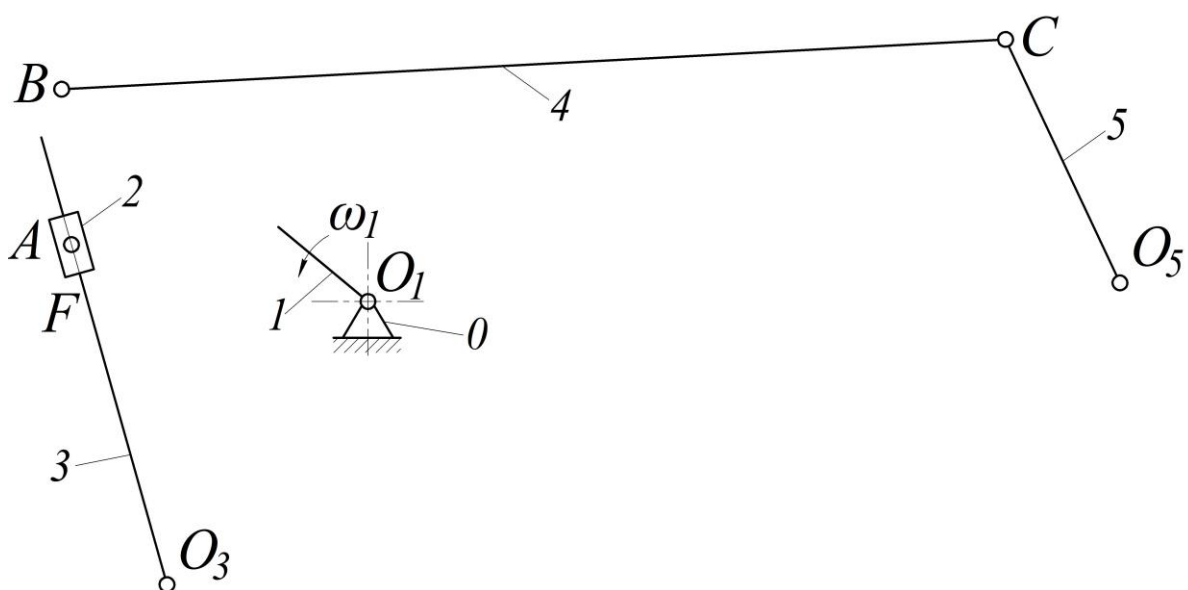


Рис. 2.7. Структурні групи Ассура механізму

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 відноситься до механізмів II класу.

Приклад 2.3. Виконати структурний аналіз механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном (рис. 2.8), якщо початковою ланкою є кривошип 1.

На рис. 2.8 зображено кінематичну схему механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном, 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.

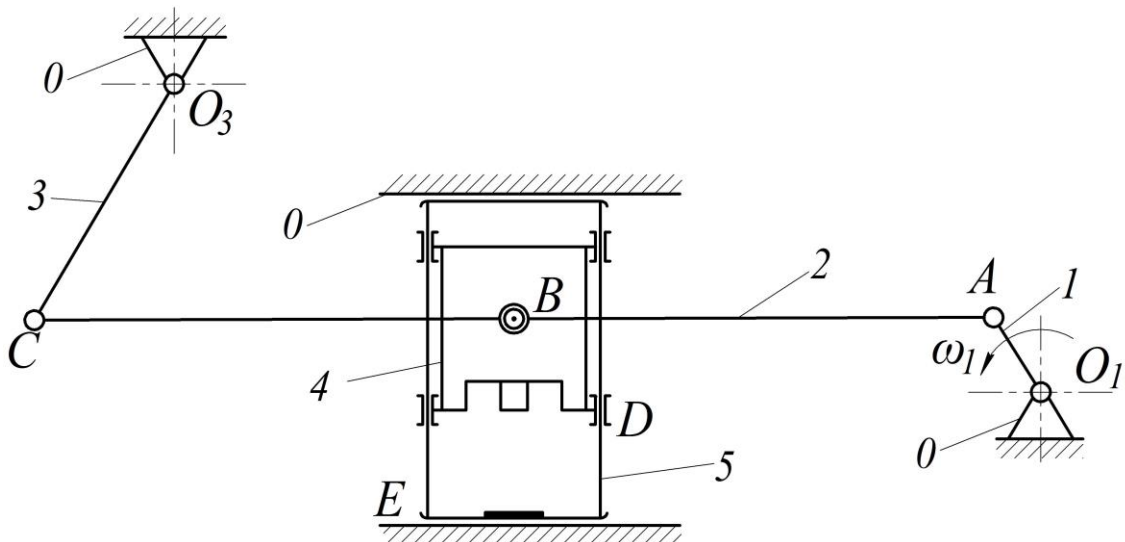


Рис. 2.8. Кінематична схема механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном

Характеристику рухомих ланок та кінематичних пар механізму наведено в табл. 2.5 та 2.6, а на рис. 2.9 зображено структурну схему механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном.

Визначаємо ступінь рухомості механізму 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.

Таблиця 2.5

Таблиця рухомих ланок

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

Таблиця 2.6

Таблиця кінематичних пар

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

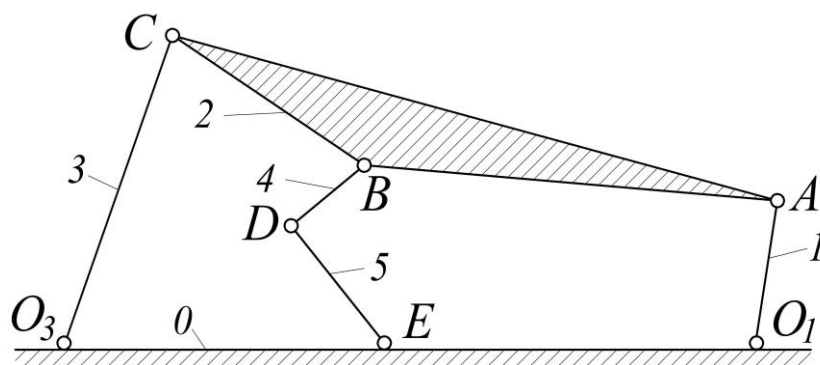


Рис. 2.9. Структурна схема механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном

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. 2.10 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 , C 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 B , D та E є структурною групою Л.В. Ассура II класу 5-го виду 2-го порядку.

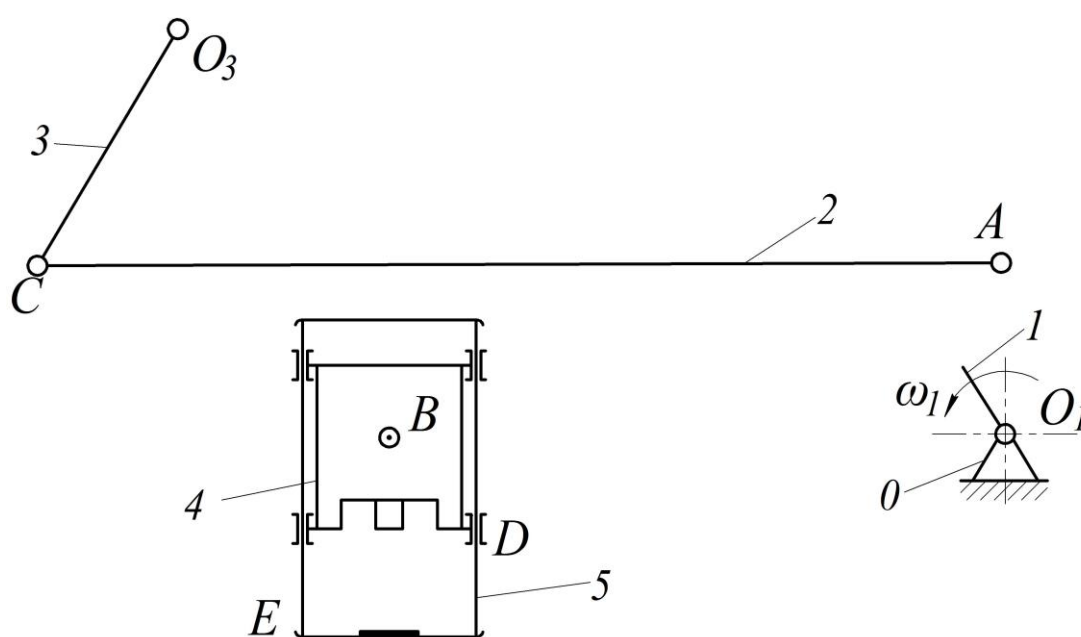


Рис. 2.10. Структурні групи Ассура механізму

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 відноситься до механізмів II класу.

3. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

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 планів 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 відносно 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 прикладах важільного та кулісного механізмів.

Приклад 3.1. Побудувати план положень механізму приводу хитного конвеєра (рис. 3.1), якщо початковою ланкою є кривошип O_1A , а розміри його ланок та інші геометричні параметри становлять: $l_{O_1A} = 0,1\text{ м}$, $l_{AB} = 0,4\text{ м}$, $l_{O_3C} = 0,44\text{ м}$, $l_{CD} = 0,82\text{ м}$, $l_a = 0,36\text{ м}$, $l_b = 0,1\text{ м}$, $l_c = 0,3\text{ м}$, $\frac{l_{O_3C}}{l_{O_3B}} = 1,7$, $\omega_1 = 15,5\text{ рад/с}$.

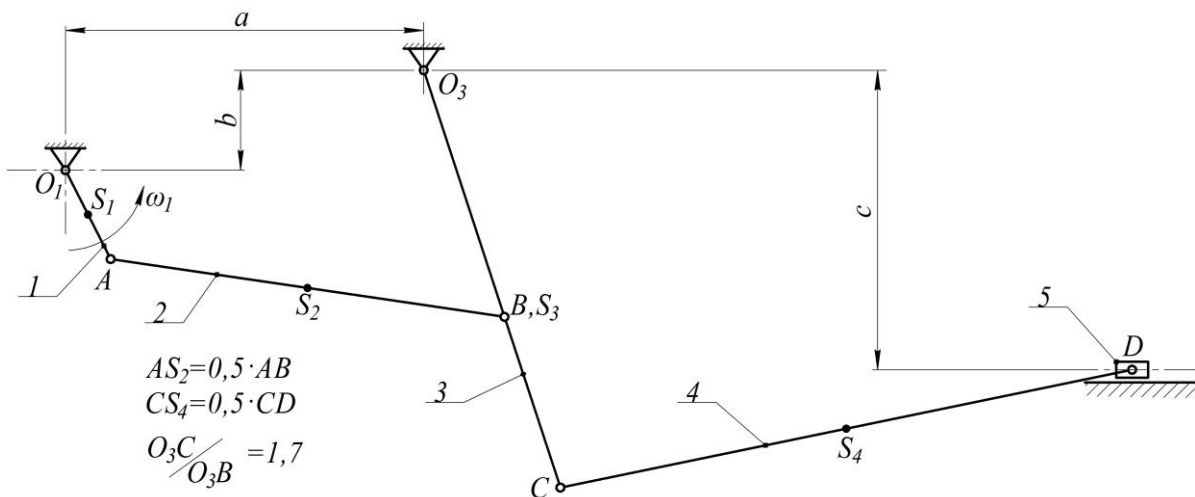


Рис. 3.1. Кінематична схема механізму приводу хитного конвеєра

На першому аркуші графічної частини проекту будемо 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:

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,1}{25} = 0,004 \text{ м/мм},$$

де $l_{O_1A} = 0,1 \text{ м}$ – дійсна величина кривошипа; $O_1A = 0,25 \text{ мм}$ – довжина відрізка O_1A на кресленні.

Залежно від прийнятого масштабу визначаємо довжини ланок на кресленні:

$$(AB) = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,4}{0,004} = 100 \text{ мм};$$

$$(O_3C) = \frac{l_{O_3C}}{\mu_l} = \frac{0,44}{0,004} = 110 \text{ мм};$$

$$(CD) = \frac{l_{CD}}{\mu_l} = \frac{0,82}{0,004} = 205 \text{ мм},$$

де $l_{AB} = 0,4 \text{ м}$; $l_{O_3C} = 0,44 \text{ м}$; $l_{CD} = 0,82 \text{ м}$ – дійсні величини ланок,

які задані за завданням. Оскільки з умови завдання $\frac{l_{O_3C}}{l_{O_3B}} = 1,7$, то

$O_3B = \frac{O_3C}{1,7} = \frac{110}{1,7} = 65 \text{ мм}$. Також визначаємо інші лінійні розміри механізму:

$$a = \frac{l_a}{\mu_l} = \frac{0,36}{0,004} = 90 \text{ мм};$$

$$b = \frac{l_b}{\mu_l} = \frac{0,1}{0,004} = 25 \text{ мм};$$

$$c = \frac{l_c}{\mu_l} = \frac{0,3}{0,004} = 75 \text{ мм},$$

де $l_a = 0,36 \text{ м}$; $l_b = 0,1 \text{ м}$; $l_c = 0,3 \text{ м}$ – 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_3 відкладаємо по вертикалі вниз відстань c , і на цій відстані проводимо горизонтальну 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 ($\omega_1 = const$) 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 лівому положенні, виберемо таке, за якого кривошип O_1A і шатун AB накладуться один на один і утворять одну лінію $A_0O_1B_0$. Друге крайнє положення механізму буде тоді, коли кривошип O_1A і шатун AB витягнуться в одну лінію, утворивши пряму O_1AB . Починаючи з положення A_0 поділимо траєкторію руху точки A на 6 рівних частин, точки поділу позначимо A_1 , A_2 , A_3 , A_4 та A_5 у напрямку обертання кривошипа. Тобто перехід з одного положення на друге здійснюється за час $\frac{T}{6}$, де T – період обертання кривошипа ($T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1}, c$; ω_1 – кутова швидкість кривошипа, рад/с).

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, A_2, A_3, A_4 та A_5 радіусом AB зробимо дугові засічки на траєкторії руху точки B у результаті чого знайдемо положення центрів шарніра $B - B_0, B_1, B_2, B_3, B_4$ та B_5 . З'єднавши точки A_i і B_i відрізками A_iB_i та точки O_3 і B_i відрізками O_3B_i , одержимо положення шатуна AB та коромисла O_3B ($i = 0, 1, 2, 3, 4, 5$). Для того щоб отримати положення точки C_i , продовжуємо коромисло O_3B_i 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, C_2, C_3, C_4 та C_5 радіусом CD зробимо дугові засічки на траєкторії руху точки D у результаті чого знайдемо положення центрів шарніра $D - D_0, D_1, D_2, D_3, D_4$ та D_5 . З'єднавши точки C_i і D_i відрізками C_iD_i , одержимо положення шатуна CD та повзуна D .

План положень механізму приводу хитного конвеєра зображено на рис. 3.2.

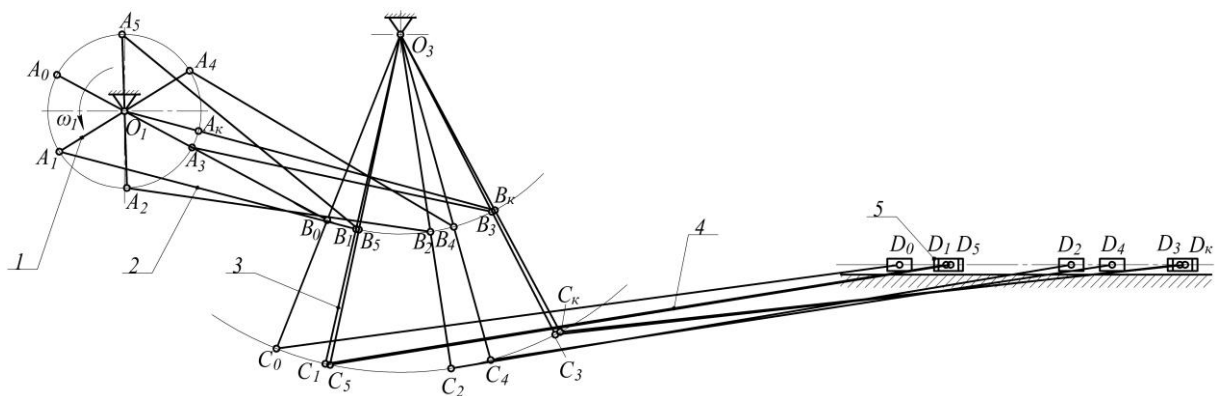


Рис. 3.2. План положень механізму приводу хитного конвеєра

Приклад 3.2. Побудувати план положень механізму приводу клапанів бетононасосу (рис. 3.3), якщо початковою ланкою є кривошип O_1A , а розміри його ланок та інші геометричні параметри становлять: $l_{O_1A} = 0,12$ м, $l_{O_3B} = 0,56$ м, $l_{BC} = 0,9$ м, $l_{O_5C} = 0,26$ м, $l_{O_1O_3} = 0,25$ м, $l_a = 0,9$ м, $\omega_1 = 15,5$ рад/с.

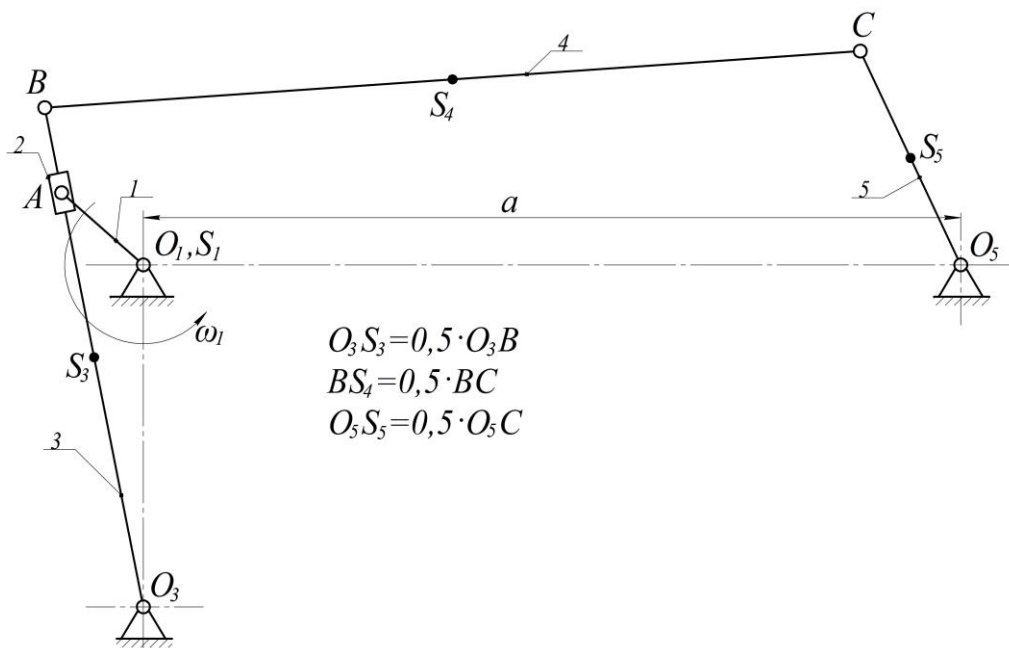


Рис. 3.3. Кінематична схема механізму приводу клапанів бетононасосу

На першому аркуші графічної частини проекту будемо 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:

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,12}{30} = 0,004 \text{ м/мм},$$

де $l_{O_1A} = 0,12 \text{ м}$ – дійсна величина кривошипа; $O_1A = 30 \text{ мм}$ – довжина відрізка O_1A на кресленні.

Залежно від прийнятого масштабу визначаємо довжини ланок на кресленні:

$$(O_3B) = \frac{l_{O_3B}}{\mu_l} = \frac{0,56}{0,004} = 140 \text{ мм};$$

$$(BC) = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,9}{0,004} = 225 \text{ мм};$$

$$(O_5C) = \frac{l_{O_5C}}{\mu_l} = \frac{0,26}{0,004} = 65 \text{ мм},$$

де $l_{O_3B} = 0,56 \text{ м}$; $l_{BC} = 0,9 \text{ м}$; $l_{O_5C} = 0,26 \text{ м}$ – дійсні величини ланок, які задані за завданням.

Також визначаємо інші лінійні розміри механізму:

$$(O_1O_3) = l_{O_1O_3} / \mu_1 = 0,25 / 0,004 = 62,5 \text{ мм};$$

$$a = l_a / \mu_1 = 0,9 / 0,004 = 225 \text{ мм},$$

де $l_{O_1O_3} = 0,25 \text{ м}$, $l_a = 0,9 \text{ м}$ – 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 O_5 . Вибравши на кресленні точку O_1 , відкладаємо від неї по вертикалі вниз відстань O_1O_3 . На відкладеній відстані проводимо горизонтальну вісь, а з точки O_1 проводимо вертикальну вісь, на перетині яких утвориться точка O_3 . Від точки O_1 відкладаємо по горизонталі вправо відстань a і на цій відстані проводимо вертикальну вісь, а з точки O_1 проводимо горизонтальну вісь, на перетині яких утвориться точка O_5 (рис. 3.4).

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 ($\omega_1 = const$) навколо нерухомого центра O_1 . Повзун (ланка 2) здійснює складний рух: центр шарніра A рухається по колу радіусом O_1A , а в кінематичній парі F повзун рухається по кулісі O_3B , яка в свою чергу здійснює хитний рух навколо нерухомої осі O_3 . Оскільки точка B належить до ланки 3, то траєкторією її руху буде дуга радіусом O_3B з центром у точці O_3 . Шатун BC здійснює складний рух: центр шарніра B рухається по дузі радіусом O_3B , центр шарніра C – по дузі радіусом O_5C з центром у точці O_5 .

За початкове положення механізму, тобто положення, при якому коромисло O_5C буде максимально відхилене вліво, виберемо таке, за

якого кривошипа O_1A і куліса O_3B стануть взаємно перпендикулярними, тобто куліса O_3B стане дотичною зліва до траєкторії руху точки A кривошипа – кола радіусом O_1A з центром в точці O_1 . Друге крайнє положення механізму буде тоді, коли куліса O_3B стане дотичною з іншого боку до траєкторії руху точки A кривошипа. Починаючи з положення A_0 поділимо траєкторію руху точки A на 6 рівних частин, точки поділу позначимо A_1, A_2, A_3, A_4 та A_5 у напрямку обертання кривошипа. Тобто перехід з одного положення на друге здійснюється за час $\frac{T}{6}$, де T – період обертання кривошипа ($T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1}, c$; ω_1 – кутова швидкість кривошипа, рад/с).

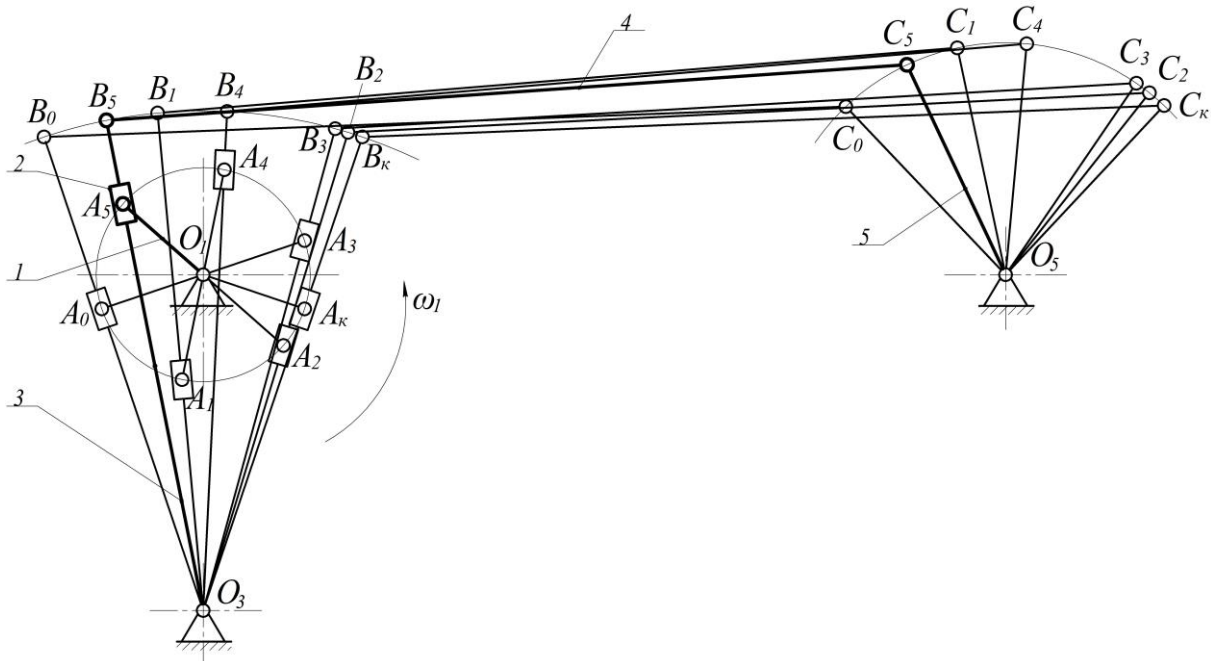


Рис. 3.4. План положень механізму приводу клапанів бетононасосу

Оскільки повзун (ланка 2) з кінематичними парами A та F обертається разом із кривошипом, то і куліса O_3B також буде проходити через точку A . Таким чином, провівши з точки O_3 прямі через точку A в кожному положенні до траєкторії руху точки B , тобто до дуги радіусом O_3B з центром в точці O_3 , отримаємо кулісу у кожному положенні разом із точками B_i ($i = 0, 1, 2, 3, 4, 5$).

Положення точки C знайдемо методом дугових засічок, враховуючи, що довжина шатуна BC протягом руху залишається незмінною. Для цього з одержаних точок B_0, B_1, B_2, B_3, B_4 та B_5 радіусом BC зробимо дугові засічки на траєкторії руху точки C , у результаті чого знайдемо положення центрів шарніра $C - C_0, C_1, C_2, C_3, C_4$ та C_5 .

З'єднавши точки B_i і C_i відрізками B_iC_i та точки O_5 і C_i відрізками O_5C_i , одержимо положення шатуна BC та коромисла O_5C .

План положень механізму приводу клапанів бетононасосу зображено на рис. 3.4.

Приклад 3.3. Побудувати план положень механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном (рис. 3.5), якщо початковою ланкою є кривошип O_1A , а розміри його ланок та інші геометричні параметри становлять: $l_{O_1A} = 0,12\text{ м}$, $l_{AC} = 1,4\text{ м}$, $l_{O_3C} = 0,4\text{ м}$, $l_a = 1,3\text{ м}$, $l_b = 0,4\text{ м}$, $\omega_1 = 46\text{ рад/с}$.

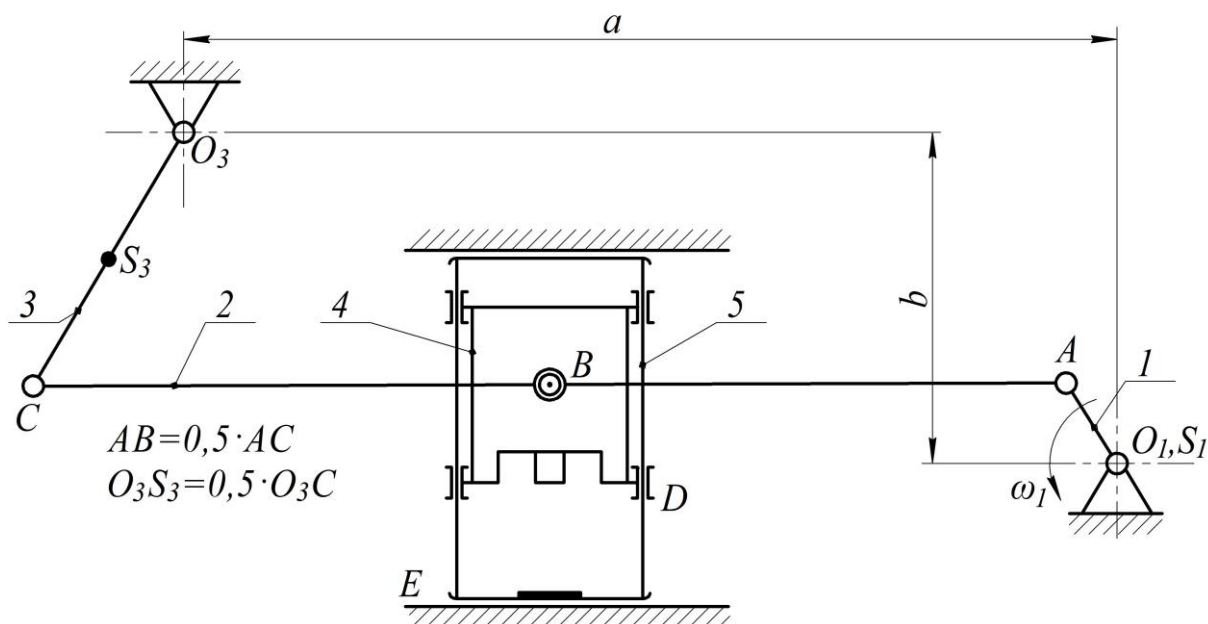


Рис. 3.5. Кінематична схема механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном

На першому аркуші графічної частини проекту будемо 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:

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,12}{24} = 0,005 \text{ м/мм},$$

де $l_{O_1A} = 0,12 \text{ м}$ – дійсна величина кривошипа; $O_1A = 24 \text{ мм}$ – довжина відрізка O_1A на кресленні.

Залежно від прийнятого масштабу визначаємо довжини ланок на кресленні:

$$(AC) = l_{AC} / \mu_l = 1,4 / 0,005 = 280 \text{ мм};$$

$$(O_3C) = l_{O_3C} / \mu_l = 0,4 / 0,005 = 80 \text{ мм},$$

де $l_{AC} = 1,4 \text{ м}$; $l_{O_3C} = 0,4 \text{ м}$ – дійсні величини ланок, які задані за завданням.

Також визначаємо інші лінійні розміри механізму:

$$a = l_a / \mu_l = 1,3 / 0,005 = 260 \text{ мм};$$

$$b = l_b / \mu_l = 0,4 / 0,005 = 80 \text{ мм},$$

де $l_a = 1,3 \text{ м}$, $l_b = 0,4 \text{ м}$ – 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 та O_3 . Вибравши на кресленні точку O_1 , відкладаємо від неї по горизонталі вліво відстань a та по вертикалі вгору відстань b . На відкладених відстанях проводимо вертикальну та горизонтальну осі, на перетині яких утвориться точка O_3 (рис. 3.6).

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 ($\omega_1 = const$) навколо нерухомого центра O_1 . Шатун

AC здійснює складний рух: центр шарніра A рухається по колу радіусом O_1A , центр шарніра C – по дузі радіусом O_3C з центром у точці O_3 . В середині шатуна в кінематичній парі B до нього шарнірно приєднаний повзун 4 , що переміщується поступально в рухомих напрямних 5 .

За початкове положення механізму, тобто положення, при якому коромисло O_3C буде максимально відхилене вліво, виберемо таке, за якого кривошип O_1A і шатун AC витягнуться в одну лінію, утворивши пряму $O_1A_0C_0$. Друге крайнє положення механізму буде тоді, коли кривошип O_1A і шатун AC накладуться один на один і утворять одну лінію $A_kO_1B_k$. Починаючи з положення A_0 поділимо траєкторію руху точки A на 6 рівних частин, точки поділу позначимо A_1, A_2, A_3, A_4 та A_5 у напрямку обертання кривошипа. Тобто перехід з одного положення на друге здійснюється за час $T/6$, де T – період обертання кривошипа ($T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1}, c$; ω_1 – кутова швидкість кривошипа, рад/с).

Положення точки C знайдемо методом дугових засічок, враховуючи, що довжина шатуна AC протягом руху залишається незмінною. Для цього з одержаних точок A_0, A_1, A_2, A_3, A_4 та A_5 радіусом AC зробимо дугові засічки на траєкторії руху точки C у результаті чого знайдемо положення центрів шарніра C – C_0, C_1, C_2, C_3, C_4 та C_5 . З'єднавши точки A_i і C_i відрізками A_iC_i та точки O_3 і C_i відрізками O_3C_i , одержимо положення шатуна AC та коромисла O_3C ($i = 0, 1, 2, 3, 4, 5$). В кожному положенні механізму на шатуні AC визначаємо місце розташування кінематичної пари B , в якій шатун шарнірно з'єднується з повзуном 4 , що переміщується поступально в рухомих напрямних 5 .

План положень механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном зображено на рис. 3.6.

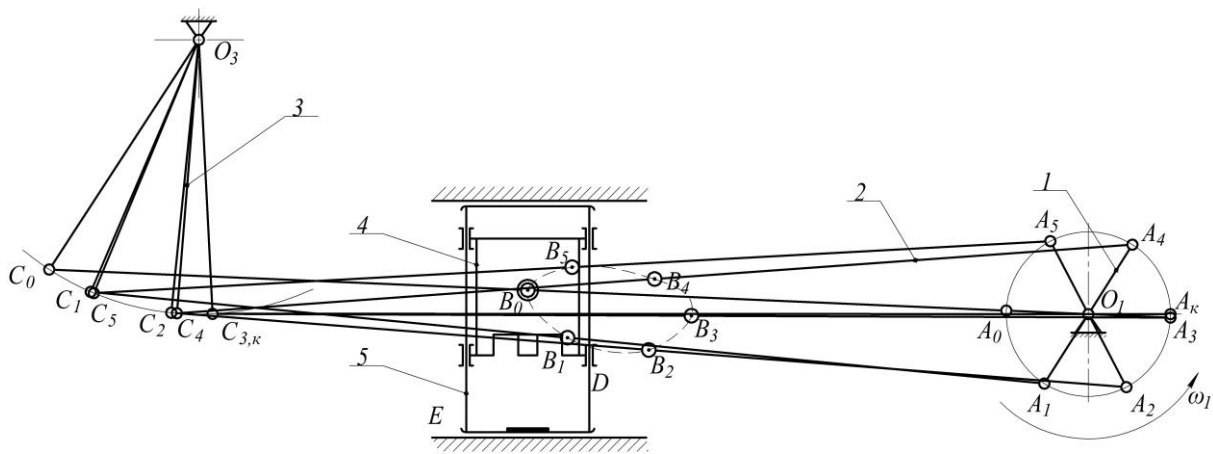


Рис. 3.6. План положень механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном

3.3. Побудова кінематичних діаграм

У процесі кінематичного дослідження механізмів часто недостатньо знайти тільки форму зміни шляху – траєкторію руху точки, а потрібно ще знати характер зміни довжини пройденого шляху залежно від часу або кута повороту кривошипа (узагальненої координати). Для цього будують діаграми лінійних $S = S(t)$ або кутових $\beta = \beta(t)$ переміщень, якщо ланка здійснює хитний рух.

Маючи діаграму (графік) переміщень будь-якої точки або ланки механізму як функцію лінійного S або кутового β шляху залежно від часу t , методом графічного диференціювання можна визначити лінійні або кутові швидкості і прискорення точки або ланки, рух якої визначається.

Приклад 3.4. Побудувати кінематичні діаграми переміщення, швидкості та прискорення повзуна (ланки 5) механізму приводу хитного конвеєра (рис. 3.2) залежно від часу.

Залежно від положення механізму, план положень якого зображено на рис. 3.2, вимірюємо переміщення повзуна від його крайнього (нульового) положення і відкладаємо його на діаграмі переміщення (рис. 3.5.) в масштабі $\mu_s = 0,004 \frac{м}{мм}$.

Для побудови діаграм швидкості та прискорення повзуна здійснимо графічне диференціювання діаграми переміщення. При цьому скористаємось методом хорд і з'єднаємо точки $0' - 1'$, $1' - 2'$, ..., $5' - 6'(0')$ прямими. Після чого під діаграмою $S = S(t)$ побудуємо нову систему координат $VOt(\varphi)$ і на осі абсцис зліва від точки O цієї системи відкладемо довільний відрізок H_1 , який називається полюсною відстанню. Через полюс k_1 проведемо промені k_11 , k_12 , ..., k_16 паралельні хордам $0' - 1'$, $1' - 2'$, ..., $5' - 6'(0')$. Ці промені відсікають на осі ординат відрізки, пропорційні середнім швидкостям повзуна на відповідних ділянках. Із точок $1, 2, \dots, 6(0)$ на осі ординат проводимо промені, паралельні осі абсцис до середини відповідних ділянок і отримуємо ступінчасту лінію графіка швидкості. Через середини ділянок ступінчастої лінії проведемо плавну криву і отримаємо діаграму швидкості точок повзуна.

Аналогічно будуємо діаграму прискорень. Для цього здійснимо графічне диференціювання діаграми швидкості і також використаємо метод хорд. Оскільки на початку і в кінці циклу руху прискорення повзуна в загальному випадку не дорівнюють нулю, то для визначення цих прискорень та прискорень в інших точках хорди на діаграмі швидкості проведемо між точками ординат, які відповідають серединам ділянок на осі абсцис.

Для визначення прискорення в початковому 0 і кінцевому $6(0)$ положеннях проведемо графічне диференціювання на ділянках fa , де крайні положення проходять через середину цієї ділянки. Для цього попередньо добудуємо (пунктиром) кінець попереднього циклу і початок чергового циклу і, використовуючи вищеописаний метод, знайдемо середнє значення прискорення в крайніх точках. Аналогічно знаходимо прискорення в інших точках і будуємо діаграму прискорень повзуна.

Визначаємо масштаби діаграм:

– масштаб кута повороту кривошипа – $\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{180} = 0,0349 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$,

де $L = 180 \text{ мм}$ – довжина, що відображає один повний оберт кривошипа на графіку;

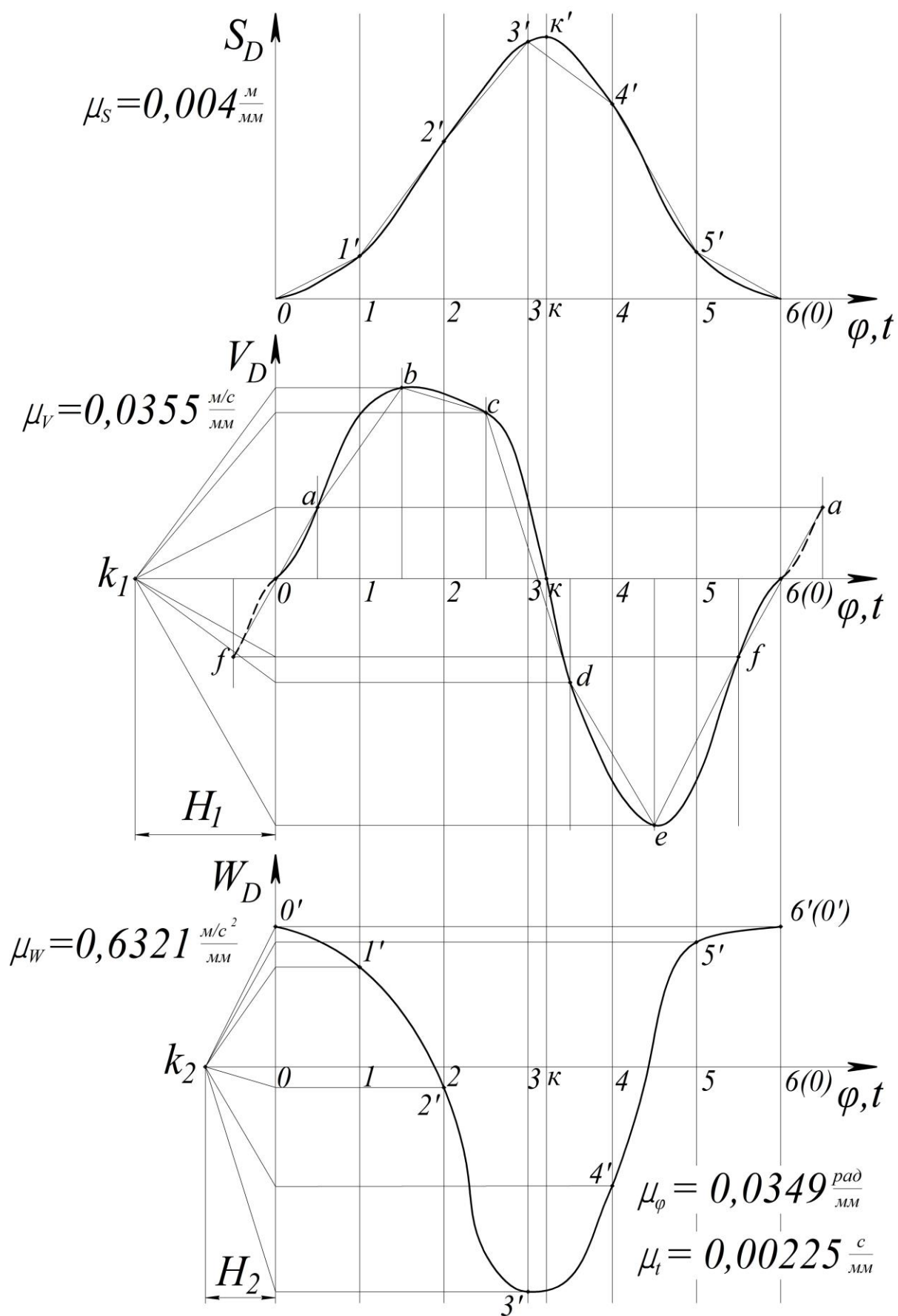


Рис. 3.7. Кінематичні діаграми переміщення, швидкості та прискорення повзуна механізму приводу хитного конвеєра

– масштаб часу – $\mu_t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1 \cdot L} = \frac{2 \cdot 3,14}{15,5 \cdot 180} = 0,00225 \frac{с}{мм}$, де

$\omega_1 = 15,5 \frac{рад}{с}$ – кутова швидкість обертання кривошипа;

– масштаб діаграми переміщення повзуна – $\mu_s = 0,004 \frac{м}{мм}$;

– масштаб діаграми швидкості повзуна –

$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{0,004}{0,00225 \cdot 50} = 0,0355 \frac{м/с}{мм}$, де $H_1 = 50 мм$ – полюсна

відстань на діаграмі швидкості;

– масштаб діаграми прискорення повзуна

$\mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{0,0355}{0,00225 \cdot 25} = 0,6321 \frac{м/с^2}{мм}$, де $H_2 = 25 мм$ –

полюсна відстань на діаграмі прискорення.

Кінематичні діаграми переміщення, швидкості та прискорення повзуна механізму приводу хитного конвеєра зображено на рис. 3.7.

Приклад 3.5. Побудувати кінематичні діаграми кутового переміщення, кутової швидкості та кутового прискорення коромисла (ланки 5) механізму приводу клапанів бетононасосу (рис. 3.4) залежно від часу.

Залежно від положення механізму, план положень якого зображено на рис. 3.4, вимірюємо кут повороту коромисла від його крайнього (нульового) положення і відкладаємо його на діаграмі кутового переміщення (рис. 3.8) в масштабі $\mu_\beta = 0,0151 \frac{рад}{мм}$.

Для побудови діаграм кутової швидкості та кутового прискорення коромисла здійснимо графічне диференціювання діаграми кутового переміщення, методом описаним у прикладі 3.4.

Визначаємо масштаби діаграм:

– масштаб кута повороту кривошипа – $\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{210} = 0,02992 \frac{рад}{мм}$,

де $L = 210 мм$ – довжина, що відображає один повний оберт кривошипа на графіку;

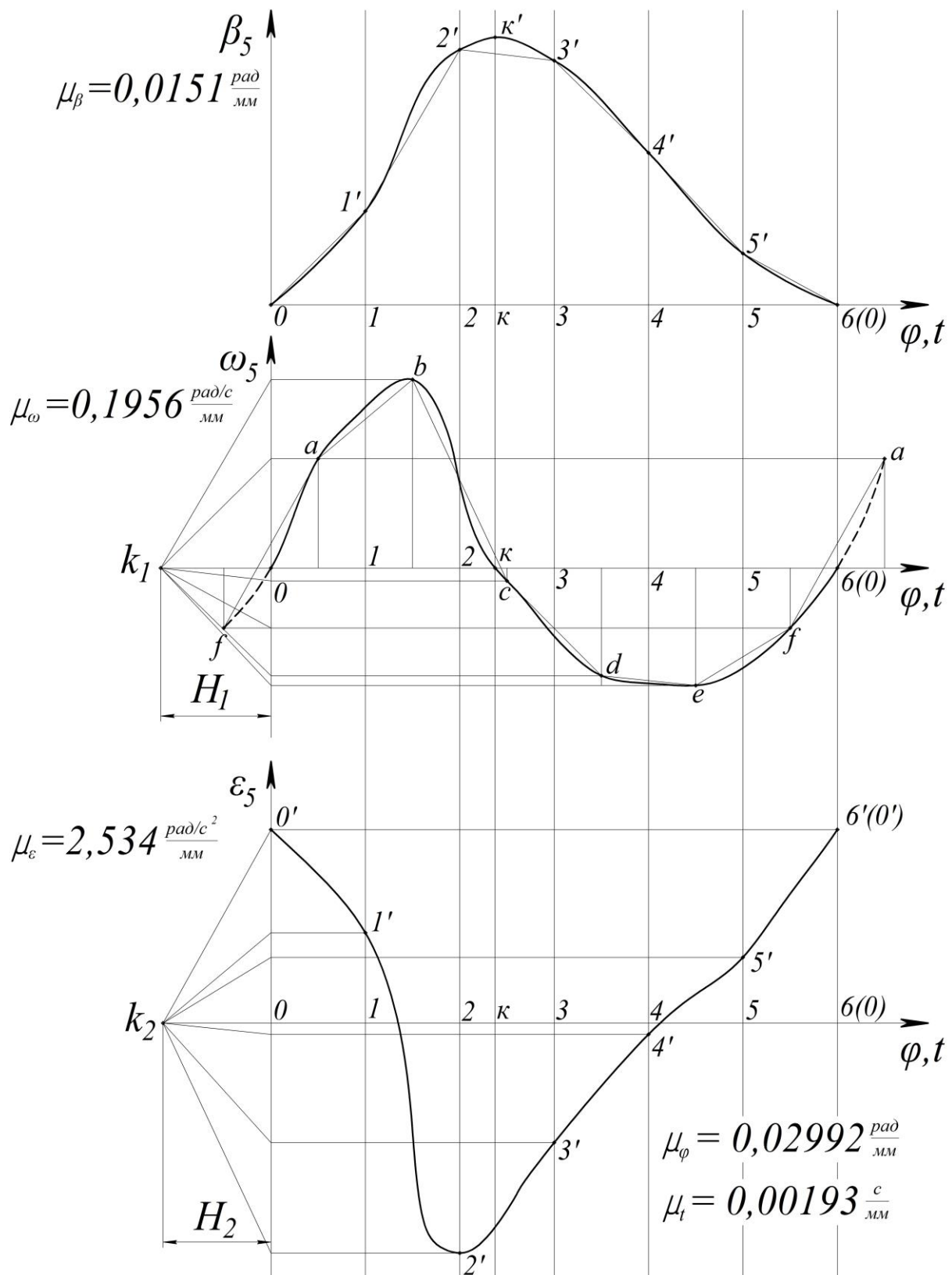


Рис. 3.8. Кінематичні діаграми кутового переміщення, швидкості та прискорення коромисла механізму приводу клапанів бетононасосу

– масштаб часу – $\mu_t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1 \cdot L} = \frac{2 \cdot 3,14}{15,5 \cdot 210} = 0,00193 \frac{с}{мм}$, де

$\omega_1 = 15,5 \frac{рад}{с}$ – кутова швидкість обертання кривошипа;

– масштаб діаграми кутового переміщення коромисла –

$$\mu_\beta = 0,0151 \frac{рад}{мм};$$

– масштаб діаграми кутової швидкості коромисла –

$$\mu_\omega = \frac{\mu_\beta}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{0,0151}{0,00193 \cdot 40} = 0,1956 \frac{рад/с}{мм}, \text{ де } H_1 = 40 \text{ мм} –$$

полюсна відстань на діаграмі кутової швидкості;

– масштаб діаграми кутового прискорення коромисла

$$\mu_\varepsilon = \frac{\mu_\omega}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{0,1956}{0,00193 \cdot 40} = 2,534 \frac{рад/с^2}{мм}, \text{ де } H_2 = 40 \text{ мм} –$$

полюсна відстань на діаграмі кутового прискорення.

Кінематичні діаграми кутового переміщення, кутової швидкості та кутового прискорення коромисла механізму приводу клапанів бетононасосу зображено на рис. 3.8.

Приклад 3.6. Побудувати кінематичні діаграми переміщення, швидкості та прискорення рухомих напрямних (ланки 5) механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном (рис. 3.6) залежно від часу.

Залежно від положення механізму, план положень якого зображено на рис. 3.6, вимірюємо переміщення рухомих напрямних від його крайнього (нульового) положення і відкладаємо його на діаграмі переміщення (рис. 3.9.) в масштабі $\mu_s = 0,0025 \frac{м}{мм}$. Для цього кінематичну пару B в кожному положенні проектуємо на горизонталь і отримуємо точки $B'_0, B'_1, B'_2, B'_3, B'_4$ та B'_5 (рис. 3.9), що відповідають положенню рухомих напрямних.

Для побудови діаграм швидкості та прискорення рухомих напрямних здійснимо графічне диференціювання діаграми переміщення, методом описаним у прикладі 3.4.

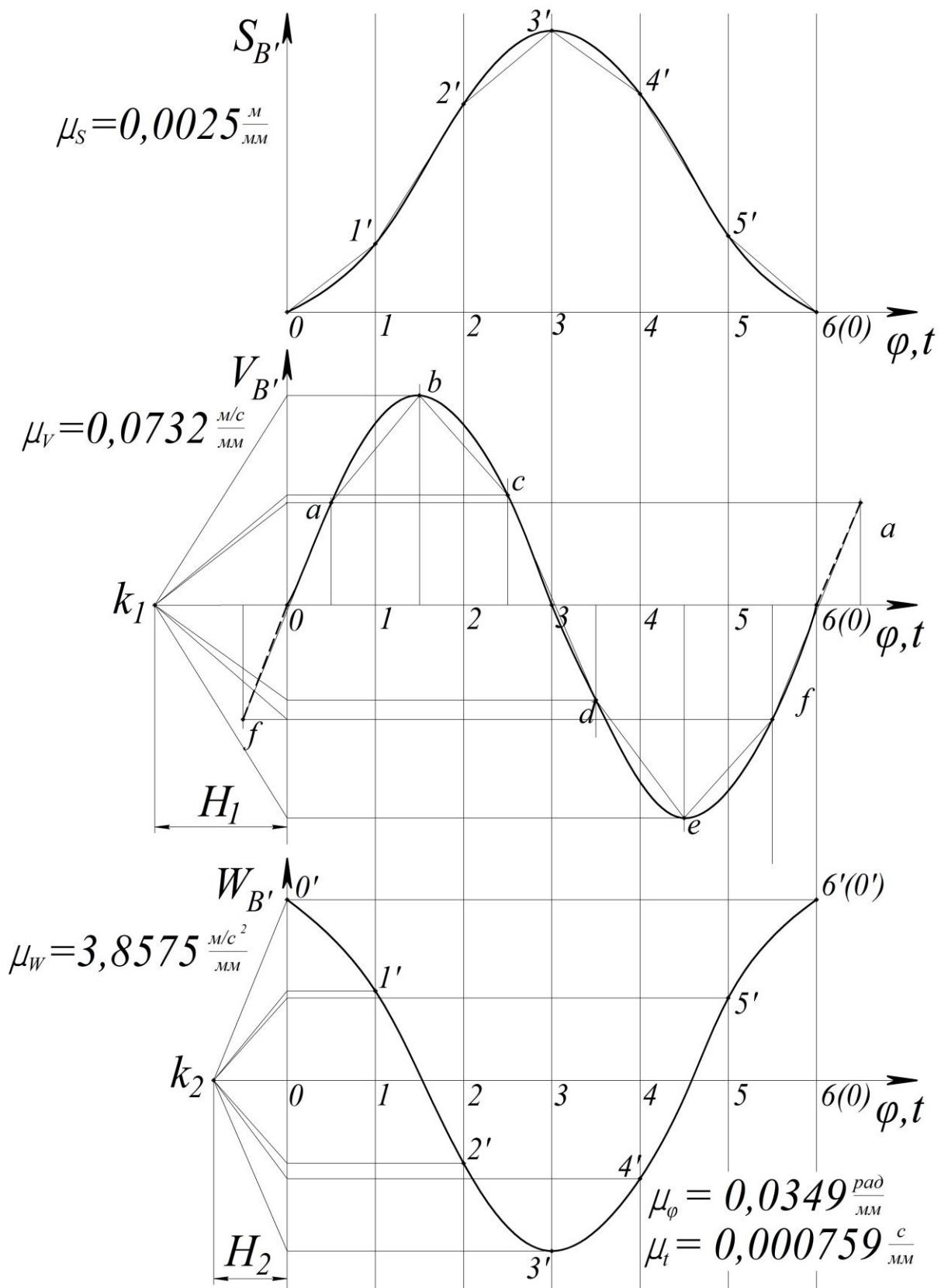


Рис. 3.9. Кінематичні діаграми переміщення, швидкості та прискорення рухомих напрямних механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном

Визначаємо масштаби діаграм:

– масштаб кута повороту кривошипа – $\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{180} = 0,0349 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$,

де $L = 180 \text{ мм}$ – довжина, що відображає один повний оберт кривошипа на графіку;

– масштаб часу – $\mu_t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1 \cdot L} = \frac{2 \cdot 3,14}{46 \cdot 180} = 0,000759 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$, де

$\omega_1 = 46 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ – кутова швидкість обертання кривошипа;

– масштаб діаграми переміщення – $\mu_s = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$;

– масштаб діаграми швидкості рухомих напрямних –

$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{0,0025}{0,000759 \cdot 45} = 0,0732 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$, де $H_1 = 45 \text{ мм}$ –

полюсна відстань на діаграмі швидкості;

– масштаб діаграми прискорення рухомих напрямних

$\mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{0,0732}{0,000759 \cdot 25} = 3,8575 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$, де $H_1 = 25 \text{ мм}$ –

полюсна відстань на діаграмі прискорення.

Кінематичні діаграми переміщення, швидкості та прискорення рухомих напрямних механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном зображено на рис. 3.9.

3.4. Побудова планів швидкостей

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

Плани швидкостей будують 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 важільного та кулісного механізмів.

Приклад 3.7. Побудувати план швидкостей механізму приводу хитного конвеєра. На плані положень механізму приводу хитного конвеєра (рис. 3.2) вибираємо перше положення, для якого будемо будувати план швидкостей. Всі геометричні параметри даного механізму та значення кутової швидкості його ведучої ланки наведені в прикладі 3.1.

Для першої групи Л.В. Ассура, 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 $V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 15,5 \cdot 0,1 = 1,55 \frac{м}{с}$ – 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. 3.10) швидкості V_A довільної довжини перпендикулярно до кривошипа за напрямком його обертання. Залежно від довжини вектора pa визначаємо масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{1,55}{60} = 0,02583 \frac{м/с}{мм}. \quad \text{З точки } a \text{ на плані швидкостей}$$

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. 3.10). 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: $\frac{O_3C}{O_3B} = \frac{pc}{pb}$; звідси

$$pc = pb \cdot \frac{O_3C}{O_3B} = 44 \cdot \frac{110}{65} = 75 \text{ мм}, \text{ де } pb = 44 \text{ мм} - \text{вимірюється}$$

безпосередньо із плану швидкостей.

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 горизонтально (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. 3.10) 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 горизонтальну 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. 3.10).

Вважаючи ланки механізму однорідними стрижнями, скористаємось теоремою подібності для визначення швидкостей центрів мас ланок. Для цього з полюса проводимо вектори до точок s_1 , s_2 та s_4 (рис. 3.10), що відображають швидкості V_{S_1} , V_{S_2} та V_{S_4} . Точки s_1 , s_2 та s_4 знаходяться посередині відрізків pa , ab та cd відповідно, оскільки $O_1s_1 = 0,5 \cdot O_1A$, $As_2 = 0,5 \cdot AB$ та $Cs_4 = 0,5 \cdot CD$.

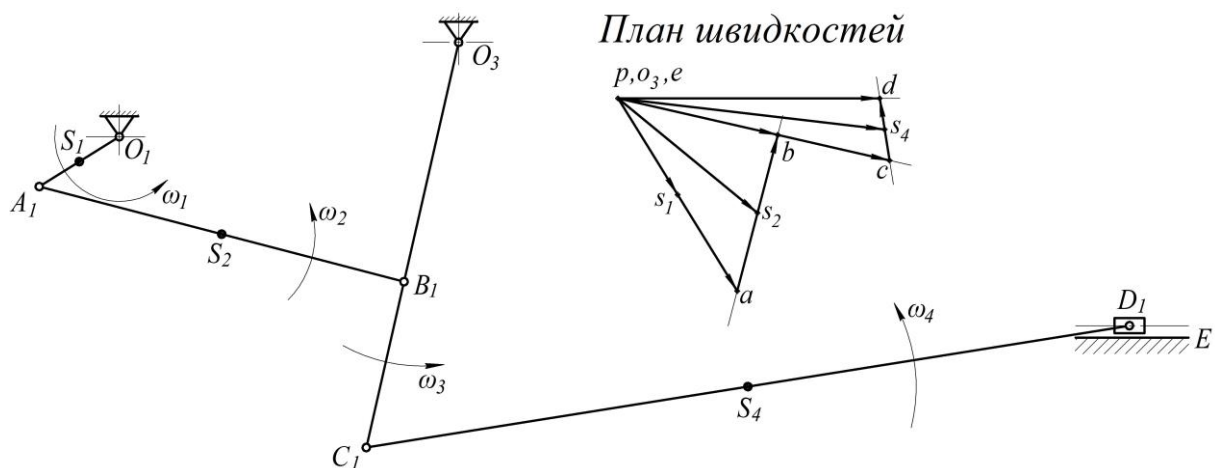


Рис. 3.10. План швидкостей механізму приводу хитного конвеєра у першому положенні

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

$$V_B = (pb) \cdot \mu_V = 44 \cdot 0,02583 = 1,136 \frac{m}{c};$$

$$V_{BA} = (ab) \cdot \mu_V = 43 \cdot 0,02583 = 1,11 \frac{m}{c};$$

$$V_C = (pc) \cdot \mu_V = 75 \cdot 0,02583 = 1,937 \frac{m}{c};$$

$$\begin{aligned}
 V_D &= (pd) \cdot \mu_V = 69 \cdot 0,02583 = 1,782 \text{ м/с}; \\
 V_{DC} &= (cd) \cdot \mu_V = 16 \cdot 0,02583 = 0,413 \text{ м/с}; \\
 V_{S_1} &= (ps_1) \cdot \mu_V = 30 \cdot 0,02583 = 0,775 \text{ м/с}; \\
 V_{S_2} &= (ps_2) \cdot \mu_V = 48 \cdot 0,02583 = 1,24 \text{ м/с}; \\
 V_{S_4} &= (ps_4) \cdot \mu_V = 71 \cdot 0,02583 = 1,834 \text{ м/с}; \\
 \omega_2 &= \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{1,11}{0,4} = 2,775 \text{ рад/с}; \quad \omega_3 = \frac{V_C}{l_{O_3C}} = \frac{1,937}{0,44} = 4,402 \text{ рад/с}; \\
 \omega_4 &= \frac{V_{DC}}{l_{CD}} = \frac{0,413}{0,82} = 0,504 \text{ рад/с}.
 \end{aligned}$$

Напрямки кутових швидкостей ω_2 , ω_3 та ω_4 визначаються з плану швидкостей (рис. 3.10) за напрямком лінійних швидкостей V_{BA} , V_C та V_{DC} відповідно. Аналогічно будуються плани швидкостей для інших положень механізму (вони зображені на прикладі виконання аркуша кінематичного дослідження механізму приводу хитного конвеєра в додатку А). Із побудованих планів швидкостей визначаємо лінійні та кутові швидкості всіх точок і ланок для інших положень механізму. Результати обчислень заносимо до табл. 3.1.

Таблиця 3.1

**Результати обчислень кінематичних параметрів
механізму приводу хитного конвеєра**

№ полож.	0	1	2	3	к	4	5	6(0)
V_A , м/с	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55
V_B , м/с	0	1,136	1,601	0,556	0	1,975	1,307	0
V_{BA} , м/с	1,55	1,11	0,194	1,136	1,55	2,144	0,439	1,55
V_C , м/с	0	1,937	2,712	0,946	0	3,358	2,221	0
V_{DC} , м/с	0	0,413	0,413	0,439	0	0,904	0,465	0
V_D , м/с	0	1,782	2,748	0,878	0	3,384	2,105	0

Закінчення таблиці 3.1

№ полож.	0	1	2	3	к	4	5	6(0)
$V_{S_1}, \text{ м/с}$	0,775	0,775	0,775	0,775	0,775	0,775	0,775	0,775
$V_{S_2}, \text{ м/с}$	0,775	1,24	1,576	1,007	0,775	1,42	1,42	0,775
$V_{S_4}, \text{ м/с}$	0	1,834	2,712	0,891	0	3,332	2,157	0
$\omega_2, \text{ рад/с}$	3,875	2,775	0,485	2,84	3,875	5,36	1,098	3,875
$\omega_3, \text{ рад/с}$	0	4,402	6,164	2,15	0	7,632	5,048	0
$\omega_4, \text{ рад/с}$	0	0,504	0,504	0,535	0	1,102	0,567	0

Приклад 3.8. Побудувати план швидкостей механізму приводу клапанів бетононасосу. На плані положень механізму приводу клапанів бетононасосу (рис. 3.4) вибираємо п'яте положення, для якого будемо будувати план швидкостей. Всі геометричні параметри даного механізму та значення кутової швидкості його ведучої ланки наведені в прикладі 3.2.

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

$$\begin{cases} \overline{V_F} = \overline{V_A} + \overline{V_{FA}}; \\ \overline{V_F} = \overline{V_{O_3}} + \overline{V_{FO_3}}, \end{cases}$$

де $V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 15,5 \cdot 0,12 = 1,86 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість точки A кривошипа, яка направлена перпендикулярно до кривошипа за напрямком кутової швидкості ω_1 ; V_{FA} – швидкість точки F відносно точки A , направлена паралельно до ланки O_3B (модуль невідомий); $V_{O_3} = 0$ – швидкість точки O_3 (стояка); V_{FO_3} – швидкість точки F 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_{FA} та V_{FO_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. 3.11) швидкості V_A довільної довжини перпендикулярно до кривошипа за напрямком його обертання. Залежно від довжини вектора pa визначаємо масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{1,86}{50} = 0,0372 \frac{m/c}{mm}. \quad \text{З точки } a \text{ на плані швидкостей}$$

проводимо лінію паралельну до ланки O_3B (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{FA}). 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_{FO_3}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори швидкостей V_{FA} та V_{FO_3}) перетнуться, там і буде точка f (рис. 3.11).

Вектор швидкості V_{FA} виходить з точки a і закінчується в точці f , а вектор швидкості V_{FO_3} виходить з точки p і закінчується в точці f .

Оскільки точки O_3 , F та B знаходяться на одній ланці, то вектор швидкості точки B буде продовженням вектора pf , а довжина його

визначається з теореми подібності: $\frac{O_3B}{O_3F} = \frac{pb}{pf}$; звідси:

$$pb = pf \cdot \frac{O_3B}{O_3F} = 40 \cdot \frac{140}{129} = 43 \text{ мм},$$

де $pf = 40 \text{ мм}$ – вимірюється безпосередньо із плану швидкостей, $O_3F = 129 \text{ мм}$ – вимірюється в кожному положенні із плану положень.

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

$$\begin{cases} \overline{V_C} = \overline{V_B} + \overline{V_{CB}}; \\ \overline{V_C} = \overline{V_{O_5}} + \overline{V_{CO_5}}, \end{cases}$$

де V_B – швидкість точки B , яка вже знайдена з попередньої побудови (вектор pb); V_{CB} – швидкість точки C відносно точки B , направлена перпендикулярно до ланки BC (модуль невідомий); $V_{O_5} = 0$ – швидкість точки O_5 (стояка); V_{CO_5} – швидкість точки C відносно точки O_5 , направлена перпендикулярно до ланки O_5C (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі швидкостей V_{CB} та V_{CO_5} , отже ця система може бути розв’язана графічно.

З точки b на плані швидкостей (рис. 3.11) проводимо лінію перпендикулярну до ланки BC (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{CB}). Оскільки швидкість $V_{O_5} = 0$, то точку o_5 ставимо в полюсі, а з неї проводимо лінію перпендикулярну до ланки O_5C (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{CO_5}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори швидкостей V_{CB} та V_{CO_5}) перетнуться, там і буде точка c . Вектор швидкості V_{CB} виходить з точки b і закінчується в точці c , а вектор швидкості V_{CO_5} виходить з точки p і також закінчується в точці c (рис. 3.11).

Вважаючи ланки механізму однорідними стержнями, скористаємось теоремою подібності для визначення швидкостей центрів мас ланок. Для цього з полюса проводимо вектори до точок s_3 , s_4 та s_5 (рис. 3.11), що відображають швидкості V_{S_3} , V_{S_4} та V_{S_5} . Точки s_3 , s_4 та s_5 знаходяться посередині відрізків pb , bc та pc відповідно, оскільки $O_3S_3 = 0,5 \cdot O_3B$, $BS_4 = 0,5 \cdot BC$ та $O_5S_5 = 0,5 \cdot O_5C$.

Користуючись планом швидкостей, визначимо лінійні швидкості точок та кутові швидкості ланок механізму приводу клапанів бетононасосу для п’ятого його положення:

$$V_{FA} = (af) \cdot \mu_V = 30 \cdot 0,0372 = 1,116 \frac{m}{c};$$

$$V_{FO_3} = (pf) \cdot \mu_V = 40 \cdot 0,0372 = 1,488 \frac{m}{c};$$

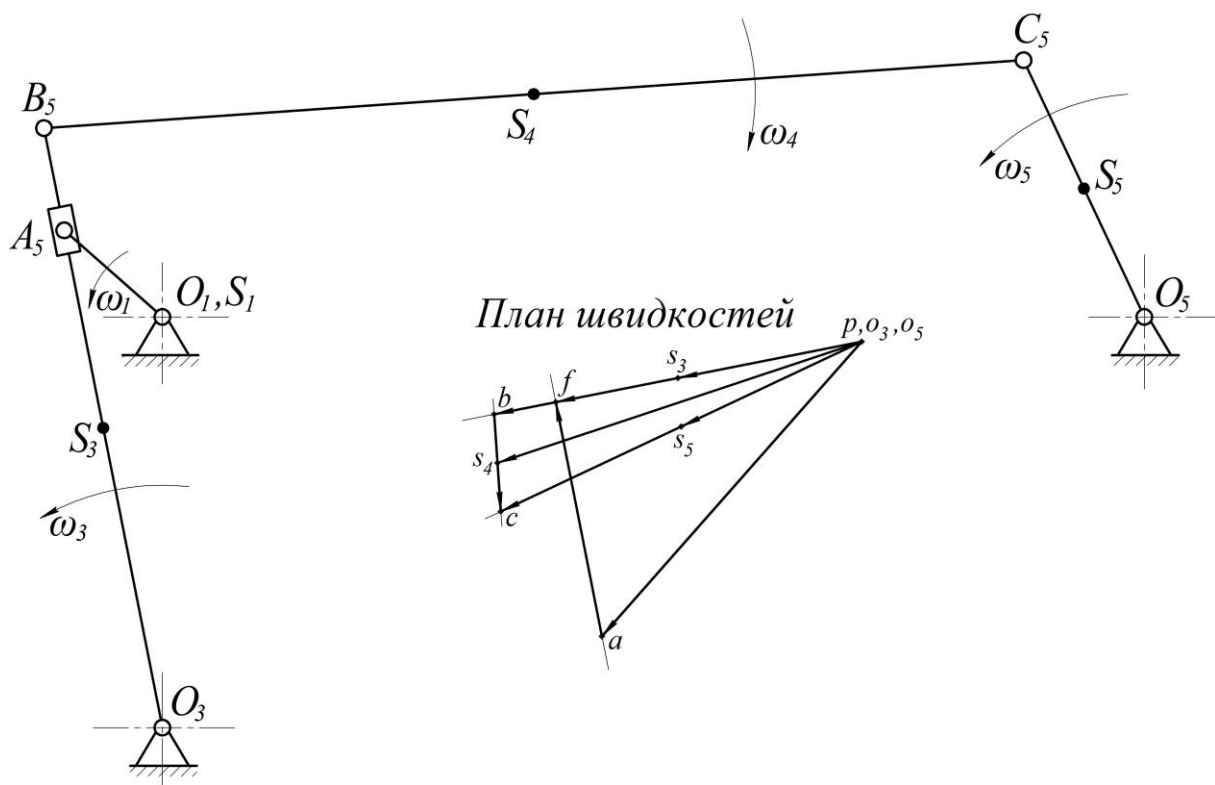


Рис. 3.11. План швидкостей механізму приводу клапанів бетононасосу у п'ятому положенні

$$V_{BO_3} = (pb) \cdot \mu_V = 48 \cdot 0,0372 = 1,786 \text{ м/с};$$

$$V_{CB} = (bc) \cdot \mu_V = 12 \cdot 0,0372 = 0,446 \text{ м/с};$$

$$V_{CO_5} = (pc) \cdot \mu_V = 50 \cdot 0,0372 = 1,86 \text{ м/с};$$

$$V_{S_1} = (ps_1) \cdot \mu_V = 25 \cdot 0,0372 = 0,93 \text{ м/с};$$

$$V_{S_3} = (ps_3) \cdot \mu_V = 24 \cdot 0,0372 = 0,893 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = (ps_4) \cdot \mu_V = 49 \cdot 0,0372 = 1,823 \text{ м/с};$$

$$V_{S_5} = (ps_5) \cdot \mu_V = 25 \cdot 0,0372 = 0,93 \text{ м/с};$$

$$\omega_3 = \frac{V_{BO_3}}{l_{O_3B}} = \frac{1,786}{0,56} = 3,189 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}} = \frac{0,446}{0,9} = 0,495 \text{ рад/с}; \quad \omega_5 = \frac{V_{CO_5}}{l_{O_5C}} = \frac{1,86}{0,26} = 7,154 \text{ рад/с}.$$

Напрямки кутових швидкостей ω_3 , ω_4 та ω_5 визначаються з плану швидкостей (рис. 3.11) за напрямком лінійних швидкостей V_{BO_3} , V_{CB} та V_{CO_5} відповідно. Аналогічно будуються плани швидкостей для інших положень механізму (вони зображені на прикладі виконання аркуша кінематичного дослідження механізму приводу клапанів бетононасосу в додатку А). Із побудованих планів швидкостей визначаємо лінійні та кутові швидкості всіх точок і ланок для інших положень механізму. Результати обчислень заносимо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Результати обчислень кінематичних параметрів механізму приводу клапанів бетононасосу

№ полож.	0	1	2	κ	3	4	5	6(0)
V_A , м/с	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86
V_{FA} , м/с	1,86	0,521	1,674	1,86	1,525	0,279	1,116	1,86
V_{FO_3} , м/с	0	1,786	0,781	0	1,042	1,823	1,488	0
V_{BO_3} , м/с	0	3,572	1,376	0	1,34	2,084	1,786	0
V_{CB} , м/с	0	0,409	0,67	0	0,558	0,112	0,446	0
V_{CO_5} , м/с	0	3,572	1,712	0	1,6	2,084	1,86	0
V_{S_3} , м/с	0	1,786	0,688	0	0,67	1,042	0,893	0
V_{S_4} , м/с	0	3,572	1,525	0	1,451	2,084	1,823	0
V_{S_5} , м/с	0	1,786	0,856	0	0,8	1,042	0,93	0
ω_3 , рад/с	0	6,378	2,457	0	2,393	3,721	3,189	0
ω_4 , рад/с	0	0,454	0,744	0	0,62	0,124	0,495	0
ω_5 , рад/с	0	13,738	6,585	0	6,154	8,015	7,154	0

Приклад 3.9. Побудувати план швидкостей механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном. На плані положень механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном (рис. 3.6) вибираємо перше положення, для якого будемо будувати план швидкостей. Всі

геометричні параметри даного механізму та значення кутової швидкості його ведучої ланки наведені в прикладі 3.3.

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

$$\begin{cases} \overline{V_C} = \overline{V_A} + \overline{V_{CA}}; \\ \overline{V_C} = \overline{V_{O_3}} + \overline{V_{CO_3}}, \end{cases}$$

де $V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 46 \cdot 0,12 = 5,52 \text{ м/с}$ – швидкість точки A кривошипа, яка направлена перпендикулярно до кривошипа за напрямком кутової швидкості ω_1 ; V_{CA} – швидкість точки C відносно точки A , направлена перпендикулярно до ланки AC (модуль невідомий); $V_{O_3} = 0$ – швидкість точки O_3 (стояка); V_{CO_3} – швидкість точки C відносно точки O_3 , направлена перпендикулярно до ланки O_3C (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі швидкостей V_{CA} та V_{CO_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. 3.12) швидкості V_A довільної довжини перпендикулярно до кривошипа за напрямком його обертання. Залежно від довжини вектора pa визначаємо масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{5,52}{60} = 0,092 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

З точки a на плані швидкостей

проводимо лінію перпендикулярну до ланки AC (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{CA}). Оскільки швидкість $V_{O_3} = 0$, то точку o_3 ставимо в полюсі, а з неї проводимо лінію перпендикулярну до ланки O_3C (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{CO_3}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори

швидкостей V_{CA} та V_{CO_3}) перетнуться, там і буде точка c (рис. 3.12). Вектор швидкості V_{CA} виходить з точки a і закінчується в точці c , а вектор швидкості V_{CO_3} виходить з точки p і закінчується в точці c . Оскільки точки A , B та C знаходяться на одній ланці, то місце розташування точки b на плані швидкостей буде визначено з теореми подібності: $AB = 0,5 \cdot AC$; звідси $ab = 0,5 \cdot ac$, де $ac = 10 \text{ мм}$ – вимірюється безпосередньо із плану швидкостей. Вектор, проведений з полюса p до точки b , буде відображати швидкість V_B .

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

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

де V_B – швидкість точки B , яка вже знайдена з попередньої побудови (вектор pb); V_{DB} – швидкість точки D відносно точки B , направлена вертикально (модуль невідомий); $V_E = 0$ – швидкість точки E (стояка); V_{DE} – швидкість точки D відносно точки E , направлена горизонтально (модуль невідомий).

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

З точки b на плані швидкостей (рис. 3.12) проводимо вертикальну лінію (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{DB}). Оскільки швидкість $V_E = 0$, то точку e ставимо в полюсі, а з неї проводимо горизонтальну лінію (лінію, по якій буде проходити вектор швидкості V_{DE}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори швидкостей V_{DB} та V_{DE}) перетнуться, там і буде точка d . Вектор швидкості V_{DB} виходить з точки b і закінчується в точці d , а вектор швидкості V_{DE} виходить з точки p і також закінчується в точці d (рис. 3.12).

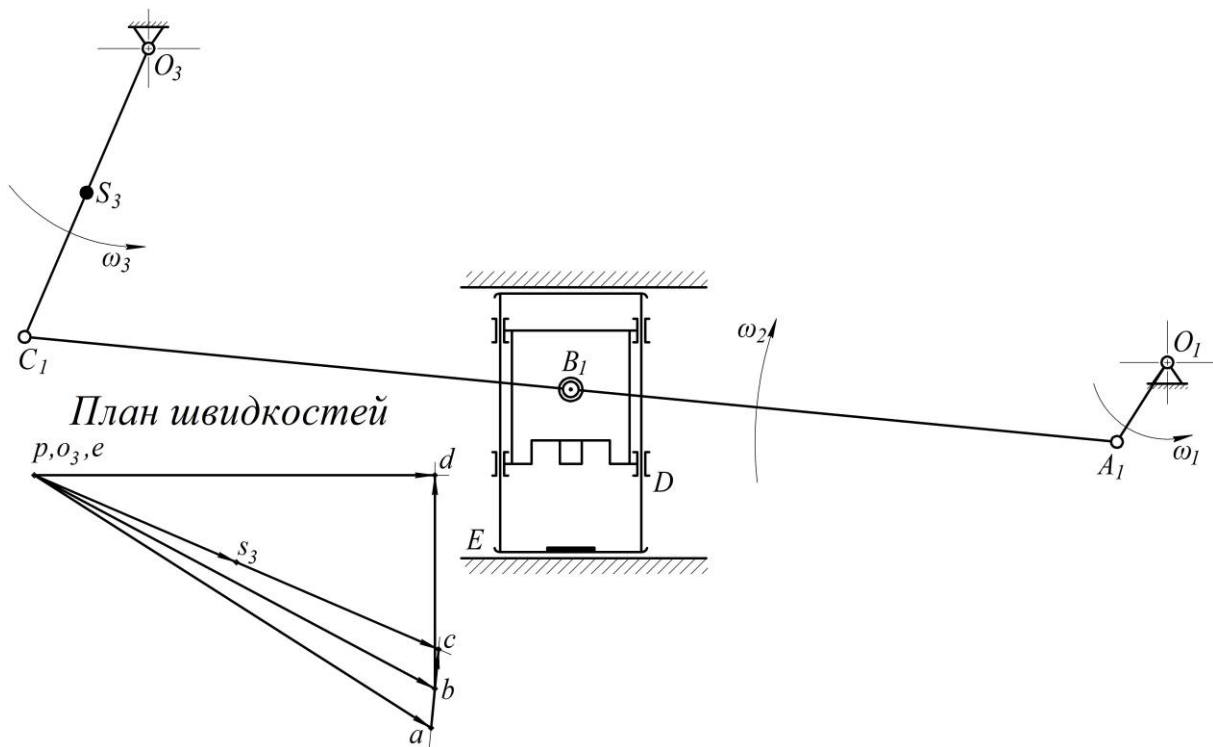


Рис. 3.12. План швидкостей механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном у першому положенні

Вважаючи ланки механізму однорідними стержнями, скористаємось теоремою подібності для визначення швидкості центру мас ланки 3. Для цього з полюса проводимо вектор до точки s_3 (рис. 3.12), що відображає швидкість V_{S_3} . Точка s_3 знаходиться посередині відрізка pc , оскільки $O_3S_3 = 0,5 \cdot O_3C$.

Користуючись планом швидкостей, визначимо лінійні швидкості точок та кутові швидкості ланок механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном для першого його положення:

$$V_{CA} = (ac) \cdot \mu_V = 10 \cdot 0,092 = 0,92 \text{ м/с};$$

$$V_{CO_3} = (pc) \cdot \mu_V = 56 \cdot 0,092 = 5,152 \text{ м/с};$$

$$V_B = (pb) \cdot \mu_V = 58 \cdot 0,092 = 5,336 \text{ м/с};$$

$$V_{DB} = (bd) \cdot \mu_V = 27 \cdot 0,092 = 2,484 \text{ м/с};$$

$$V_{DE} = (pd) \cdot \mu_V = 51 \cdot 0,092 = 4,692 \text{ м/с};$$

$$V_{S_3} = (ps_3) \cdot \mu_V = 28 \cdot 0,092 = 2,576 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = \frac{V_{CA}}{l_{AC}} = \frac{0,92}{1,4} = 0,657 \text{ рад/с}; \quad \omega_3 = \frac{V_{CO_3}}{l_{O_3C}} = \frac{5,152}{0,4} = 12,88 \text{ рад/с}.$$

Напрямки кутових швидкостей ω_2 та ω_3 визначаються з плану швидкостей (рис. 3.12) за напрямком лінійних швидкостей V_{CA} та V_{CO_3} відповідно. Аналогічно будуються плани швидкостей для інших положень механізму (вони зображені на прикладі виконання аркуша кінематичного дослідження механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном в додатку А). Із побудованих планів швидкостей визначаємо лінійні та кутові швидкості всіх точок і ланок для інших положень механізму. Результати обчислень заносимо до табл. 3.3.

Таблиця 3.3

**Результати обчислень кінематичних параметрів
механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном**

№ полож.	0	1	2	3	κ	4	5	6(0)
V_A , м/с	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52
V_{CA} , м/с	5,52	0,92	3,036	5,52	5,52	1,84	4,692	5,52
V_{CO_3} , м/с	0	5,152	4,692	0,214	0	4,416	5,576	0
V_B , м/с	2,76	5,336	4,876	2,76	2,76	4,876	5,023	2,76
V_{DB} , м/с	2,74	2,484	1,012	2,76	2,76	1,656	0,207	2,74
V_{DE} , м/с	0,12	4,692	4,784	0,225	0	4,6	5,023	0,12
V_{S_3} , м/с	0	2,576	2,346	0,107	0	2,208	2,788	0
ω_2 , рад/с	3,943	0,657	2,168	3,943	3,943	1,314	3,351	3,943
ω_3 , рад/с	0	12,88	11,73	0,535	0	11,04	13,94	0

3.5. Побудова планів 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 приклади побудови плану прискорень для важільного та кулісного механізмів.

Приклад 3.10. Побудувати план прискорень механізму приводу хитного конвеєра. На плані положень механізму приводу хитного конвеєра (рис. 3.2) вибираємо перше положення, для якого будемо будувати план прискорень. 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. 3.10) наведено в прикладі 3.7.

Для першої групи Л.В. Ассура, 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 $W_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A} = 15,5^2 \cdot 0,1 = 24,025 \frac{m}{c^2}$ – нормальне прискорення

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

$W_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 2,775^2 \cdot 0,4 = 3,08 \frac{m}{c^2}$ – 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); $W_{BO_3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{O_3B} = 4,402^2 \cdot 0,26 = 5,04 \frac{м}{с^2}$ – 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); $l_{O_3B} = \frac{l_{O_3C}}{1,7} = \frac{0,44}{1,7} = 0,26 м$ – дійсна довжина ланки O_3B (визначається із умови завдання); $W_{BO_3}^{\tau}$ – 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. 3.13) нормального прискорення W_A^n довільної довжини паралельно кривошипу в напрямку від точки A до точки O_1 . Залежно від довжини вектора pa визначаємо масштаб плану прискорень

$$\mu_W = \frac{W_A^n}{pa} = \frac{24,025}{100} = 0,24025 \frac{м}{мм \cdot с^2}. \text{ З точки } a \text{ на плані прискорень}$$

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

$$\text{масштабу плану прискорень } an_1 = \frac{W_{BA}^n}{\mu_W} = \frac{3,08}{0,24025} = 15,4 \text{ мм. З точки}$$

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 масштабу плану прискорень

$$\pi n_2 = \frac{W_{BO_3}^n}{\mu_W} = \frac{5,04}{0,24025} = 21 \text{ мм.}$$

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:

$$\frac{O_3C}{O_3B} = \frac{\pi c}{\pi b}; \text{ звідси } \pi c = \pi b \cdot \frac{O_3C}{O_3B} = 58 \cdot \frac{110}{65} = 98 \text{ мм, де } \pi b = 58 \text{ мм} -$$

вимірюється безпосередньо із плану прискорень (рис. 3.13).

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

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

де W_C – прискорення точки C , яке вже знайдене з попередньої побудови (вектор π_C); $W_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot l_{CD} = 0,504^2 \cdot 0,82 = 0,208 \text{ м/с}^2$ – 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 горизонтально – 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

$$cn_3 = \frac{W_{DC}^n}{\mu_W} = \frac{0,208}{0,24025} = 0,87 \text{ мм.}$$

Оскільки довжина вектора cn_3 на графічній побудові менше 2 мм, то точку n_3 ставимо в точці c . 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 горизонтальну 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 .

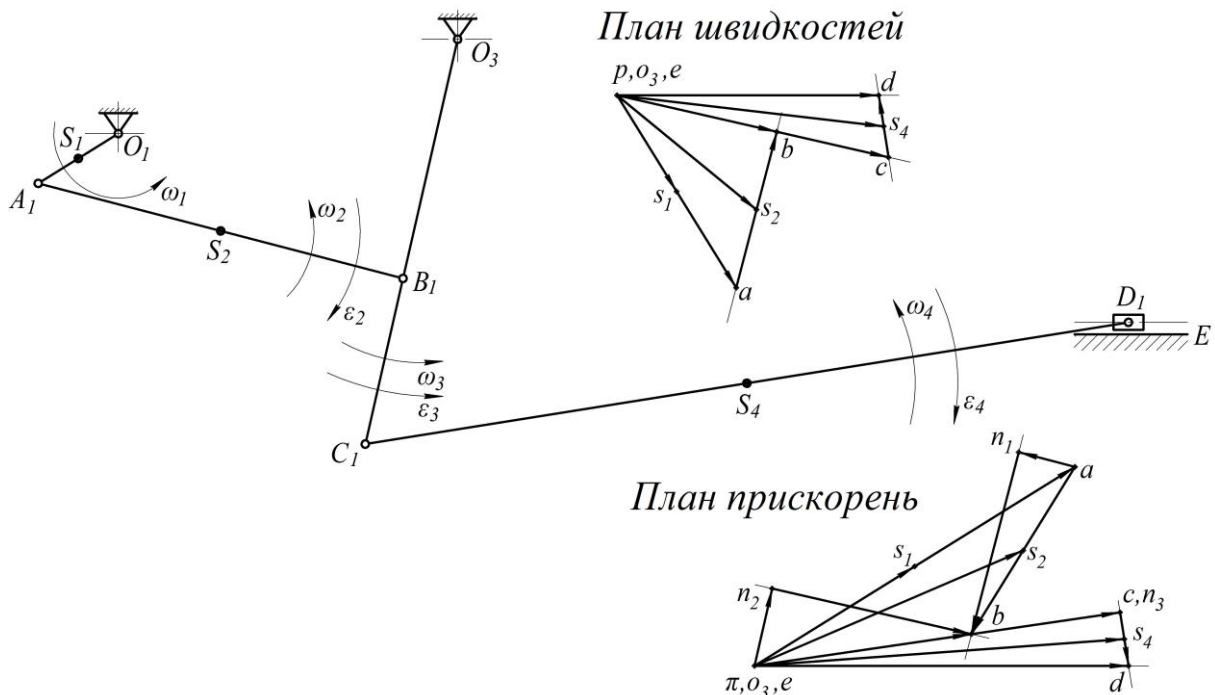


Рис. 3.13. План прискорень механізму приводу хитного конвеєра у першому положенні

Вважаючи ланки механізму однорідними стержнями, скористаємось теоремою подібності для визначення прискорень центрів мас ланок. Для цього з полюса проводимо вектори до точок s_1 , s_2 та s_4 , що відображають прискорення W_{S_1} , W_{S_2} та W_{S_4} . Точки s_1 , s_2 та s_4 знаходяться посередині відрізків pa , ab та cd відповідно, оскільки $O_1S_1 = 0,5 \cdot O_1A$, $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ та $CS_4 = 0,5 \cdot CD$.

Користуючись планом прискорень, визначимо лінійні прискорення ланок та точок механізму і кутові прискорення ланок для другого положення:

$$W_{BA}^{\tau} = (n_1b) \cdot \mu_W = 50 \cdot 0,24025 = 12,0125 \frac{m}{c^2};$$

$$W_{BA} = (ab) \cdot \mu_W = 52 \cdot 0,24025 = 12,493 \frac{m}{c^2};$$

$$W_{BO_3}^{\tau} = (n_2b) \cdot \mu_W = 54 \cdot 0,24025 = 12,9735 \frac{m}{c^2};$$

$$W_B = (\pi b) \cdot \mu_W = 58 \cdot 0,24025 = 13,9345 \frac{M}{c^2};$$

$$W_C = (\pi c) \cdot \mu_W = 98 \cdot 0,24025 = 23,5445 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{DC}^\tau = (n_3 d) \cdot \mu_W = 14 \cdot 0,24025 = 3,3635 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{DC} = (cd) \cdot \mu_W = 14 \cdot 0,24025 = 3,3635 \frac{M}{c^2};$$

$$W_D = (\pi d) \cdot \mu_W = 99 \cdot 0,24025 = 23,785 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{S_1} = (\pi s_1) \cdot \mu_W = 50 \cdot 0,24025 = 12,0125 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{S_2} = (\pi s_2) \cdot \mu_W = 77 \cdot 0,24025 = 18,5 \frac{M}{c^2};$$

$$W_{S_4} = (\pi s_4) \cdot \mu_W = 98 \cdot 0,24025 = 23,5445 \frac{M}{c^2};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{12,0125}{0,4} = 30,03 \frac{rad}{c^2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{BO_3}^\tau}{l_{O_3B}} = \frac{12,9735}{0,26} = 49,9 \frac{rad}{c^2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{W_{DC}^\tau}{l_{CD}} = \frac{3,3635}{0,82} = 4,102 \frac{rad}{c^2}.$$

Напрямки кутових прискорень ε_2 , ε_3 та ε_4 визначаються з плану прискорень (рис. 3.13) за напрямком лінійних прискорень W_{BA}^τ , $W_{BO_3}^\tau$ та W_{DC}^τ відповідно. Аналогічно будується план прискорень для четвертого положення механізму (він зображений на прикладі виконання аркуша кінематичного дослідження механізму приводу хитного конвеєра в додатку А). Із побудованого плану прискорень також визначаємо лінійні та кутові прискорення всіх точок і ланок механізму для четвертого його положення. Результати обчислень заносимо до табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Результати обчислень кінематичних параметрів
механізму приводу хитного конвеєра

№ полож.	1	4
$W_A^n, \text{м/с}^2$	24,025	24,025
$W_{BA}^n, \text{м/с}^2$	3,08	11,492
$W_{BA}^\tau, \text{м/с}^2$	12,0125	19,61
$W_{BA}, \text{м/с}^2$	12,493	22,72
$W_{BO_3}^n, \text{м/с}^2$	5,04	15,144
$W_{BO_3}^\tau, \text{м/с}^2$	12,9735	16,92
$W_B, \text{м/с}^2$	13,9345	22,704
$W_C, \text{м/с}^2$	23,5445	38,596
$W_{DC}^n, \text{м/с}^2$	0,208	0,996
$W_{DC}^\tau, \text{м/с}^2$	3,3635	17,156
$W_{DC}, \text{м/с}^2$	3,3635	17,183
$W_D, \text{м/с}^2$	23,785	32,955
$W_{S_1}, \text{м/с}^2$	12,0125	12,0125
$W_{S_2}, \text{м/с}^2$	18,5	20,42
$W_{S_4}, \text{м/с}^2$	23,5445	34,836
$\varepsilon_2, \text{рад/с}^2$	30,03	49,025
$\varepsilon_3, \text{рад/с}^2$	49,9	66,077
$\varepsilon_4, \text{рад/с}^2$	4,102	20,922

Приклад 3.11. Побудувати план прискорень механізму приводу клапанів бетононасосу. На плані положень механізму приводу клапанів бетононасосу (рис. 3.4) вибираємо п'яте положення, для якого будемо будувати план прискорень. Всі геометричні параметри даного механізму та значення кутової швидкості його ведучої ланки наведені в прикладі 3.2, а план швидкостей до цього положення механізму (рис. 3.11) наведено в прикладі 3.8.

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

$$\begin{cases} \overline{W}_F = \overline{W}_A^n + \overline{W}_{FA}^k + \overline{W}_{FA}^r; \\ \overline{W}_F = \overline{W}_{O_3} + \overline{W}_{FO_3}^n + \overline{W}_{FO_3}^\tau, \end{cases}$$

де $W_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A} = 15,5^2 \cdot 0,12 = 28,83 \frac{m}{c^2}$ – нормальне прискорення точки A кривошипа, яке направлене паралельно кривошипу в напрямку від точки A до точки O_1 (до центра обертання ланки 1); $W_{FA}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{FA} = 2 \cdot 3,189 \cdot 1,116 = 7,118 \frac{m}{c^2}$ – коріолісове прискорення точки F відносно точки A . Коріолісове прискорення виникає при поступальному русі повзуна по напрямній, яка в свою чергу здійснює обертальний рух (у кулісних механізмах). Напрямок коріолісового прискорення визначається напрямом вектора швидкості V_{FA} , повернутого відносно його початку на кут 90° у напрямку кутової швидкості ω_3 куліси (рис. 3.14). В даному випадку напрямок коріолісового прискорення буде перпендикулярним до куліси і направленим вліво. W_{FA}^r – відносне прискорення точки F відносно точки A , направлене паралельно ланці O_3B (модуль невідомий); $W_{O_3} = 0$ – прискорення точки O_3 (стояка); $W_{FO_3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{O_3F} = 3,189^2 \cdot 0,516 = 5,248 \frac{m}{c^2}$ – нормальна складова прискорення точки F відносно точки O_3 , направлена паралельно ланці O_3B в напрямку від точки F до точки O_3 (до центра обертання ланки 3); $l_{O_3F} = O_3F \cdot \mu_l = 129 \cdot 0,004 = 0,516 \text{ м}$ – дійсна довжина відрізка O_3F ланки 3 (визначається із креслення в кожному положенні), $W_{FO_3}^\tau$ – тангенціальна складова прискорення точки F 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_{FA}^r та $W_{FO_3}^t$, 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 πa (рис. 3.14) 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

$$\mu_W = \frac{W_A^n}{\pi a} = \frac{28,83}{150} = 0,1922 \frac{м/с^2}{мм}$$

проводимо вектор ak коріолісового прискорення точки F відносно точки A (W_{FA}^k) перпендикулярно до ланки O_3B в напрямку кутової швидкості ω_3 куліси (вліво). Довжина вектора ak визначається

$$\text{залежно від масштабу плану прискорень } ak = \frac{W_{FA}^k}{\mu_W} = \frac{7,118}{0,1922} = 37 \text{ мм.}$$

З точки k проводимо лінію, паралельну ланці O_3B (лінію, по якій буде проходити вектор відносного прискорення точки F відносно точки A). Оскільки прискорення $W_{O_3} = 0$, то точку o_3 ставимо в полюсі, а з неї проводимо вектор πn_1 нормальної складової прискорення точки F відносно точки O_3 ($W_{FO_3}^n$) паралельно ланці O_3B в напрямку від точки F до точки O_3 . Довжина вектора πn_1 визначається залежно від масштабу плану прискорень

$$\pi n_1 = \frac{W_{FO_3}^n}{\mu_W} = \frac{5,248}{0,1922} = 27,3 \text{ мм.}$$

З точки n_1 проводимо лінію перпендикулярну до ланки O_3B (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки F відносно точки O_3). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори прискорень W_{FA}^r та $W_{FO_3}^t$) перетнуться, там і буде точка f . Вектор

відносного прискорення W_{FA}^r виходить з точки k і закінчується в точці f , а вектор повного прискорення точки F відносно точки A (W_{FA}) виходить з точки a і закінчується в точці f . Аналогічно вектор тангенціальної складової прискорення $W_{FO_3}^t$ виходить з точки n_1 і закінчується в точці f , а вектор повного прискорення точки F відносно точки O_3 (W_{FO_3}) виходить з точки π і закінчується в точці f . Оскільки точки O_3 , F та B знаходяться на одній ланці, то вектор прискорення точки B буде продовженням вектора πf , а довжина його

визначається з теореми подібності: $\frac{O_3B}{O_3F} = \frac{\pi b}{\pi f}$; звідси:

$$\pi b = \pi f \cdot \frac{O_3B}{O_3F} = 60 \cdot \frac{140}{129} = 66 \text{ мм},$$

де $\pi f = 60 \text{ мм}$ – вимірюється безпосередньо із плану прискорень (рис. 3.14), $O_3F = 129 \text{ мм}$ – вимірюється в кожному положенні із плану положень.

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

$$\begin{cases} \overline{W_C} = \overline{W_B} + \overline{W_{CB}^n} + \overline{W_{CB}^t}; \\ \overline{W_C} = \overline{W_{O_5}} + \overline{W_{CO_5}^n} + \overline{W_{CO_5}^t}, \end{cases}$$

де W_B – прискорення точки B , яке вже знайдене з попередньої побудови (вектор πb); $W_{CB}^n = \omega_4^2 \cdot l_{BC} = 0,495^2 \cdot 0,9 = 0,22 \text{ м/с}^2$ – нормальна складова прискорення точки C відносно точки B , направлена паралельно ланці BC в напрямку від точки C до точки B (до центра обертання ланки 4); W_{CB}^t – тангенціальна складова прискорення точки C відносно точки B , направлена перпендикулярно до ланки BC (модуль невідомий); $W_{O_5} = 0$ – прискорення точки O_5 (стояка); $W_{CO_5}^n = \omega_5^2 \cdot l_{O_5C} = 7,154^2 \cdot 0,26 = 13,307 \text{ м/с}^2$ – нормальна

складова прискорення точки C відносно точки O_5 , направлена паралельно ланці O_5C в напрямку від точки C до точки O_5 (до центра обертання ланки 5); $W_{CO_5}^t$ – тангенціальна складова прискорення точки C відносно точки O_5 , направлена перпендикулярно до ланки O_5C (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі прискорень W_{CB}^t та $W_{CO_5}^t$, отже ця система може бути розв’язана графічно.

З точки b на плані прискорень (рис. 3.14) проводимо вектор bn_2 нормальної складової прискорення точки C відносно точки B (W_{CB}^n) паралельно ланці BC в напрямку від точки C до точки B . Довжина вектора bn_2 визначається залежно від масштабу плану прискорень

$$bn_2 = \frac{W_{CB}^n}{\mu_W} = \frac{0,22}{0,1922} = 1,145 \text{ мм.}$$

Оскільки довжина вектора bn_2 на графічній побудові менше 2 мм, то точку n_2 ставимо в точці b . З точки n_2 проводимо лінію перпендикулярну до ланки BC (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки C відносно точки B). Оскільки прискорення $W_{O_5} = 0$, то точку o_5 ставимо в полюсі, а з неї проводимо вектор pn_3 нормальної складової прискорення точки C відносно точки O_5 ($W_{CO_5}^n$) паралельно ланці O_5C в напрямку від точки C до точки O_5 . Довжина вектора pn_3 визначається залежно від масштабу плану прискорень

$$pn_3 = \frac{W_{CO_5}^n}{\mu_W} = \frac{13,307}{0,1922} = 69,2 \text{ мм.}$$

З точки n_3 проводимо лінію перпендикулярну до ланки O_5C (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки C відносно точки O_5). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори прискорень W_{CB}^t та $W_{CO_5}^t$) перетнуться, там і буде точка c . Вектор

тангенціального прискорення W_{CB}^{τ} виходить з точки n_2 і закінчується в точці c , а вектор повного прискорення точки C відносно точки B (W_{CB}) виходить з точки b і закінчується в точці c . Аналогічно вектор тангенціальної складової прискорення $W_{CO_5}^{\tau}$ виходить з точки n_3 і закінчується в точці c , а вектор повного прискорення точки C відносно точки O_5 (W_{CO_5}) виходить з точки π і закінчується в точці c .

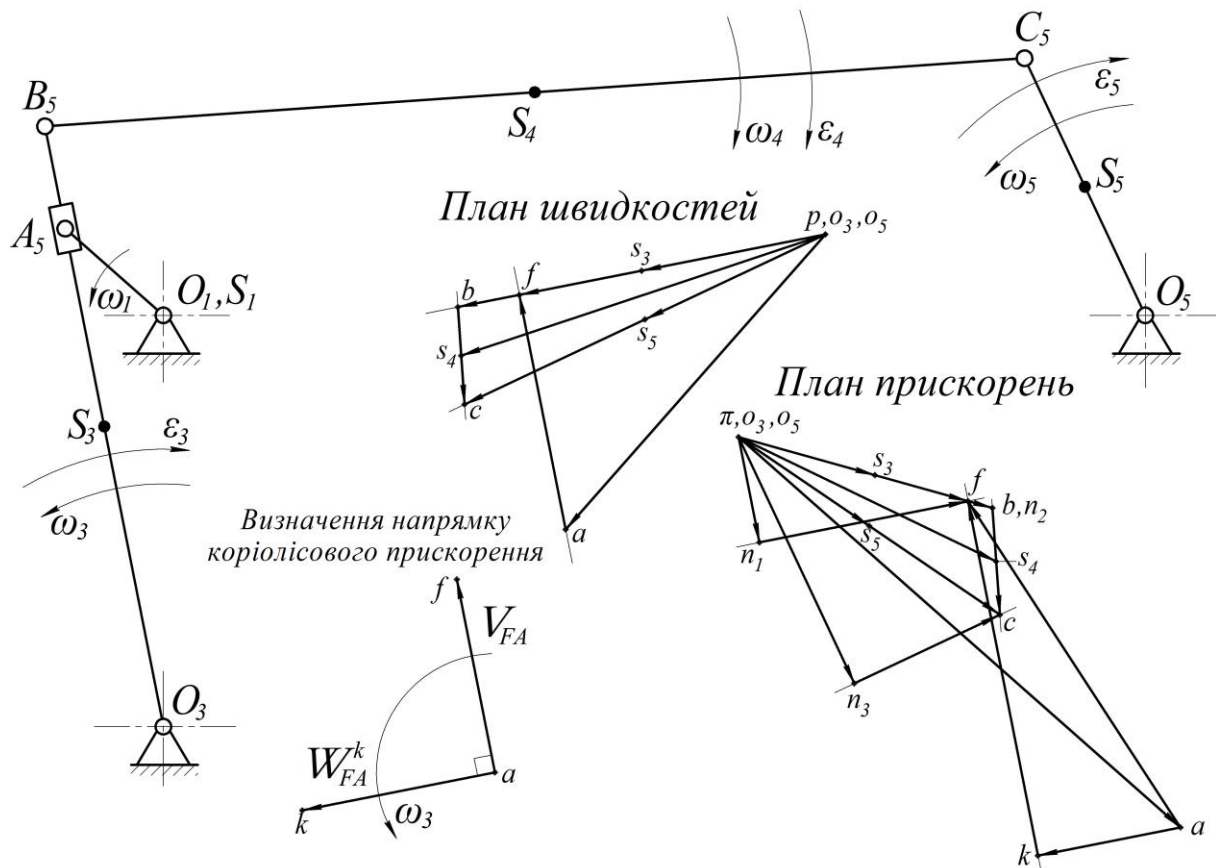


Рис. 3.14. План прискорень механізму приводу клапанів бетононасосу у п'ятому положенні

Вважаючи ланки механізму однорідними стержнями, скористаємось теоремою подібності для визначення прискорень центрів мас ланок. Для цього з полюса проводимо вектори до точок s_3 , s_4 та s_5 , що відображають прискорення W_{S_3} , W_{S_4} та W_{S_5} . Точки s_3 , s_4 та s_5 знаходяться посередині відрізків πb , bc та πc відповідно, оскільки $O_3S_3 = 0,5 \cdot O_3B$, $BS_4 = 0,5 \cdot BC$ та $O_5S_5 = 0,5 \cdot O_5C$

Користуючись планом прискорень, визначимо лінійні прискорення точок і кутові прискорення ланок механізму приводу клапанів бетононасосу для його п'ятого положення:

$$W_{FA}^r = (kf) \cdot \mu_W = 92 \cdot 0,1922 = 17,682 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{FA} = (af) \cdot \mu_W = 99 \cdot 0,1922 = 19,03 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{FO_3}^\tau = (n_1 f) \cdot \mu_W = 54 \cdot 0,1922 = 10,38 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{FO_3} = (\pi f) \cdot \mu_W = 60 \cdot 0,1922 = 11,532 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{BO_3} = (\pi b) \cdot \mu_W = 66 \cdot 0,1922 = 12,68 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{CB}^\tau = (n_2 c) \cdot \mu_W = 27 \cdot 0,1922 = 5,19 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{CB} = (bc) \cdot \mu_W = 27 \cdot 0,1922 = 5,19 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{CO_5}^\tau = (n_3 c) \cdot \mu_W = 41 \cdot 0,1922 = 7,88 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{CO_5} = (\pi c) \cdot \mu_W = 80 \cdot 0,1922 = 15,38 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{S_3} = (\pi s_3) \cdot \mu_W = 33 \cdot 0,1922 = 6,34 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{S_4} = (\pi s_4) \cdot \mu_W = 73 \cdot 0,1922 = 14,03 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{S_5} = (\pi s_5) \cdot \mu_W = 40 \cdot 0,1922 = 7,69 \text{ м/с}^2;$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{FO_3}^\tau}{l_{O_3F}} = \frac{10,38}{0,516} = 20,12 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{W_{CB}^\tau}{l_{BC}} = \frac{5,19}{0,9} = 5,77 \text{ рад/с}^2; \quad \varepsilon_5 = \frac{W_{CO_5}^\tau}{l_{O_5C}} = \frac{7,88}{0,26} = 30,31 \text{ рад/с}^2.$$

Напрямки кутових прискорень ε_3 , ε_4 та ε_5 визначаються з плану прискорень (рис. 3.14) за напрямком лінійних прискорень $W_{FO_3}^\tau$, W_{CB}^τ та $W_{CO_5}^\tau$ відповідно. Аналогічно будується план прискорень для другого положення механізму (він зображений на прикладі виконання

аркуша кінематичного дослідження механізму приводу клапанів бетононасосу в додатку А). Із побудованого плану прискорень також визначаємо лінійні та кутові прискорення всіх точок і ланок для другого його положення механізму. Результати обчислень заносимо до табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Результати обчислень кінематичних параметрів механізму приводу клапанів бетононасосу

№ полож.	2	5
$W_A^n, \text{м/с}^2$	28,83	28,83
$W_{FA}^k, \text{м/с}^2$	8,226	7,118
$W_{FA}^r, \text{м/с}^2$	14,03	17,682
$W_{FA}, \text{м/с}^2$	16,337	19,03
$W_{FO_3}^n, \text{м/с}^2$	2,052	5,248
$W_{FO_3}^\tau, \text{м/с}^2$	18,067	10,38
$W_{FO_3}, \text{м/с}^2$	18,26	11,532
$W_{BO_3}, \text{м/с}^2$	29,42	12,68
$W_{CB}^n, \text{м/с}^2$	0,498	0,22
$W_{CB}^\tau, \text{м/с}^2$	3,844	5,19
$W_{CB}, \text{м/с}^2$	4,036	5,19
$W_{CO_5}^n, \text{м/с}^2$	11,274	13,307
$W_{CO_5}^\tau, \text{м/с}^2$	29,02	7,88
$W_{CO_5}, \text{м/с}^2$	31,14	15,38
$W_{S_3}, \text{м/с}^2$	14,71	6,34
$W_{S_4}, \text{м/с}^2$	30,17	14,03
$W_{S_5}, \text{м/с}^2$	15,57	7,69
$\varepsilon_3, \text{рад/с}^2$	53,14	20,12
$\varepsilon_4, \text{рад/с}^2$	4,27	5,77
$\varepsilon_5, \text{рад/с}^2$	111,62	30,31

Приклад 3.12. Побудувати план прискорень механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном. На плані положень механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном (рис. 3.6) вибираємо перше положення, для якого будемо будувати план прискорень. Всі геометричні параметри даного механізму та значення кутової швидкості його ведучої ланки наведені в прикладі 3.3, а план швидкостей до цього положення механізму (рис. 3.12) наведено в прикладі 3.9.

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

$$\begin{cases} \overline{W_C} = \overline{W_A^n} + \overline{W_{CA}^n} + \overline{W_{CA}^\tau}; \\ \overline{W_C} = \overline{W_{O_3}} + \overline{W_{CO_3}^n} + \overline{W_{CO_3}^\tau}, \end{cases}$$

де $W_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A} = 46^2 \cdot 0,12 = 253,92 \frac{m}{c^2}$ – нормальне прискорення

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

$W_{CA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AC} = 0,657^2 \cdot 1,4 = 0,604 \frac{m}{c^2}$ – нормальна складова прискорення

точки C відносно точки A , направлена паралельно ланці AC в напрямку від точки C до точки A (до центра обертання ланки 2);

W_{CA}^τ – тангенціальна складова прискорення точки C відносно точки A , направлена перпендикулярно до ланки AC (модуль невідомий); W_{O_3} – прискорення точки O_3 (стояка);

$W_{CO_3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{O_3C} = 12,88^2 \cdot 0,4 = 66,36 \frac{m}{c^2}$ – нормальна складова прискорення

точки C відносно точки O_3 , направлена паралельно ланці O_3C в напрямку від точки C до точки O_3 (до центра обертання

ланки 3); $W_{CO_3}^\tau$ – тангенціальна складова прискорення точки C відносно точки O_3 , направлена перпендикулярно до ланки O_3C (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі прискорень W_{CA}^{τ} та $W_{CO_3}^{\tau}$, 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. 3.15) нормального прискорення W_A^n довільної довжини паралельно кривошипу в напрямку від точки A до точки O_1 . Залежно від довжини вектора pa визначаємо масштаб плану прискорень

$$\mu_W = \frac{W_A^n}{pa} = \frac{253,92}{150} = 1,6928 \frac{m}{mm \cdot c^2}.$$

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

$$\text{масштабу плану прискорень } an_1 = \frac{W_{CA}^n}{\mu_W} = \frac{0,604}{1,6928} = 0,36 \text{ мм}.$$

Оскільки довжина вектора an_1 на графічній побудові менше 2 мм , то точку n_1 ставимо в точці a . З точки n_1 проводимо лінію, перпендикулярну до ланки AC (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки C відносно точки A). Оскільки прискорення $W_{O_3} = 0$, то точку o_3 ставимо в полюсі, а з неї

проводимо вектор pn_2 нормальної складової прискорення точки C відносно точки O_3 ($W_{CO_3}^n$) паралельно ланці O_3C в напрямку від точки C до точки O_3 . Довжина вектора pn_2 визначається залежно від

$$\text{масштабу плану прискорень } pn_2 = \frac{W_{CO_3}^n}{\mu_W} = \frac{66,36}{1,6928} = 39,2 \text{ мм}.$$

З точки n_2 проводимо лінію перпендикулярну до ланки O_3C (лінію, по якій буде проходити вектор тангенціальної складової прискорення точки C відносно точки O_3). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть

проходити вектори тангенціальних прискорень W_{CA}^{τ} та $W_{CO_3}^{\tau}$) перетнуться, там і буде точка c . Вектор тангенціальної складової прискорення W_{CA}^{τ} виходить з точки n_1 і закінчується в точці c , а вектор повного прискорення точки C відносно точки A (W_{CA}) виходить з точки a і закінчується в точці c . Аналогічно вектор тангенціальної складової прискорення $W_{CO_3}^{\tau}$ виходить з точки n_2 і закінчується в точці c , а вектор повного прискорення точки C відносно точки O_3 (W_{CO_3}) виходить з точки π і закінчується в точці c . Оскільки точки A , B та C знаходяться на одній ланці, то місце розташування точки b на плані прискорень буде визначено з теореми подібності: $AB = 0,5 \cdot AC$; звідси $ab = 0,5 \cdot ac$, де $ac = 114$ мм – вимірюється безпосередньо із плану прискорень. Вектор, проведений з полюса π до точки b , буде відображати прискорення W_B (рис. 3.15).

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

$$\begin{cases} \overline{W_D} = \overline{W_B} + \overline{W_{DB}}; \\ \overline{W_D} = \overline{W_E} + \overline{W_{DE}}, \end{cases}$$

де W_B – прискорення точки B , яке вже знайдене з попередньої побудови (вектор πb); W_{DB} – прискорення точки D відносно точки B , направлене вертикально (модуль невідомий); $W_E = 0$ – прискорення точки E (стояка); W_{DE} – прискорення точки D відносно точки E , направлене горизонтально (модуль невідомий).

Таким чином, в отриманій системі рівнянь є дві невідомі – це модулі прискорень W_{DB} та W_{DE} , отже ця система може бути розв'язана графічно.

З точки b на плані прискорень (рис. 3.15) проводимо вертикальну лінію (лінію, по якій буде проходити вектор прискорення W_{DB}). Оскільки прискорення $W_E = 0$, то точку e ставимо в полюсі, а з неї проводимо горизонтальну лінію (лінію, по якій буде проходити

вектор прискорення W_{DE}). Там, де ці лінії (лінії, по яких будуть проходити вектори прискорень W_{DB} та W_{DE}) перетнуться, там і буде точка d . Вектор прискорення W_{DB} виходить з точки b і закінчується в точці d , а вектор прискорення W_{DE} виходить з точки π і також закінчується в точці d (рис. 3.15).

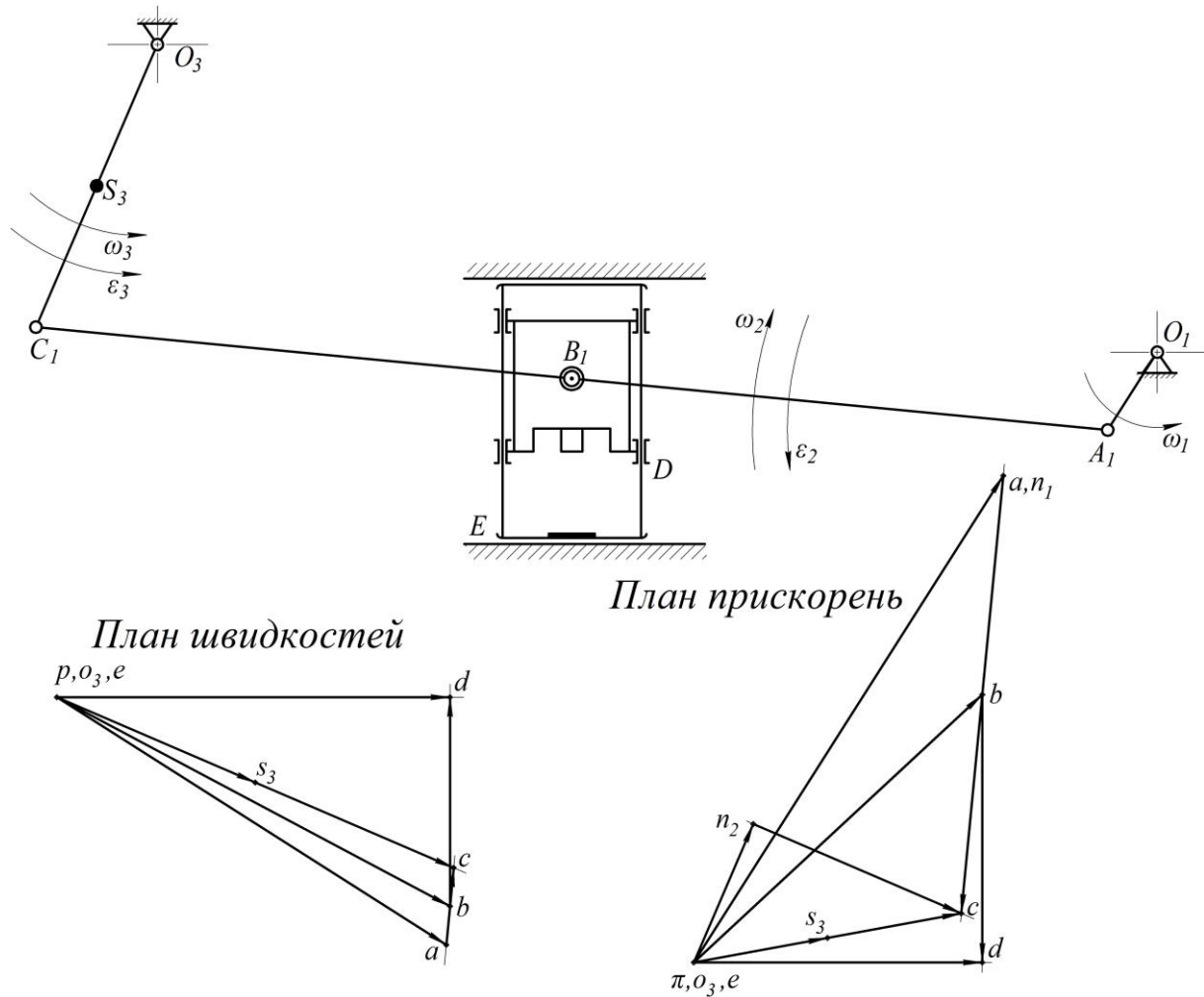


Рис. 3.15. План прискорень механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном у першому положенні

Вважаючи ланки механізму однорідними стержнями, скористаємось теоремою подібності для визначення прискорення центру мас ланки 3. Для цього з полюса проводимо вектор до точки s_3 (рис. 3.15), що відображає прискорення W_{S_3} . Точка s_3 знаходиться посередині відрізка πc , оскільки $O_3S_3 = 0,5 \cdot O_3C$.

Користуючись планом прискорень, визначимо лінійні прискорення точок і кутові прискорення ланок механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном для першого його положення:

$$W_{CA}^{\tau} = (n_1c) \cdot \mu_W = 114 \cdot 1,6928 = 192,98 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{CA} = (ac) \cdot \mu_W = 114 \cdot 1,6928 = 192,98 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{CO_3}^{\tau} = (n_2c) \cdot \mu_W = 59 \cdot 1,6928 = 99,88 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{CO_3} = (\pi c) \cdot \mu_W = 70 \cdot 1,6928 = 118,5 \text{ м/с}^2;$$

$$W_B = (\pi b) \cdot \mu_W = 102 \cdot 1,6928 = 172,66 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{DB} = (bd) \cdot \mu_W = 70 \cdot 1,6928 = 118,5 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{DE} = (\pi d) \cdot \mu_W = 75 \cdot 1,6928 = 126,96 \text{ м/с}^2;$$

$$W_{S_3} = (\pi s_3) \cdot \mu_W = 35 \cdot 1,6928 = 59,25 \text{ м/с}^2;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{CA}^{\tau}}{l_{AC}} = \frac{192,98}{1,4} = 137,84 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{CO_3}^{\tau}}{l_{O_3C}} = \frac{99,88}{0,4} = 249,7 \text{ рад/с}^2.$$

Напрямки кутових прискорень ε_2 та ε_3 визначаються з плану прискорень (рис. 3.15) за напрямком лінійних прискорень W_{CA}^{τ} та $W_{CO_3}^{\tau}$ відповідно. Аналогічно будується план прискорень для другого положення механізму (він зображений на прикладі виконання аркуша кінематичного дослідження механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном в додатку А). Із побудованого плану прискорень також визначаємо лінійні та кутові прискорення всіх точок і ланок для другого його положення механізму. Результати обчислень заносимо до табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Результати обчислень кінематичних параметрів
механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном

№ полож.	1	2
$W_A^n, \text{ м/с}^2$	253,92	253,92
$W_{CA}^n, \text{ м/с}^2$	0,604	6,58
$W_{CA}^\tau, \text{ м/с}^2$	192,98	155,738
$W_{CA}, \text{ м/с}^2$	192,98	157,43
$W_{CO_3}^n, \text{ м/с}^2$	66,36	55,04
$W_{CO_3}^\tau, \text{ м/с}^2$	99,88	142,195
$W_{CO_3}, \text{ м/с}^2$	118,5	152,352
$W_B, \text{ м/с}^2$	172,66	194,672
$W_{DB}, \text{ м/с}^2$	118,5	147,274
$W_{DE}, \text{ м/с}^2$	126,96	126,96
$W_{S_3}, \text{ м/с}^2$	59,25	76,176
$\varepsilon_2, \text{ рад/с}^2$	137,84	111,24
$\varepsilon_3, \text{ рад/с}^2$	249,7	355,49

4. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

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 прикладах важільного та кулісного механізмів.

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

механізму наведені в прикладі 3.1, план швидкостей та план прискорень для першого положення цього механізму показані в прикладах 3.7 та 3.10. Додатковими параметрами також є: сила корисного опору $F_{к.о.} = const = 7,0 кН$ – прикладена до повзуна (точка D) і направлена протилежно його швидкості; маса повзуна (ланки 5) $m_5 = 95 кг$; маса одиниці довжини ланки типу стержень $q = 37 \frac{кг}{м}$.

Визначаємо сили, що діють на ланки механізму:

– сили тяжіння ланок:

$$\begin{aligned} G_1 &= m_1 \cdot g = 3,7 \cdot 9,81 = 36,3 \text{ Н}; \\ G_2 &= m_2 \cdot g = 14,8 \cdot 9,81 = 145,2 \text{ Н}; \\ G_3 &= m_3 \cdot g = 16,28 \cdot 9,81 = 159,7 \text{ Н}; \\ G_4 &= m_4 \cdot g = 30,34 \cdot 9,81 = 297,6 \text{ Н}; \\ G_5 &= m_5 \cdot g = 95 \cdot 9,81 = 932 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де $g = 9,81 м/с^2$ – прискорення вільного падіння; $m_5 = 95 кг$ – маса повзуна; m_1, m_2, m_3, m_4 – маси ланок типу стержень, які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} m_1 &= l_{O_1A} \cdot q = 0,1 \cdot 37 = 3,7 \text{ кг}; \\ m_2 &= l_{AB} \cdot q = 0,4 \cdot 37 = 14,8 \text{ кг}; \\ m_3 &= l_{O_3C} \cdot q = 0,44 \cdot 37 = 16,28 \text{ кг}; \\ m_4 &= l_{CD} \cdot q = 0,82 \cdot 37 = 30,34 \text{ кг}; \end{aligned}$$

– сили інерції ланок:

$$\begin{aligned} F_{i1} &= m_1 \cdot W_{S_1} = 3,7 \cdot 12,0125 = 44,4 \text{ Н}; \\ F_{i2} &= m_2 \cdot W_{S_2} = 14,8 \cdot 18,5 = 273,8 \text{ Н}; \\ F_{i3} &= m_3 \cdot W_B = 16,28 \cdot 13,9345 = 226,9 \text{ Н}; \\ F_{i4} &= m_4 \cdot W_{S_4} = 30,34 \cdot 23,5445 = 714,3 \text{ Н}; \\ F_{i5} &= m_5 \cdot W_D = 95 \cdot 23,785 = 2259,6 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де $W_{S_1}, W_{S_2}, W_B, W_{S_4}$ та W_D – прискорення центрів мас ланок 1, 2, 3, 4 та 5 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.13) механізму приводу хитного конвеєра у прикладі 3.10;

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

$$M_{i2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,1973 \cdot 30,03 = 5,925 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{i3} = J_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 0,263 \cdot 49,9 = 13,12 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{i4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 1,7 \cdot 4,102 = 6,97 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де ε_2 , ε_3 , ε_4 – кутові прискорення ланок 2, 3 та 4 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.13) механізму приводу хитного конвеєра у прикладі 3.10; 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:

$$J_{S_2} = \frac{m_2 \cdot l_{AB}^2}{12} = \frac{14,8 \cdot 0,4^2}{12} = 0,1973 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S_3} = \frac{m_3 \cdot l_{O_3C}^2}{12} = \frac{16,28 \cdot 0,44^2}{12} = 0,263 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S_4} = \frac{m_4 \cdot l_{CD}^2}{12} = \frac{30,34 \cdot 0,82^2}{12} = 1,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

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 (напрямок швидкості точки D визначається із плану швидкостей на рис. 3.10 у прикладі 3.7). 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. 3.13 у прикладі 3.10). Моменти сил інерції ланок 2, 3 та 4 прикладені до відповідних ланок і направлені протилежно їхнім кутовим прискоренням.

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.

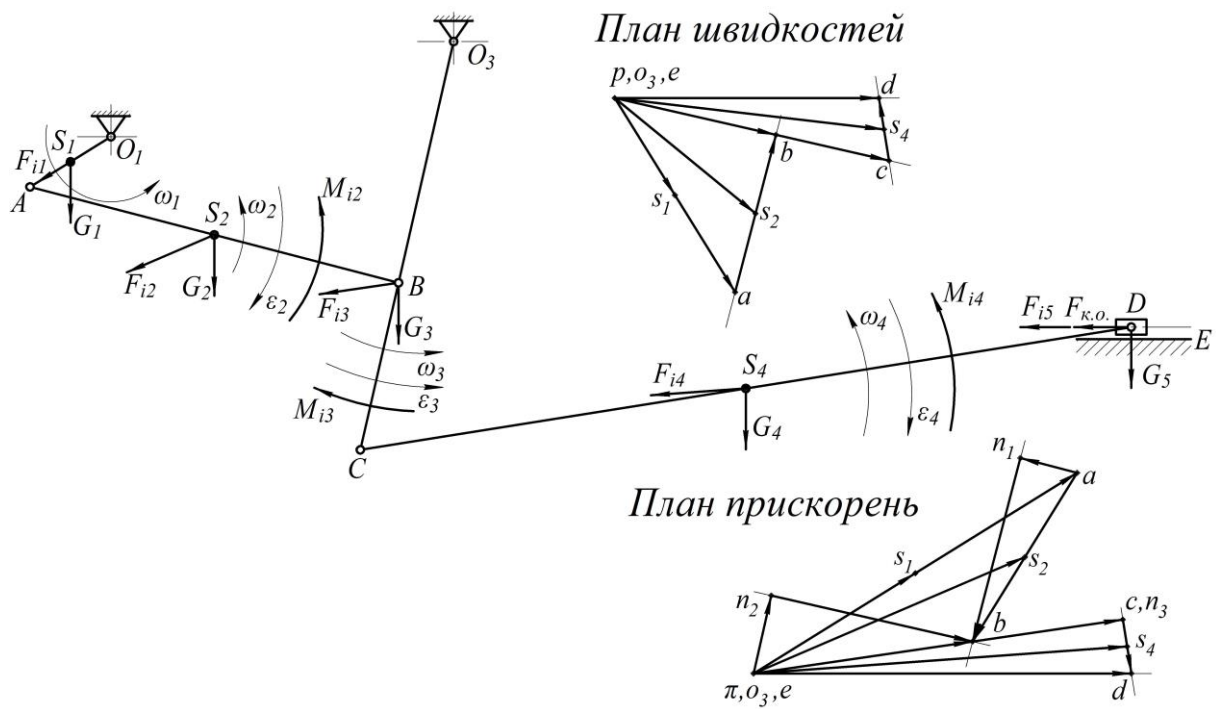


Рис. 4.1. Механізм приводу хитного конвеєра під дією сил з врахуванням моментів сил інерції

Визначаємо плечі зміщення пар сил, якими замінюються головні моменти сил інерції, або відстань від центра мас до точки качання зміщеної сили інерції:

$$l_{h_{i2}} = \frac{M_{i2}}{F_{i2}} = \frac{5,925}{273,8} = 0,02164 \text{ м} \quad \text{або}$$

$$l_{S_2K_2} = \frac{J_{S_2}}{m_2 \cdot l_{AS_2}} = \frac{J_{S_2}}{m_2 \cdot 0,5 \cdot l_{AB}} = \frac{0,1973}{14,8 \cdot 0,5 \cdot 0,4} = 0,0666 \text{ м};$$

$$l_{h_{i3}} = \frac{M_{i3}}{F_{i3}} = \frac{13,12}{226,9} = 0,05782 \text{ м} \quad \text{або}$$

$$l_{BK_3} = \frac{J_{S_3}}{m_3 \cdot l_{O_3B}} = \frac{0,263}{16,28 \cdot 0,26} = 0,062 \text{ м};$$

$$l_{h_{i4}} = \frac{M_{i4}}{F_{i4}} = \frac{6,97}{714,3} = 0,009758 \text{ м} \quad \text{або}$$

$$l_{S_4K_4} = \frac{J_{S_4}}{m_4 \cdot l_{CS_4}} = \frac{J_{S_4}}{m_4 \cdot 0,5 \cdot l_{CD}} = \frac{1,7}{30,34 \cdot 0,5 \cdot 0,82} = 0,137 \text{ м}.$$

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:

$$h_{i2} = \frac{l_{h_{i2}}}{\mu_l} = \frac{0,02164}{0,004} = 5,41 \text{ мм}; \quad S_2K_2 = \frac{l_{S_2K_2}}{\mu_l} = \frac{0,0666}{0,004} = 16,65 \text{ мм};$$

$$h_{i3} = \frac{l_{h_{i3}}}{\mu_l} = \frac{0,05782}{0,004} = 14,45 \text{ мм}; \quad BK_3 = \frac{l_{BK_3}}{\mu_l} = \frac{0,062}{0,004} = 15,5 \text{ мм};$$

$$h_{i4} = \frac{l_{h_{i4}}}{\mu_l} = \frac{0,009758}{0,004} = 2,44 \text{ мм}; \quad S_4K_4 = \frac{l_{S_4K_4}}{\mu_l} = \frac{0,137}{0,004} = 34,25 \text{ мм}.$$

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 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.

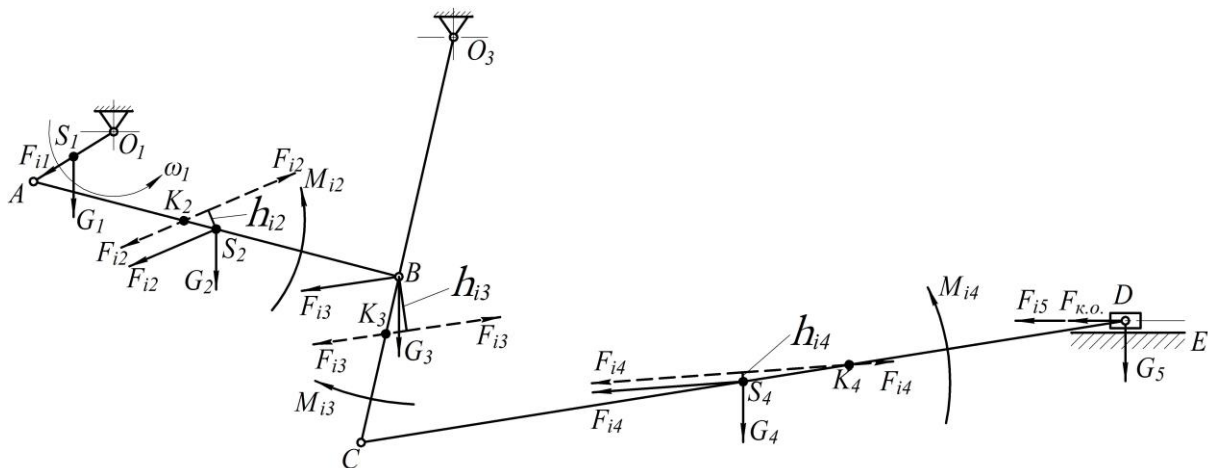


Рис. 4.2. Механізм приводу хитного конвеєра під дією сил з врахуванням пар сил інерції

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

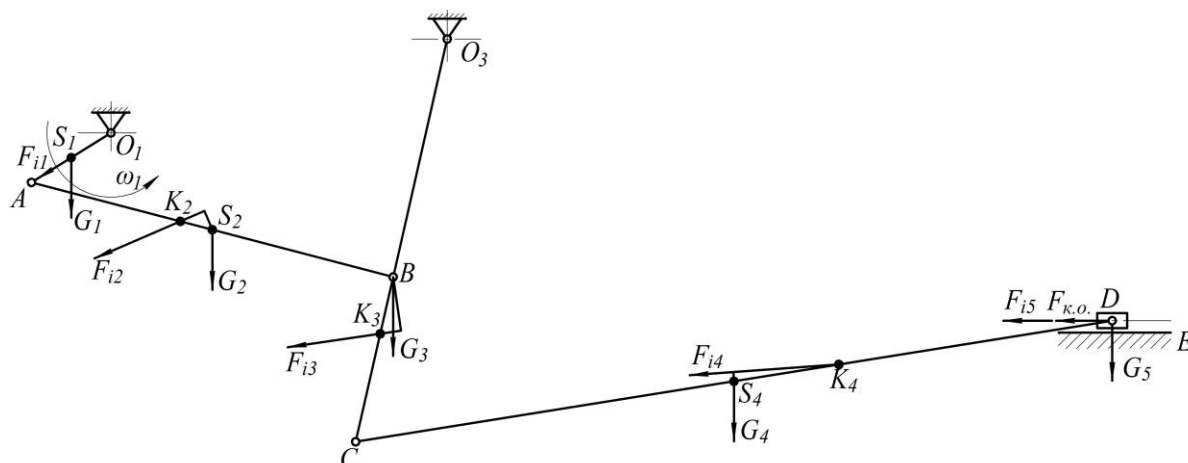


Рис. 4.3. Кінцева схема механізму приводу хитного конвеєра під дією сил тяжіння, сили корисного опору та сил інерції

Приклад 4.2. Визначити сили, що діють на ланки механізму приводу клапанів бетононасосу. Основні геометричні параметри даного механізму наведені в прикладі 3.2, план швидкостей та план прискорень для п'ятого положення цього механізму наведені в прикладах 3.8 та 3.11. Додатковими параметрами також є: сила корисного опору $F_{к.о.} = const = 750 \text{ Н}$ – прикладена до точки C і направлена протилежно її швидкості; маса повзуна (ланки 2) $m_2 = 6 \text{ кг}$; маса одиниці довжини ланки типу стержень $q = 32 \text{ кг/м}$.

Визначаємо сили, що діють на ланки механізму:

– сили тяжіння ланок:

$$G_1 = m_1 \cdot g = 3,84 \cdot 9,81 = 37,7 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 6 \cdot 9,81 = 58,9 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 17,92 \cdot 9,81 = 175,8 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 28,8 \cdot 9,81 = 282,5 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 8,32 \cdot 9,81 = 81,6 \text{ Н};$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; $m_2 = 6 \text{ кг}$ – маса повзуна; m_1, m_3, m_4, m_5 – маси ланок типу стержень, які визначаються наступним чином:

$$m_1 = l_{O_1A} \cdot q = 0,12 \cdot 32 = 3,84 \text{ кг};$$

$$m_3 = l_{O_3B} \cdot q = 0,56 \cdot 32 = 17,92 \text{ кг};$$

$$m_4 = l_{BC} \cdot q = 0,9 \cdot 32 = 28,8 \text{ кг};$$

$$m_5 = l_{O_5C} \cdot q = 0,26 \cdot 32 = 8,32 \text{ кг};$$

– сили інерції ланок:

$$F_{i1} = m_1 \cdot W_{S_1} = 3,84 \cdot 0 = 0 \text{ Н};$$

$$F_{i2} = m_2 \cdot W_{AF} = 6 \cdot 19,03 = 114,2 \text{ Н};$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot W_B = 17,92 \cdot 6,34 = 113,6 \text{ Н};$$

$$F_{i4} = m_4 \cdot W_{S_4} = 28,8 \cdot 14,03 = 404,1 \text{ Н};$$

$$F_{i5} = m_5 \cdot W_D = 8,32 \cdot 7,69 = 64 \text{ Н},$$

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_{AF} – прискорення центра мас повзуна (оскільки прискорення W_{FA} – це прискорення точки F по відношенню до точки A , а центр мас самого повзуна рухається по колу радіусом O_1A разом із точкою A , тому $\overline{W_{FA}} = -\overline{W_{AF}}$); W_{S_3} , W_{S_4} , W_{S_5} – прискорення центрів мас ланок 3, 4 та 5 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.14) у прикладі 3.11;

– моменти сил інерції ланок (визначаємо для 3, 4 та 5 ланок, тобто ланок, що здійснюють хитний та плоско-паралельний рух):

$$M_{i3} = J_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 0,4683 \cdot 20,12 = 9,42 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{i4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 1,944 \cdot 5,77 = 11,22 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{i5} = J_{S_5} \cdot \varepsilon_5 = 0,04687 \cdot 30,31 = 1,42 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де ε_3 , ε_4 , ε_5 – кутові прискорення ланок 3, 4 та 5 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.14) у прикладі 3.11; J_{S_3} , J_{S_4} , J_{S_5} – моменти інерції відповідних ланок відносно осей, що проходять через центри їх мас і перпендикулярні до площин руху ланок:

$$J_{S_3} = \frac{m_3 \cdot l_{O_3B}^2}{12} = \frac{17,92 \cdot 0,56^2}{12} = 0,4683 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S_4} = \frac{m_4 \cdot l_{BC}^2}{12} = \frac{28,8 \cdot 0,9^2}{12} = 1,944 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S_5} = \frac{m_5 \cdot l_{O_5C}^2}{12} = \frac{8,32 \cdot 0,26^2}{12} = 0,04687 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Проставляємо на ланках механізму сили тяжіння, силу корисного опору, сили інерції та моменти сил інерції (рис. 4.4). Сили тяжіння кожної ланки прикладені в центрі мас відповідної ланки і направлені вертикально вниз. Сила корисного опору $F_{к.о.}$ прикладена до точки C і направлена протилежно її швидкості (напрямок швидкості точки C визначається із плану швидкостей на рис. 3.11 у прикладі 3.8). Сили інерції кожної ланки прикладені в центрі їх мас і направлені протилежно прискоренню центра мас відповідної ланки (напрямки прискорень центрів мас ланок визначаються із плану прискорень на рис. 3.14 у прикладі 3.11). Сила інерції другої ланки (повзуна) направлена протилежно прискоренню W_{AF} , тобто напрям сили інерції F_{i2} співпадає за напрямом із прискоренням W_{FA} . Моменти сил інерції ланок 3, 4 та 5 прикладені до відповідних ланок і направлені протилежно їх кутовим прискоренням.

На ланках 3, 4 і 5 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:

$$l_{h_{i3}} = \frac{M_{i3}}{F_{i3}} = \frac{9,42}{113,6} = 0,0829 \text{ м}; \quad l_{h_{i4}} = \frac{M_{i4}}{F_{i4}} = \frac{11,22}{404,1} = 0,0278 \text{ м};$$

$$l_{h_{i5}} = \frac{M_{i5}}{F_{i5}} = \frac{1,42}{64} = 0,0222 \text{ м}.$$

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:

$$h_{i3} = \frac{l_{h_{i3}}}{\mu_l} = \frac{0,0829}{0,004} = 20,7 \text{ мм}; \quad h_{i4} = \frac{l_{h_{i4}}}{\mu_l} = \frac{0,0278}{0,004} = 6,95 \text{ мм};$$

$$h_{i5} = \frac{l_{h_{i5}}}{\mu_1} = \frac{0,0222}{0,004} = 5,55 \text{ мм.}$$

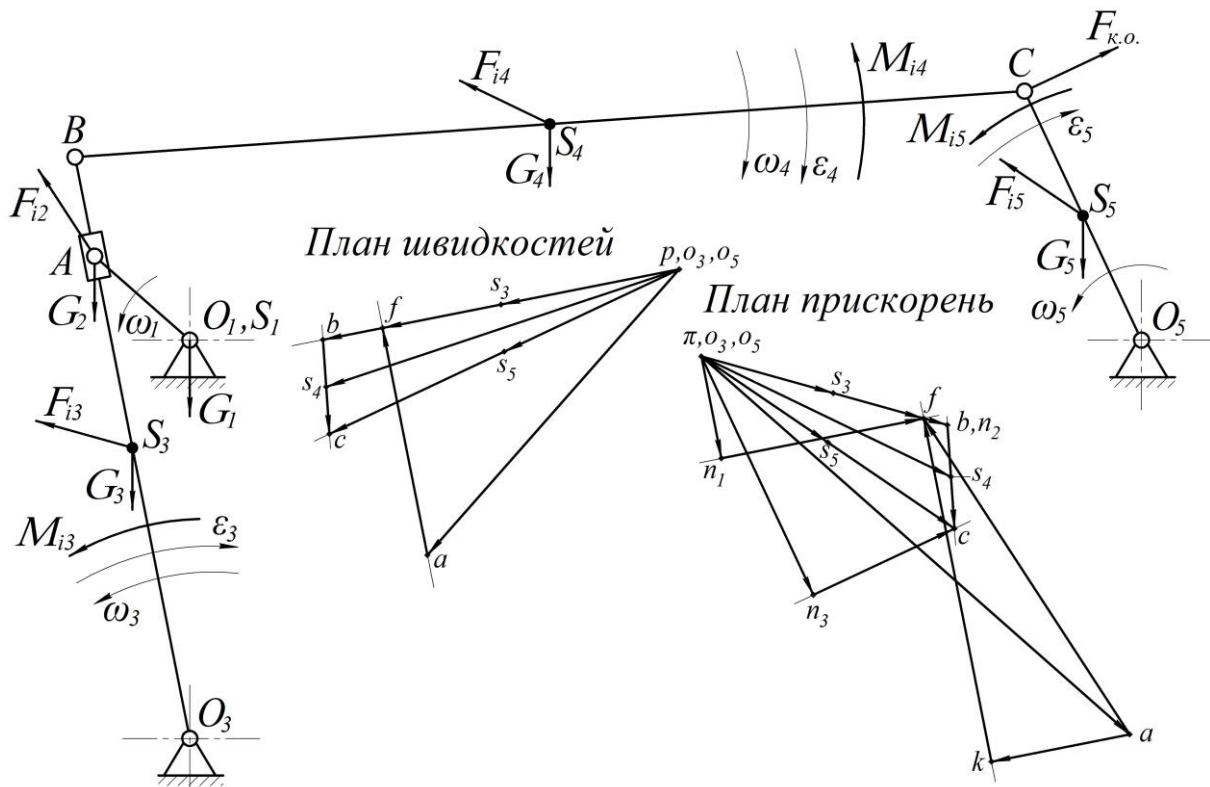


Рис. 4.4. Механізм приводу клапанів бетононасосу під дією сил з врахуванням моментів сил інерції

На схемі механізму, що зображена на рис. 4.5, моменти сил інерції замінюємо парами сил інерції. Розглядаючи третю ланку механізму (куліса O_3B), можна побачити, що до неї прикладені три сили інерції F_{i3} . З точки K_3 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_3 та K_3 і направлені в різні сторони, та момент сили інерції M_{i3} взаємознищують один одного. Таким чином, залишається одна сила інерції F_{i3} , що виходить з точки K_3 . Таке ж спостерігається на третій (шатун BC) та четвертій (коромисло O_5C) ланках, де залишаються сили інерції F_{i4} та F_{i5} , що виходять з точок K_4 та K_5 відповідно.

На рис. 4.6 зображено кінцеву схему механізму під дією сил тяжіння, сили корисного опору та сил інерції.

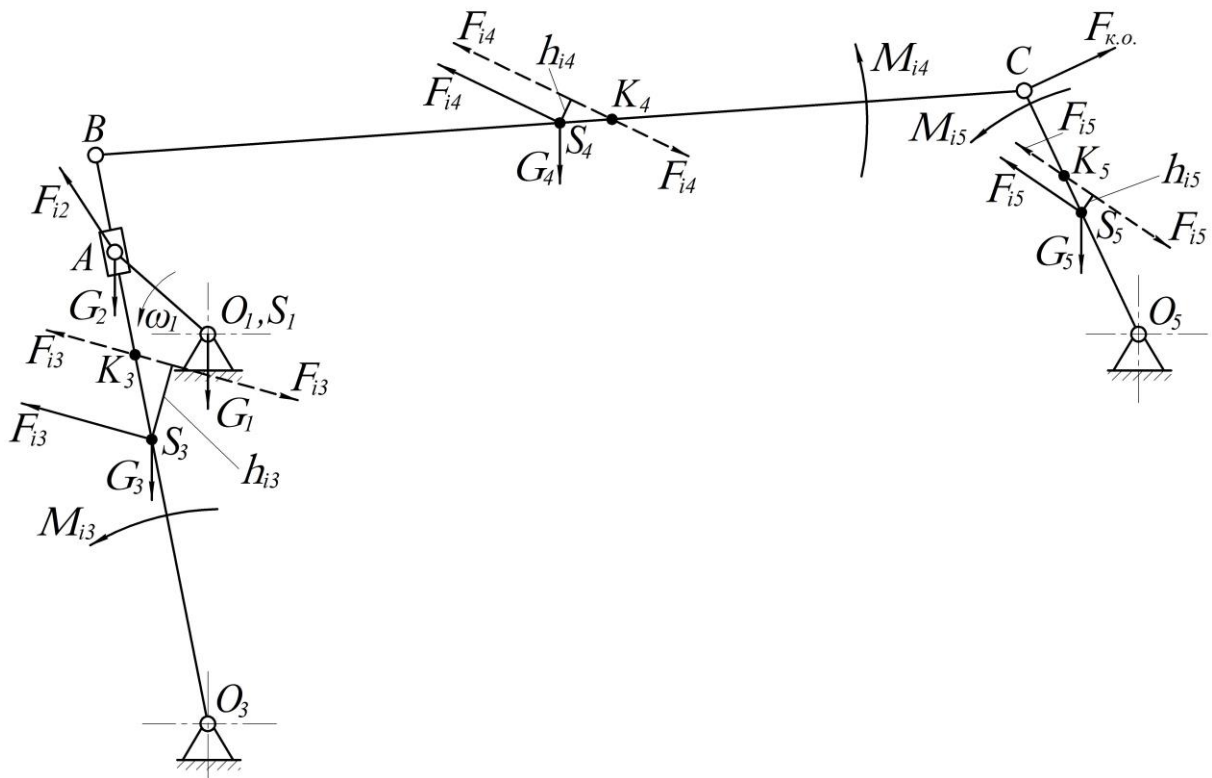


Рис. 4.5. Механізм приводу клапанів бетононасосу під дією сил з врахуванням пар сил інерції

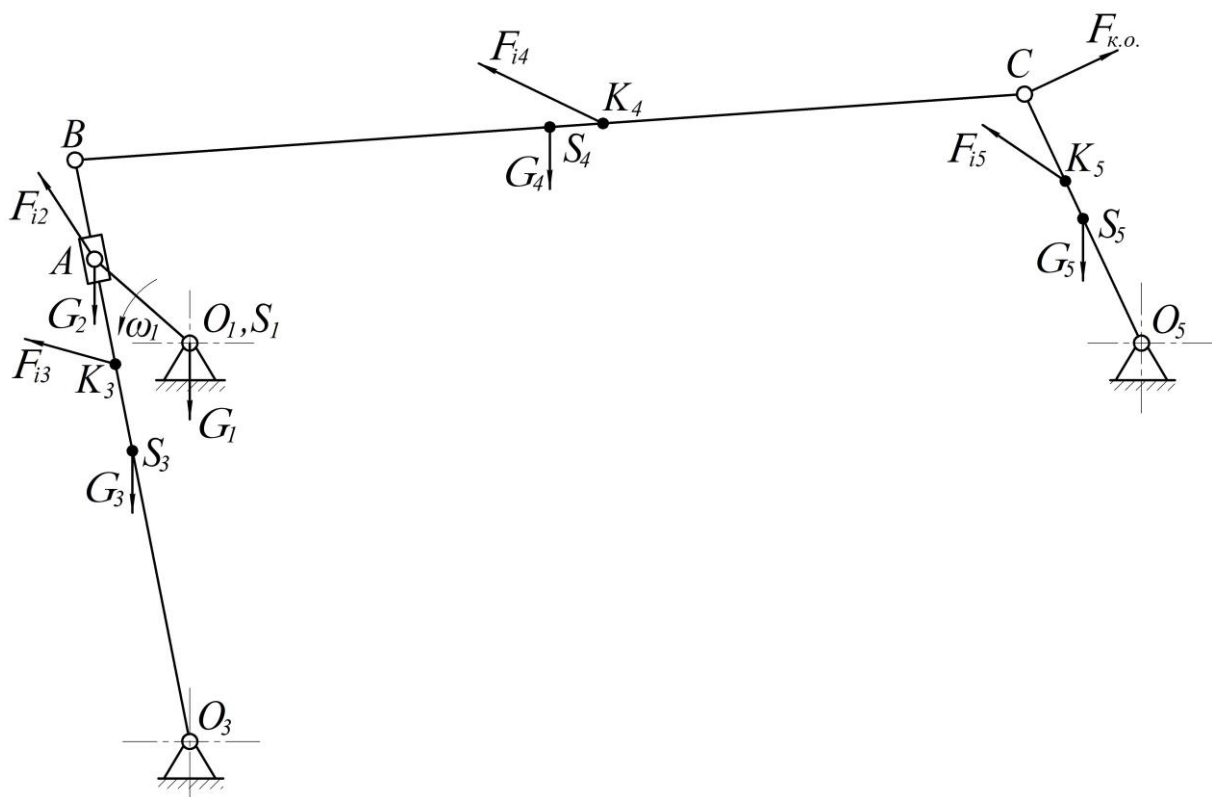


Рис. 4.6. Кінцева схема механізму приводу клапанів бетононасосу під дією сил тяжіння, сили корисного опору та сил інерції

Приклад 4.3. Визначити сили, що діють на ланки механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном. Основні геометричні параметри даного механізму наведені в прикладі 3.3, план швидкостей та план прискорень для першого положення цього механізму наведені в прикладах 3.9 та 3.12. Додатковими параметрами також є: сила корисного опору $F_{к.о.} = const = 3,0 кН$ – прикладена до точки B і направлена вертикально ввєрх; маса повзуна (ланки 4) $m_4 = 66 кг$; маса рухомих напрямних (ланки 5) $m_5 = 80 кг$; маса одиниці довжини ланки типу стержень $q = 50 \frac{кг}{м}$.

Визначаємо сили, що діють на ланки механізму:

– сили тяжіння ланок:

$$G_1 = m_1 \cdot g = 6 \cdot 9,81 = 58,9 Н;$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 70 \cdot 9,81 = 686,7 Н;$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 Н;$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 66 \cdot 9,81 = 647,5 Н;$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 80 \cdot 9,81 = 784,8 Н;$$

де $g = 9,81 м/с^2$ – прискорення вільного падіння; $m_4 = 66 кг$ – маса повзуна; $m_5 = 80 кг$ – маса рухомих напрямних; m_1, m_2, m_3 – маси ланок типу стержень, які визначаються наступним чином:

$$m_1 = l_{O_1A} \cdot q = 0,12 \cdot 50 = 6 кг;$$

$$m_2 = l_{AC} \cdot q = 1,4 \cdot 50 = 70 кг;$$

$$m_3 = l_{O_3C} \cdot q = 0,4 \cdot 50 = 20 кг;$$

– сили інерції ланок:

$$F_{i1} = m_1 \cdot W_{S_1} = 6 \cdot 0 = 0 Н;$$

$$F_{i2} = m_2 \cdot W_B = 70 \cdot 172,66 = 12086,2 Н;$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot W_{S_3} = 20 \cdot 59,25 = 1185 Н;$$

$$F_{i4} = m_4 \cdot W_B = 66 \cdot 172,66 = 11395,6 Н;$$

$$F_{i5} = m_5 \cdot W_{DE} = 80 \cdot 126,96 = 10156,8 Н,$$

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_B – прискорення центрів мас ланок 2 та 4, оскільки повзун 4 шарнірно з'єднаний в кінематичній парі B з ланкою 2 (шатун AC); W_{S_3} , W_{DE} – прискорення центрів мас ланок 3 та 5 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.15) у прикладі 3.12;

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

$$M_{i2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 11,433 \cdot 137,84 = 1575,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{i3} = J_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 0,2667 \cdot 249,7 = 66,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де ε_2 , ε_3 – кутові прискорення ланок 2 та 3 відповідно, які визначаються з плану прискорень (рис. 3.15) у прикладі 3.12; J_{S_2} , J_{S_3} – моменти інерції відповідних ланок відносно осей, що проходять через центри їх мас і перпендикулярні до площин руху ланок:

$$J_{S_2} = \frac{m_2 \cdot l_{AC}^2}{12} = \frac{70 \cdot 1,4^2}{12} = 11,433 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S_3} = \frac{m_3 \cdot l_{O_3C}^2}{12} = \frac{20 \cdot 0,4^2}{12} = 0,2667 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Проставляємо на ланках механізму сили тяжіння, силу корисного опору, сили інерції та моменти сил інерції (рис. 4.7). Сили тяжіння кожної ланки прикладені в центрі мас відповідної ланки і направлені вертикально вниз. Сила корисного опору $F_{к.о.}$ прикладена до нижньої частини повзуна і направлена вертикально вгору – в даному положенні механізму протилежно швидкості V_{BD} (напрямок швидкості V_{BD} визначається із плану швидкостей на рис. 3.12 у прикладі 3.9; оскільки швидкість V_{DB} – це швидкість точки D по відношенню до точки B , а центр мас самого повзуна рухається разом із точкою B , тому вертикальна складова швидкості центра мас повзуна $\bar{V}_{BD} = -\bar{V}_{DB}$). Сили інерції кожної ланки прикладені в центрі їх мас і направлені протилежно прискоренню центра мас відповідної ланки (напрямки прискорень центрів мас ланок визначаються із плану прискорень на рис. 3.15 у прикладі 3.12). Моменти сил інерції ланок 2 та 3 прикладені до відповідних ланок і направлені протилежно їх кутовим прискоренням.

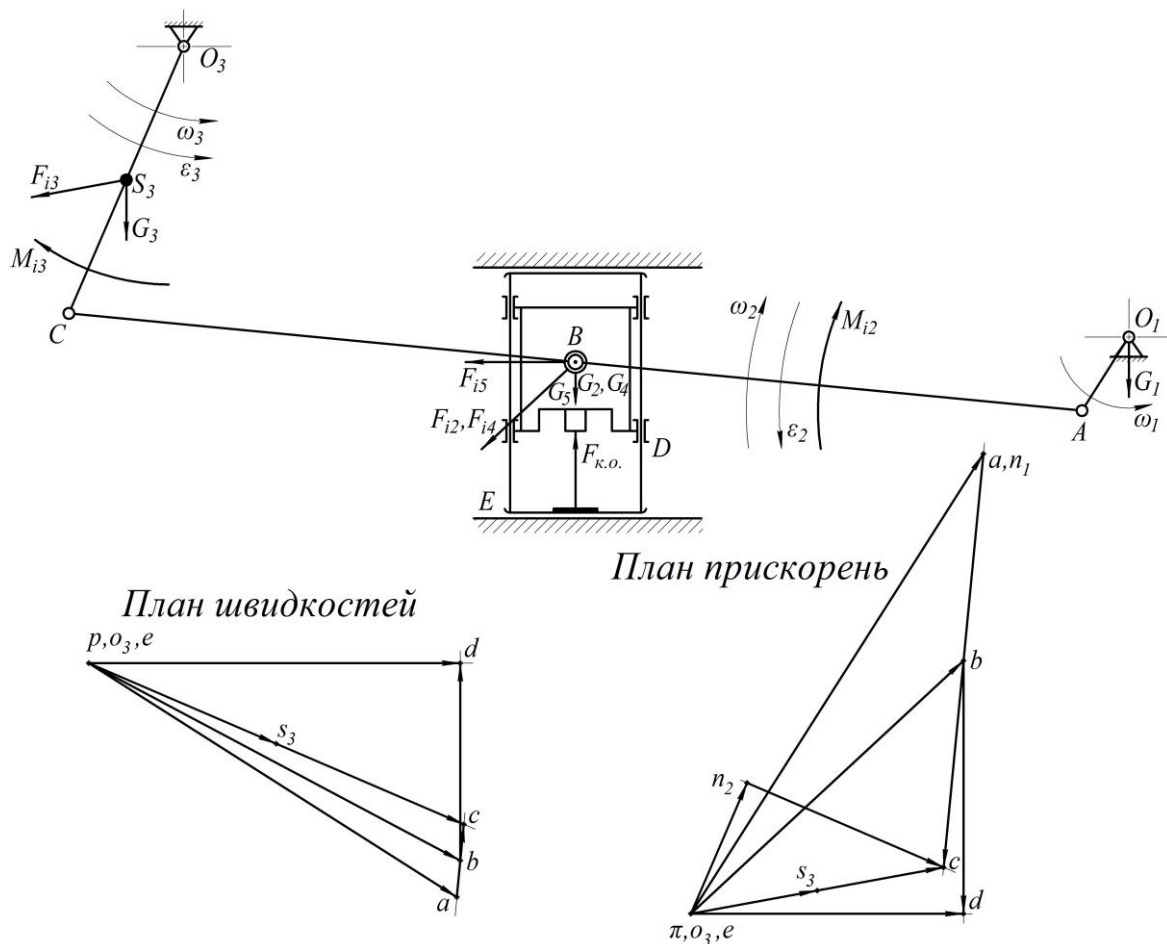


Рис. 4.7. Механізм приводу преса-автомата з плаваючим повзуном під дією сил з врахуванням моментів сил інерції

На ланках 2 і 3 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:

$$l_{h_{i2}} = \frac{M_{i2}}{F_{i2}} = \frac{1575,9}{12086,2} = 0,1304 \text{ м}; \quad l_{h_{i3}} = \frac{M_{i3}}{F_{i3}} = \frac{66,6}{1185} = 0,056 \text{ м}.$$

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:

$$h_{i2} = \frac{l_{h_{i2}}}{\mu_l} = \frac{0,1304}{0,005} = 26,1 \text{ мм}; \quad h_{i3} = \frac{l_{h_{i3}}}{\mu_l} = \frac{0,056}{0,005} = 11,2 \text{ мм}.$$

На схемі механізму, що зображена на рис. 4.8, моменти сил інерції замінюємо парами сил інерції. Розглядаючи другу ланку механізму (шатун AC), можна побачити, що до неї прикладені три сили

інерції F_{i2} . З точки K_2 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) ланці, де залишається сили інерції F_{i3} , що виходить з точки K_3 .

На рис. 4.9 зображено кінцеву схему механізму під дією сил тяжіння, сили корисного опору та сил інерції.

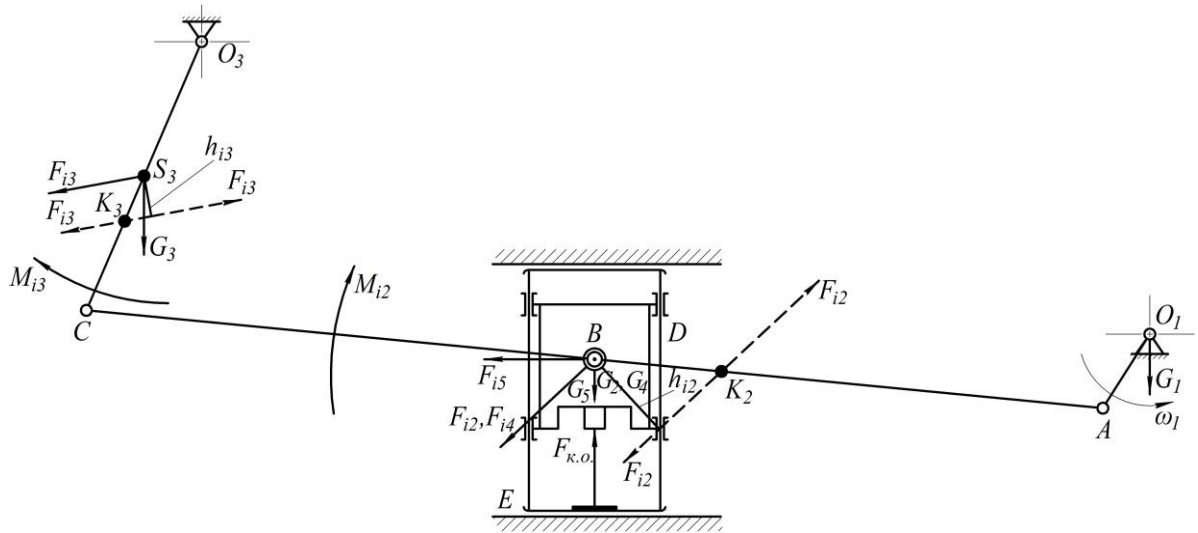


Рис. 4.8. Механізм приводу преса-автомата з плаваючим повзуном під дією сил з врахуванням пар сил інерції

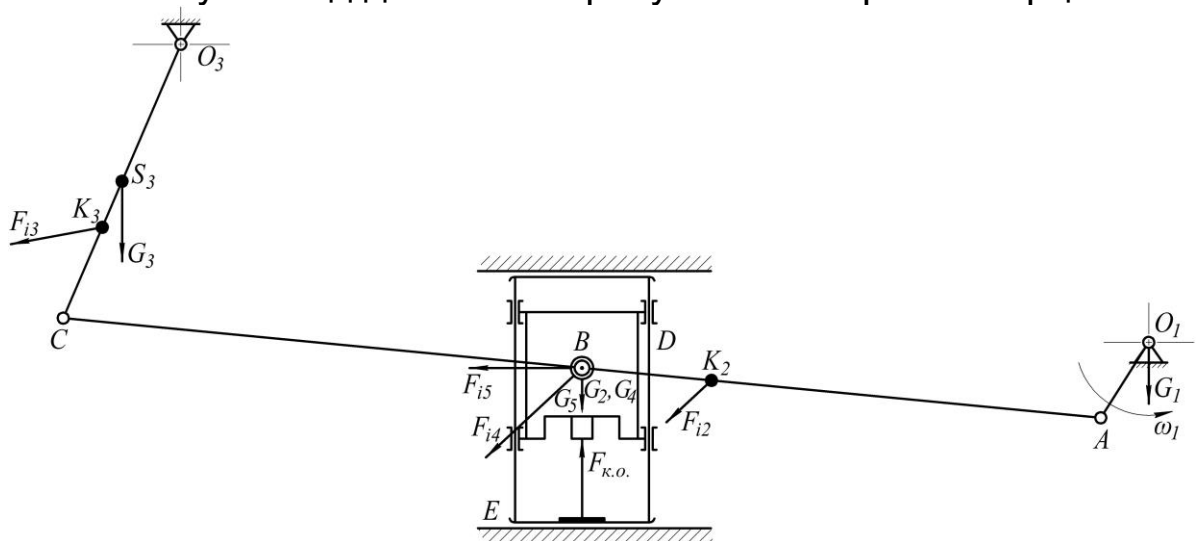


Рис. 4.9. Кінцева схема механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном під дією сил тяжіння, сили корисного опору та сил інерції

4.3. Визначення реакцій у кінематичних парах механізму

Як уже було відмічено раніше, реакція в кінематичній парі – це сила взаємодії однієї ланки з іншою в кінематичній парі з'єднання цих ланок. В курсовому проектуванні з теорії механізмів і машин реакції визначаються лише в кінематичних парах V класу, які поділяються на поступальні та обертальні.

В поступальній кінематичній парі V класу відомим є напрямок реакції, але невідомі модуль та точка прикладання цих реакцій до контактуючих ланок. В багатьох випадках на початковій стадії розрахунку тангенціальну складову реакції, яка є силою тертя між ланками, не враховують, оскільки вона на порядок менша нормальної складової. При відносному русі ланок нормальна складова реакції не виконує роботи, оскільки вона направлена перпендикулярно до відносної швидкості поверхонь контакту цих ланок. Тангенціальна складова завжди направлена протилежно відносній швидкості руху ланок і виконує від'ємну роботу, тобто для її подолання необхідно прикласти зовнішню енергію. Ця реакція буде створювати шкідливу роботу сил опору.

В обертальній кінематичній парі V класу відомою є точка прикладання нормальної складової реакції (вона проходить через центр шарніра), а невідомі модуль і напрямок дії цієї реакції.

Із наведеного вище випливає: якщо в механізмі є p_5 кінематичних пар V класу, то при визначенні реакцій в цих кінематичних парах будемо мати $2p_5$ невідомих. Для визначення цих невідомих необхідно мати таку ж кількість рівнянь рівноваги механізму. З розділу *статики* відомо, що для будь-якої ланки можна скласти *три рівняння рівноваги*: $\Sigma X = 0$, $\Sigma Y = 0$ та $\Sigma M_O(F) = 0$. Оскільки кожний механізм має n рухомих ланок, то для них можна скласти $3n$ рівнянь рівноваги. Для того, щоб задача з визначення реакцій у кінематичних парах могла б бути розв'язаною, необхідно щоб кількість невідомих дорівнювала кількості рівнянь рівноваги $3n = 2p_5$. Звідси випливає, що $3n - 2p_5 = 0$. Отримане рівняння

відповідає рівнянню ступеня рухомості структурної групи Ассура, яка складається з кінематичних пар V класу.

Це дає можливість при визначенні реакцій в кінематичних парах розглядати рівновагу не тільки окремих ланок, а і рівновагу окремих груп Ассура механізму.

Для визначення реакцій у кінематичних парах механізму для кожної ланки, а також для кожної групи Ассура складаються рівняння рівноваги, які називаються *рівняннями кінетостатики*. Ці рівняння складаються на базі *принципу Даламбера*, згідно з яким окремі рухомі ланки можна розглядати як такі, що перебувають в рівновазі, якщо до рівнянь статyki додати всі сили інерції, що діють на ці ланки

$$\Sigma(\bar{F}_j + \bar{F}_i) = 0; \quad (4.1)$$

$$\Sigma M_O(\bar{F}_j + \bar{F}_i) = 0. \quad (4.2)$$

Отримані рівняння можуть бути розв'язані аналітичним або графоаналітичним методом. В курсі теорії механізмів і машин використовується графоаналітичний метод – метод побудови силових діаграм (планів сил).

Суть цього методу полягає в тому, що рівняння (4.2) кінетостатики розв'язується аналітично для кожної окремої ланки механізму, а рівняння (4.1) – графічно, окремо для кожної ланки або кожної групи Ассура. При розгляді рівноваги окремої ланки або групи Ассура використовується метод звільнення від в'язів, згідно з яким при відокремленні окремої ланки або групи Ассура від механізму в'язі замінюються реакціями в'язів. Причому в обертальній кінематичній парі, в якій відома точка прикладання реакції, а невідомий її напрямок, остання розкладається на дві складові – нормальну і дотичну (тангенціальну).

Розглянемо визначення реакцій у кінематичних парах на прикладі важільного та кулісного механізмів.

Приклад 4.4. Визначити реакції у кінематичних парах механізму приводу хитного конвеєра та зрівноважувальну силу, необхідну на приведення механізму в рух, що прикладається у кінематичній парі A ведучої ланки і направлена перпендикулярно до

неї. Схема механізму під дією прикладених до її ланок сил зображена на рис. 4.3, а значення всіх сил наведені у прикладі 4.1.

Кінетостатичний аналіз механізму приводу хитного конвеєра починаємо із групи Ассура, що останньою приєднується до основного механізму, тобто із групи Ассура 4-5. Від'єднуємо вказану групу Ассура від основного механізму (рис. 4.10), а кінематичні пари C та E замінюємо реакціями R_{34}^n – нормальна складова реакції третьої ланки на четверту (направлена вздовж ланки CD), R_{34}^t – тангенціальна складова реакції третьої ланки на четверту (направлена перпендикулярно до ланки CD), R_{05} – реакція напрямної руху повзуна на сам повзун (направлена перпендикулярно до напрямку руху повзуна, а точка її прикладання невідома).

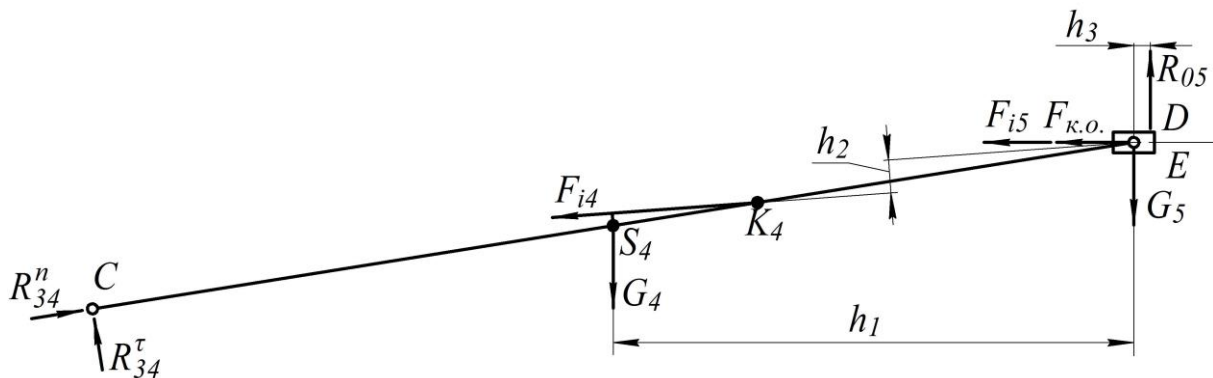


Рис. 4.10. Група Ассура 4-5 механізму приводу хитного конвеєра під дією прикладених сил

Для визначення тангенціальної реакції R_{34}^t розглянемо рівновагу ланки CD і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на цю ланку, відносно точки D :

$$\Sigma M_D = G_4 \cdot h_1 - F_{i4} \cdot h_2 - R_{34}^t \cdot CD = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{34}^t :

$$R_{34}^t = \frac{G_4 \cdot h_1 - F_{i4} \cdot h_2}{CD} = \frac{297,6 \cdot 101 - 714,3 \cdot 6}{205} = 125,7 \text{ Н},$$

де $G_4 = 297,6 \text{ Н}$, $F_{i4} = 714,3 \text{ Н}$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 4; $h_1 = 101 \text{ мм}$, $h_2 = 6 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються безпосередньо із креслення); $CD = 205 \text{ мм}$ – довжина ланки CD на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{34}^{τ} отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{34}^n та R_{05} розглянемо рівновагу всієї групи Ассура і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на лаки цієї групи:

$$\Sigma \bar{F} = \bar{R}_{34}^{\tau} + \bar{F}_{i4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{i5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_{к.о.} + \bar{R}_{05} + \bar{R}_{34}^n = 0.$$

У розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{05} та R_{34}^n . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будемо план сил структурної групи Ассура 4-5 (рис. 4.11).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса (початку побудови), з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{34}^{τ} тангенціальної реакції R_{34}^{τ} за напрямком із рис. 4.10. Залежно від довжини вектора pr_{34}^{τ} визначаємо масштаб плану сил

$$\mu_F = \frac{R_{34}^{\tau}}{pr_{34}^{\tau}} = \frac{125,7}{5} = 25,14 \text{ Н/мм}.$$

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{34}^{\tau} f_{i4} = \frac{F_{i4}}{\mu_F} = \frac{714,3}{25,14} = 28,4 \text{ мм}; \quad f_{i4} g_4 = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{297,6}{25,14} = 11,8 \text{ мм};$$

$$g_4 f_{i5} = \frac{F_{i5}}{\mu_F} = \frac{2259,6}{25,14} = 89,9 \text{ мм}; \quad f_{i5} g_5 = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{932}{25,14} = 37,1 \text{ мм};$$

$$g_5 f_{к.о.} = \frac{F_{к.о.}}{\mu_F} = \frac{7000}{25,14} = 278,4 \text{ мм}.$$

З точки r_{34}^{τ} проводимо вектор $r_{34}^{\tau} f_{i4}$ сили інерції F_{i4} , а потім вектори $f_{i4} g_4$, $g_4 f_{i5}$, $f_{i5} g_5$ та $g_5 f_{к.о.}$ сил G_4 , F_{i5} , G_5 та $F_{к.о.}$ відповідно за напрямками, що вказані на рис. 4.10. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{05} іде після сили $F_{к.о.}$, а направлена ця реакція по вертикалі, проводимо на плані сил із точки $f_{к.о.}$

вертикальну лінію. З рівняння також відомо, що сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього проводимо із полюса лінію, паралельну ланці CD – лінію, по якій буде проходити реакція R_{34}^n . На перетині проведених ліній утвориться точка r_{05} . Реакція R_{05} на плані сил відображається вектором, що виходить з точки $f_{к.о.}$ і закінчується в точці r_{05} . Реакція R_{34}^n на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{05} і закінчується в полюсі, а вектор повної реакції R_{34} третьої ланки на четверту – вектор $r_{05}r_{34}^r$. Чисельні значення отриманих реакцій визначаються із плану сил (рис. 4.11):

$$R_{05} = (f_{к.о.}r_{05}) \cdot \mu_F = 17,3 \cdot 25,14 = 434,9 \text{ Н};$$

$$R_{34}^n = (r_{05}p) \cdot \mu_F = 402,4 \cdot 25,14 = 10116,4 \text{ Н};$$

$$R_{34} = (r_{05}r_{34}^r) \cdot \mu_F = 402,5 \cdot 25,14 = 10118,9 \text{ Н}.$$

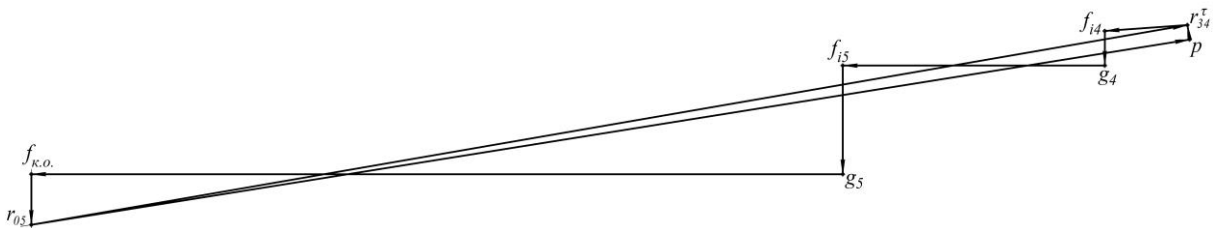


Рис. 4.11. План сил структурної групи 4-5

В структурній групі Ассура 4-5 залишаються дві невідомі: реакція R_{45} в кінематичній парі D та точка прикладення реакції R_{05} . Для визначення реакції R_{45} розглянемо рівновагу ланки 5 (рис. 4.12) і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

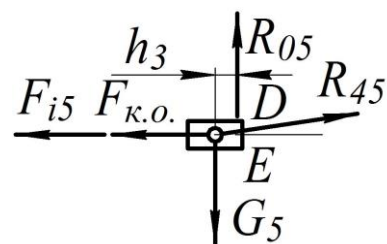


Рис. 4.12. Ланка 5 із прикладеними до неї силами

$$\Sigma \bar{F} = \bar{F}_{i5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_{к.о.} + \bar{R}_{05} + \bar{R}_{45} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модуль і напрямок реакції R_{45} . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будемо план сил ланки 5 (рис. 4.13), а масштаб плану сил

використаємо із попередньої побудови. Із полюса проводимо вектор pf_{i5} сили F_{i5} , до нього в заданій послідовності додаємо вектори $f_{i5}g_5$, $g_5f_{k.o.}$ та $f_{k.o.}r_{05}$ сил G_5 , $F_{k.o.}$ та R_{05} відповідно. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{45} іде після реакції R_{05} , а сума всіх сил дорівнює нулю, з'єднуємо точку r_{05} із полюсом і отримуємо вектор $r_{05}p$ реакції R_{45} . Із побудованого плану сил визначаємо величину даної реакції:

$$R_{34} = (r_{05}p) \cdot \mu_F = 372,3 \cdot 25,14 = 9359,6 \text{ Н.}$$

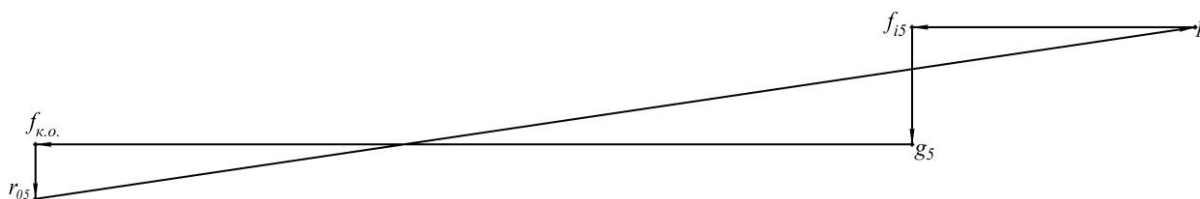


Рис. 4.13. План сил ланки 5

Для визначення точки прикладення реакції R_{05} (відстані h_3) розглянемо рівновагу ланки 5 (повзуна) і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на неї (рис. 4.12) відносно точки D :

$$\Sigma M_D = G_5 \cdot 0 + R_{45} \cdot 0 + F_{k.o.} \cdot 0 + F_{i5} \cdot 0 + R_{05} \cdot h_3 = R_{05} \cdot h_3 = 0.$$

Звідси випливає, що $h_3 = 0$, тобто реакція R_{05} проходить через точку D .

Переходимо до розгляду іншої структурної групи Ассура, яка складається із ланок 2 і 3. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.14), а кінематичні пари A , O_3 та C замінюємо реакціями R_{12}^n – нормальна складова реакції першої ланки на другу (направлена вздовж ланки AB), R_{12}^t – тангенціальна складова реакції першої ланки на другу (направлена перпендикулярно до ланки AB), R_{03}^n – нормальна складова реакції стояка на третю ланку (направлена вздовж ланки O_3C), R_{03}^t – тангенціальна складова реакції стояка на третю ланку (направлена перпендикулярно до ланки O_3C), R_{43} – реакція четвертої ланки на третю (визначена при розгляді попередньої групи Ассура $\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}$).

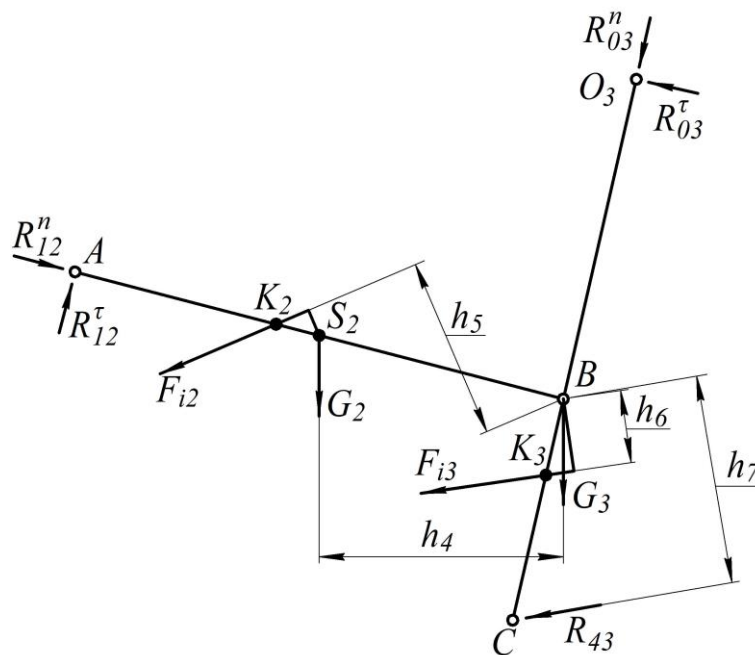


Рис. 4.14. Структурна група Ассюра 2-3

Для визначення тангенціальної реакції R_{12}^{τ} розглянемо рівновагу ланки AB і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на цю ланку, відносно точки B :

$$\Sigma M_B = G_2 \cdot h_4 + F_{i2} \cdot h_5 - R_{12}^{\tau} \cdot AB = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{12}^{τ} :

$$R_{12}^{\tau} = \frac{G_2 \cdot h_4 + F_{i2} \cdot h_5}{AB} = \frac{145,2 \cdot 48 + 273,8 \cdot 36}{100} = 168,3 \text{ Н},$$

де $G_2 = 145,2 \text{ Н}$, $F_{i2} = 273,8 \text{ Н}$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 2; $h_4 = 48 \text{ мм}$, $h_5 = 36 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються із креслення); $AB = 100 \text{ мм}$ – довжина ланки AB на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{12}^{τ} отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення тангенціальної реакції R_{03}^{τ} розглянемо рівновагу ланки O_3C і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на цю ланку, відносно точки B :

$$\Sigma M_B = F_{i3} \cdot h_6 + R_{43} \cdot h_7 - R_{03}^{\tau} \cdot O_3B = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{03}^{τ} :

$$R_{03}^{\tau} = \frac{F_{i3} \cdot h_6 + R_{43} \cdot h_7}{O_3B} = \frac{226,9 \cdot 14 + 10118,9 \cdot 41}{65} = 6431,6 \text{ Н},$$

де $F_{i3} = 226,9 \text{ Н}$ – сила інерції третьої ланки; $R_{43} = 10118,9 \text{ Н}$ – реакція четвертої ланки на третю; $h_6 = 14 \text{ мм}$, $h_7 = 41 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються із креслення); $O_3B = 65 \text{ мм}$ – довжина ланки O_3B на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{03}^{τ} отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{12}^n та R_{03}^n розглянемо рівновагу всієї групи Ассурі і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на ланки цієї групи:

$$\Sigma \bar{F} = \bar{R}_{12}^{\tau} + \bar{F}_{i2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{43} + \bar{F}_{i3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{03}^{\tau} + \bar{R}_{03}^n + \bar{R}_{12}^n = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{03}^n та R_{12}^n . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будуюмо план сил структурної групи Ассурі 2-3 (рис. 4.15).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса (початку побудови), з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{12}^{τ} тангенціальної реакції R_{12}^{τ} за напрямком із рис. 4.14. Залежно від довжини вектора pr_{12}^{τ} визначаємо масштаб плану сил

$$\mu_F = \frac{R_{12}^{\tau}}{pr_{12}^{\tau}} = \frac{168,3}{6} = 28,05 \text{ Н/мм}.$$

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{12}^{\tau} f_{i2} = \frac{F_{i2}}{\mu_F} = \frac{273,8}{28,05} = 9,8 \text{ мм}; \quad f_{i2} g_2 = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{145,2}{28,05} = 5,2 \text{ мм};$$

$$g_2 r_{43} = \frac{R_{43}}{\mu_F} = \frac{10118,9}{28,05} = 360,7 \text{ мм}; \quad r_{43} f_{i3} = \frac{F_{i3}}{\mu_F} = \frac{226,9}{28,05} = 8,1 \text{ мм};$$

$$f_{i3} g_3 = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{159,7}{28,05} = 5,7 \text{ мм}; \quad g_3 r_{03}^{\tau} = \frac{R_{03}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{6431,6}{28,05} = 229,3 \text{ мм}.$$

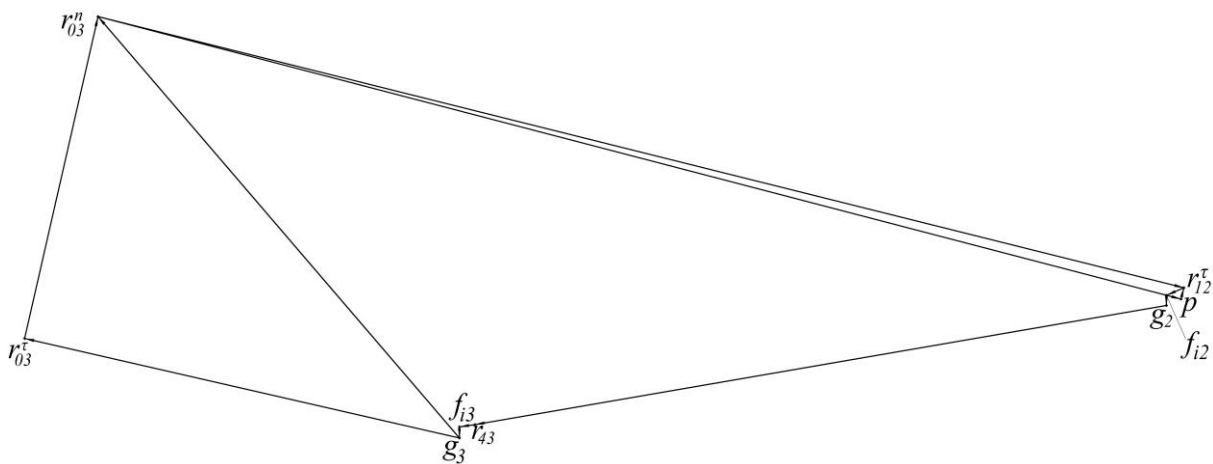


Рис. 4.15. План сил структурної групи 2-3

З точки r_{12}^{τ} проводимо вектор $r_{12}^{\tau}f_{i2}$ сили інерції F_{i2} , а потім вектори $f_{i2}g_2$, g_2r_{43} , $r_{43}f_{i3}$, $f_{i3}g_3$ та $g_3r_{03}^{\tau}$ сил G_2 , R_{43} , F_{i3} , G_3 та R_{03}^{τ} відповідно за напрямками, що вказані на рис. 4.14. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{03}^n іде після реакції R_{03}^{τ} , а направлена ця реакція вздовж ланки O_3C , проводимо на плані сил із точки r_{03}^{τ} лінію паралельну ланці O_3C . З рівняння також відомо, що сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього з полюса проводимо лінію, паралельну ланці AB – лінію, по якій буде проходити реакція R_{12}^n . На перетині проведених ліній утвориться точка r_{03}^n . Реакція R_{03}^n на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{03}^{τ} і закінчується в точці r_{03}^n , а вектор повної реакції R_{03} стояка на третю ланку – вектор $g_3r_{03}^n$. Реакція R_{12}^n на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{03}^n і закінчується в полюсі, а вектор повної реакції R_{12} першої ланки на другу – вектор $r_{03}^nr_{12}^{\tau}$. Чисельні значення отриманих реакцій визначаються із плану сил (рис. 4.15):

$$R_{34}^n = (r_{03}^{\tau}r_{03}^n) \cdot \mu_F = 169,4 \cdot 28,05 = 4751,7 \text{ H};$$

$$R_{34} = (g_3r_{03}^n) \cdot \mu_F = 285,1 \cdot 28,05 = 7997,1 \text{ H};$$

$$R_{12}^n = (r_{03}^n p) \cdot \mu_F = 575,3 \cdot 28,05 = 16137,2 \text{ H};$$

$$R_{12}^\tau = (r_{03}^n r_{12}^\tau) \cdot \mu_F = 575,4 \cdot 28,05 = 16140 \text{ H}.$$

В структурній групі Ассура 2-3 залишається невідомою реакція R_{32} в кінематичній парі B . Для її визначення розглянемо рівновагу ланки 2 (рис. 4.16) і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

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

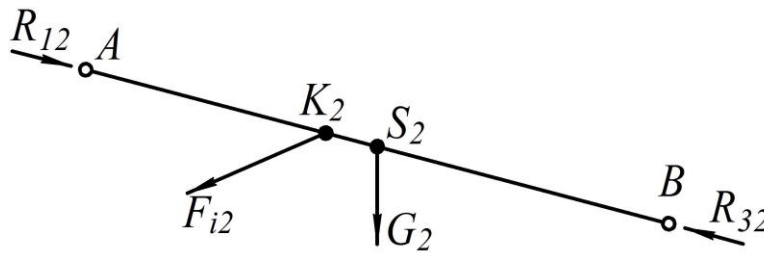


Рис. 4.16. Ланка 2 із прикладеними до неї силами

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модуль і напрямок реакції R_{32} . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будуюмо план сил ланки 2 (рис. 4.17), а масштаб плану сил використаємо із попередньої побудови. Із полюса проводимо вектор pr_{12} реакції R_{12} , до нього в заданій послідовності додаємо вектори $r_{12}f_{i2}$ та $f_{i2}g_2$ сил F_{i2} та G_2 відповідно. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{32} іде після сили G_2 , а сума всіх сил дорівнює нулю, з'єднуємо точку g_2 із полюсом і отримуємо вектор g_2p реакції R_{32} . Із побудованого плану сил визначаємо величину даної реакції:

$$R_{32} = (g_2 p) \cdot \mu_F = 569 \cdot 28,05 = 15960,5 \text{ H}.$$

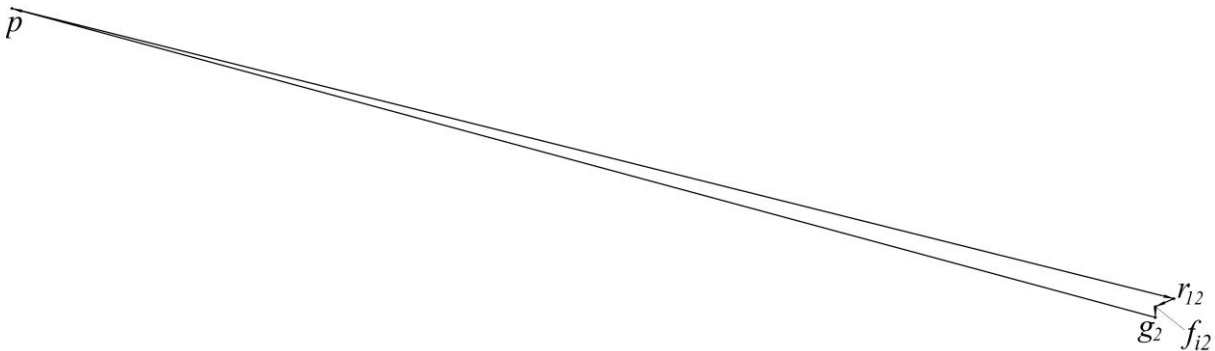
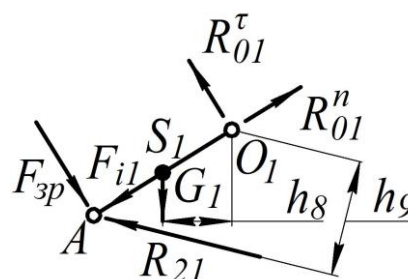


Рис. 4.17. План сил ланки 2

Переходимо до розгляду ведучої ланки. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.18), а кінематичні пари O_1 та A замінюємо реакціями R_{01}^n – нормальна складова реакції стояка на ведучу ланку (направлена вздовж ланки O_1A), R_{01}^t – тангенціальна складова реакції стояка на ведучу ланку (направлена перпендикулярно до ланки O_1A), R_{21} – реакція другої ланки на ведучу (визначена при розгляді попередньої групи Ассур $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$).

Для визначення зрівноважувальної сили F_{zp} розглянемо рівновагу ведучої ланки і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на неї, відносно точки O_1 :



$$\Sigma M_{O_1} = G_1 \cdot h_8 - R_{21} \cdot h_9 + F_{zp} \cdot O_1A = 0. \quad \text{Рис. 4.18. Ведуча ланка}$$

З отриманого рівняння визначаємо значення зрівноважувальної сили:

$$F_{zp} = \frac{-G_1 \cdot h_8 + R_{21} \cdot h_9}{O_1A} = \frac{-36,3 \cdot 10,6 + 16140 \cdot 17,9}{25} = 11540,8 \text{ Н},$$

де $G_1 = 36,3 \text{ Н}$ – сила тяжіння ведучої ланки; $R_{21} = 116140 \text{ Н}$ – реакція другої ланки на ведучу (визначається із розгляду структурної групи Ассур 2-3); $h_8 = 10,6 \text{ мм}$, $h_9 = 17,9 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються із креслення); $O_1A = 25 \text{ мм}$ – довжина ведучої ланки на кресленні.

Оскільки значення зрівноважувальної сили отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{01}^n та R_{01}^t розглянемо рівновагу ведучої ланки і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на цю ланку:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \underline{\underline{\bar{F}_{ii}}} + \underline{\underline{\bar{F}_{zp}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}^n}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}^t}} = \underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \underline{\underline{\bar{F}_{ii}}} + \underline{\underline{\bar{F}_{zp}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}}} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{01}^n та R_{01}^t , векторна сума яких була замінена на один сумарний вектор

реакції R_{01} стояка на ведучу ланку. Модуль і напрямок даної реакції невідомі. Тому записане векторне рівняння можна розв'язати графічно. Для цього будемо план сил ведучої ланки (рис. 4.19).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса, з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{21} реакції R_{21} за напрямком із рис. 4.18. Залежно від довжини вектора pr_{21} визначаємо масштаб плану сил $\mu_F = \frac{R_{21}}{pr_{21}} = \frac{16140}{161,4} = 100 \text{ Н/мм}$.

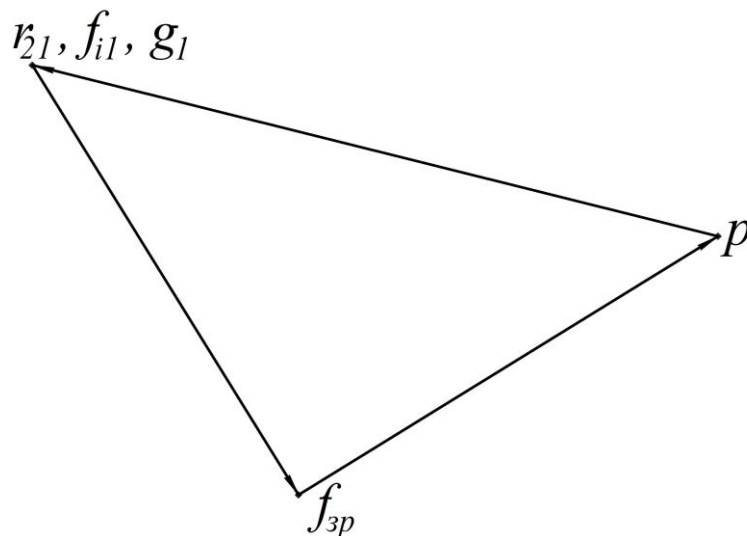


Рис. 4.19. План сил ведучої ланки

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{21}g_1 = \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{36,3}{100} = 0,363 \text{ мм}; \quad g_1f_{i1} = \frac{F_{i1}}{\mu_F} = \frac{44,4}{100} = 0,444 \text{ мм};$$

$$f_{i1}f_{zp} = \frac{F_{zp}}{\mu_F} = \frac{11540,8}{100} = 115,4 \text{ мм}.$$

Оскільки довжина векторів $r_{21}g_1$ та g_1f_{i1} становить менше 2 мм, зображаємо їх на плані сил точками в кінці вектора pr_{21} . З точки f_{i1} проводимо вектор $f_{i1}f_{zp}$ зрівноважувальної сили. Із рівняння відомо, що після вектора зрівноважувальної сили F_{zp} наступним іде вектор реакції R_{01} , а сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього

проводимо вектор із точки f_{zp} до полюса, який і буде графічним відображенням реакції R_{01} . Чисельне значення даної реакції визначається із плану сил (рис. 4.19):

$$R_{01} = (f_{zp} p) \cdot \mu_F = 112,5 \cdot 100 = 11250 \text{ Н}.$$

Також можна визначити зрівноважувальний момент на валу ведучої ланки:

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot l_{O_1A} = 11540,8 \cdot 0,1 = 1154,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

та необхідну миттєву потужність:

$$P = M_{zp} \cdot \omega_1 = 1154,08 \cdot 15,5 = 17888 \text{ Вт} = 17,888 \text{ кВт},$$

де $l_{O_1A} = 0,1 \text{ м}$ – довжина кривошипа, $\omega_1 = 15,5 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість обертання кривошипа.

Приклад 4.5. Визначити реакції у кінематичних парах механізму приводу клапанів бетононасосу та зрівноважувальну силу, необхідну на приведення механізму в рух, що прикладається у кінематичній парі A ведучої ланки і направлена перпендикулярно до неї. Схема механізму під дією прикладених до її ланок сил зображена на рис. 4.6, а значення всіх сил наведені у прикладі 4.2.

Кінетостатичний аналіз механізму приводу клапанів бетононасосу починаємо із групи Ассура, що останньою приєднується до основного механізму, тобто із групи Ассура 4-5. Від'єднуємо вказану групу Ассура від основного механізму (рис. 4.20), а кінематичні пари B та O_5 замінюємо реакціями R_{34}^n – нормальна складова реакції третьої ланки на четверту (направлена вздовж ланки BC), R_{34}^t – тангенціальна складова реакції третьої ланки на четверту (направлена перпендикулярно до ланки BC), R_{05}^n – нормальна складова реакції стояка на п'яту ланку (направлена вздовж ланки O_5C), R_{05}^t – тангенціальна складова реакції стояка на п'яту ланку (направлена перпендикулярно до ланки O_5C).

Для визначення тангенціальної реакції R_{05}^t розглянемо рівновагу ланки O_5C і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на цю ланку, відносно точки C :

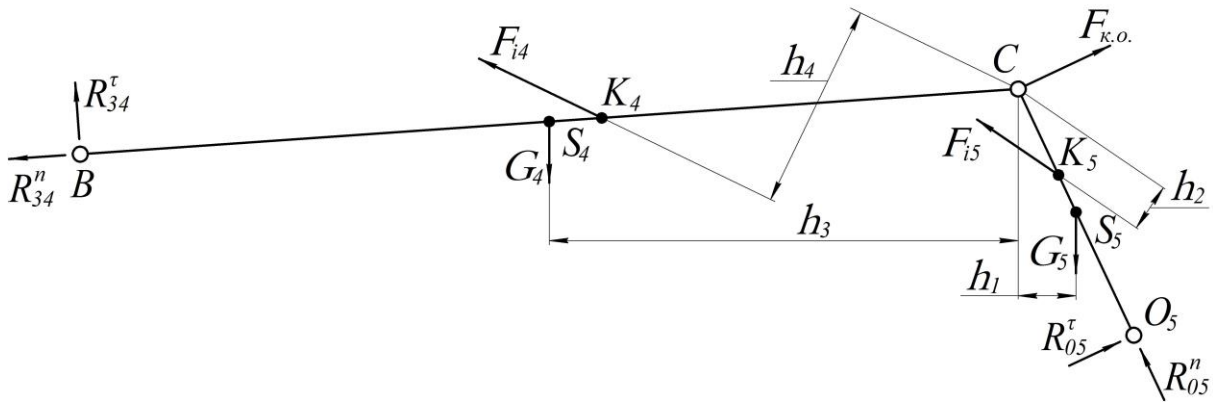


Рис. 4.20. Група Ассура 4-5 під дією прикладених сил

$$\Sigma M_C = -G_5 \cdot h_1 - F_{i5} \cdot h_2 + R_{05}^\tau \cdot O_5C = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{05}^τ :

$$R_{05}^\tau = \frac{G_5 \cdot h_1 + F_{i5} \cdot h_2}{O_5C} = \frac{81,6 \cdot 15,4 + 64 \cdot 12,8}{65} = 31,9 \text{ Н},$$

де $G_5 = 81,6 \text{ Н}$, $F_{i5} = 64 \text{ Н}$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 5; $h_1 = 15,4 \text{ мм}$, $h_2 = 12,8 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються безпосередньо із креслення); $O_5C = 65 \text{ мм}$ – довжина ланки O_5C на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{05}^τ отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення тангенціальної реакції R_{34}^τ розглянемо рівновагу ланки BC і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на цю ланку, відносно точки C :

$$\Sigma M_C = G_4 \cdot h_3 - F_{i4} \cdot h_4 - R_{34}^\tau \cdot BC = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{34}^τ :

$$R_{34}^\tau = \frac{G_4 \cdot h_3 - F_{i4} \cdot h_4}{BC} = \frac{282,5 \cdot 112,2 - 404,1 \cdot 49,5}{225} = 52 \text{ Н},$$

де $G_4 = 282,5 \text{ Н}$, $F_{i4} = 404,1 \text{ Н}$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 4; $h_3 = 112,2 \text{ мм}$, $h_4 = 49,5 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються із креслення); $BC = 225 \text{ мм}$ – довжина ланки BC на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{34}^τ отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{05}^n та R_{34}^n розглянемо рівновагу всієї групи Ассура і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на лаки цієї групи:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{R_{34}^\tau}} + \underline{\underline{F_{i4}}} + \underline{\underline{G_4}} + \underline{\underline{F_{i5}}} + \underline{\underline{F_{к.о.}}} + \underline{\underline{G_5}} + \underline{\underline{R_{05}^\tau}} + \underline{\underline{R_{05}^n}} + \underline{\underline{R_{34}^n}} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{05}^n та R_{34}^n . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будемо план сил структурної групи Ассура 4-5 (рис. 4.21).

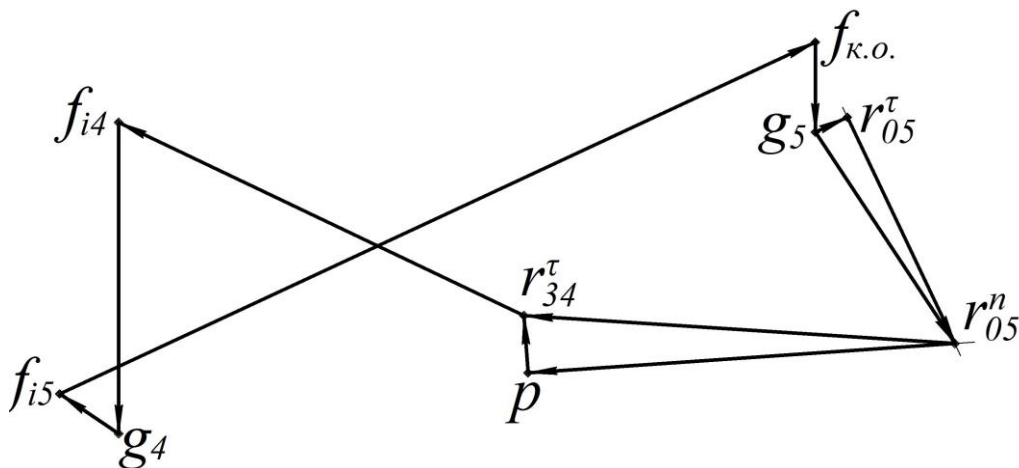


Рис. 4.21. План сил групи Ассура 4-5

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса (початку побудови), з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{34}^τ тангенціальної реакції R_{34}^τ за напрямком із рис. 4.20. Залежно від довжини

вектора pr_{34}^τ визначаємо масштаб плану сил $\mu_F = \frac{R_{34}^\tau}{pr_{34}^\tau} = \frac{52}{10} = 5,2 \frac{H}{мм}$.

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{34}^\tau f_{i4} = \frac{F_{i4}}{\mu_F} = \frac{404,1}{5,2} = 77,7 \text{ мм}; \quad f_{i4} g_4 = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{282,5}{5,2} = 54,3 \text{ мм};$$

$$g_4 f_{i5} = \frac{F_{i5}}{\mu_F} = \frac{64}{5,2} = 12,3 \text{ мм}; \quad f_{i5} f_{к.о.} = \frac{F_{к.о.}}{\mu_F} = \frac{750}{5,2} = 144,2 \text{ мм};$$

$$f_{к.о.} g_5 = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{81,6}{5,2} = 15,7 \text{ мм}; \quad g_5 r_{05}^\tau = \frac{R_{05}^\tau}{\mu_F} = \frac{31,9}{5,2} = 6,1 \text{ мм}.$$

З точки r_{34}^τ проводимо вектор $r_{34}^\tau f_{i4}$ сили інерції F_{i4} , а потім вектори $f_{i4}g_4$, g_4f_{i5} , $f_{i5}f_{к.о.}$, $f_{к.о.}g_5$ та $g_5r_{05}^\tau$ сил G_4 , F_{i5} , $F_{к.о.}$, G_5 та R_{05}^τ відповідно за напрямками, що вказані на рис. 4.20. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{05}^n іде після реакції R_{05}^τ , а направлена ця реакція вздовж ланки O_5C , проводимо на плані сил із точки r_{05}^τ лінію паралельну ланці O_5C . З рівняння також відомо, що сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього з полюса проводимо лінію, паралельну ланці BC – лінію, по якій буде проходити реакція R_{34}^n . На перетині проведених ліній утвориться точка r_{05}^n . Реакція R_{05}^n на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{05}^τ і закінчується в точці r_{05}^n , а вектор повної реакції R_{05} стояка на п'яту ланку – вектор $g_5r_{05}^n$. Реакція R_{34}^n на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{05}^n і закінчується в полюсі, а вектор повної реакції R_{34} третьої ланки на четверту – вектор $r_{05}^nr_{34}^\tau$. Чисельні значення отриманих реакцій визначаються із плану сил (рис. 4.21):

$$R_{05}^n = (r_{05}^\tau r_{05}^n) \cdot \mu_F = 43,6 \cdot 5,2 = 226,7 \text{ H};$$

$$R_{05} = (g_5 r_{05}^n) \cdot \mu_F = 44,1 \cdot 5,2 = 229,3 \text{ H};$$

$$R_{34}^n = (r_{05}^n p) \cdot \mu_F = 73,9 \cdot 5,2 = 384,3 \text{ H};$$

$$R_{34} = (r_{05}^n r_{34}^\tau) \cdot \mu_F = 74,6 \cdot 5,2 = 387,9 \text{ H}.$$

В структурній групі Ассура 4-5 залишається невідомою реакція R_{45} в кінематичній парі C . Для її визначення розглянемо рівновагу ланки 5 (рис. 4.22) і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

$$\Sigma \bar{F} = \bar{F}_{i5} + \bar{F}_{к.о.} + \bar{G}_5 + \bar{R}_{05} + \bar{R}_{45} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модуль і напрямок реакції R_{45} . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього

будуємо план сил ланки 5 (рис. 4.23), а масштаб плану сил використаємо із попередньої побудови.

Із полюса проводимо вектор pf_{i5} сили інерції F_{i5} , до нього в заданій послідовності додаємо вектори $f_{i5}f_{k.o.}$, $f_{k.o.}g_5$ та g_5r_{05} сил $F_{k.o.}$, G_5 та R_{05} відповідно. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{45} іде після реакції R_{05} , а сума всіх сил дорівнює нулю, з'єднуємо точку r_{05} із полюсом і отримуємо вектор $r_{05}p$ реакції R_{45} . Із побудованого плану сил визначаємо величину даної реакції:

$$R_{45} = (r_{05}p) \cdot \mu_F = 145,2 \cdot 5,2 = 755 \text{ H}.$$

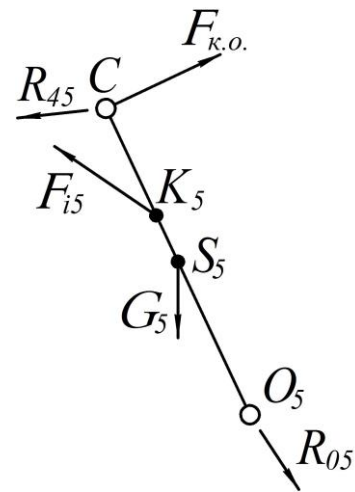


Рис. 4.22. Ланка 5 під дією прикладених сил

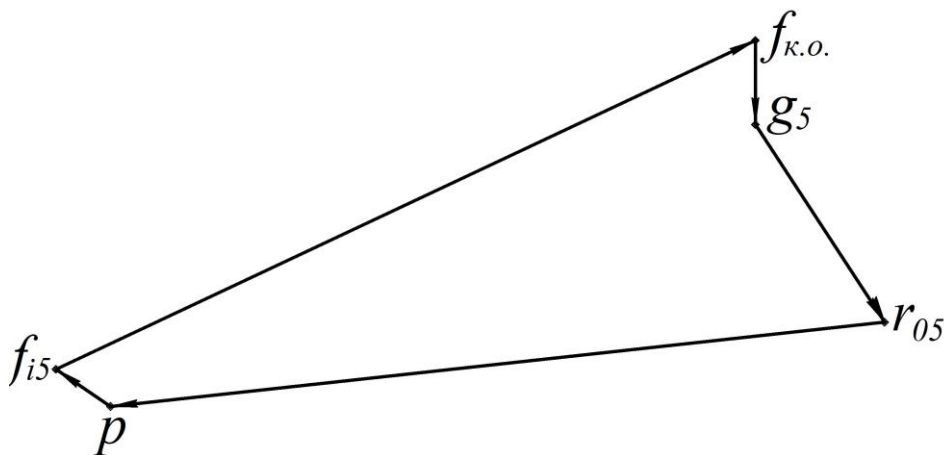


Рис. 4.23. План сил ланки 5

Переходимо до розгляду ланки 3. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.24), а кінематичні пари O_3 , F та B замінюємо реакціями R_{03}^n – нормальна складова реакції стояка на третю ланку (направлена вздовж ланки O_3B), R_{03}^t – тангенціальна складова реакції стояка на третю ланку (направлена перпендикулярно до ланки O_3B), R_{23} – реакція другої ланки на третю (направлена перпендикулярно до ланки O_3B), R_{43} – реакція четвертої ланки на третю (визначена при розгляді попередньої групи Ассура $\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}$).

Для визначення реакції R_{23} розглянемо рівновагу третьої ланки і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на неї, відносно точки O_3 :

$$\begin{aligned} \Sigma M_{O_3} = G_3 \cdot h_6 + F_{i3} \cdot h_7 - \\ - R_{43} \cdot h_5 + R_{23} \cdot O_3F = 0. \end{aligned}$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{23} :

$$\begin{aligned} R_{23} = \frac{R_{43} \cdot h_5 - G_3 \cdot h_6 - F_{i3} \cdot h_7}{O_3F} = \\ = \frac{387,9 \cdot 135 - 175,8 \cdot 13,5 - 113,6 \cdot 81,1}{129} = \\ = 316,1 H, \end{aligned}$$

де $G_3 = 175,8 H$, $F_{i3} = 113,6 H$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 3; $R_{43} = 387,9 H$ – реакція четвертої ланки на третю (визначається із розгляду структурної групи Ассур 4-5); $h_5 = 135 \text{ мм}$, $h_6 = 13,5 \text{ мм}$, $h_7 = 81,1 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються із креслення); $O_3F = 129 \text{ мм}$ – довжина ланки O_3F на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{23} отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{03}^n та R_{03}^t розглянемо рівновагу ланки 3 і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{\bar{R}_{43}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{23}}} + \underline{\underline{\bar{G}_3}} + \underline{\underline{\bar{F}_{i3}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{03}^n}} + \underline{\underline{\bar{R}_{03}^t}} = \underline{\underline{\bar{R}_{43}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{23}}} + \underline{\underline{\bar{G}_3}} + \underline{\underline{\bar{F}_{i3}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{03}}} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{03}^n та R_{03}^t , векторна сума яких була замінена на один сумарний вектор реакції R_{03} стояка на третю ланку. Модуль і напрямок даної реакції невідомі. Тому записане векторне рівняння можна розв'язати графічно. Для цього будуюмо план сил третьої ланки (рис. 4.25).

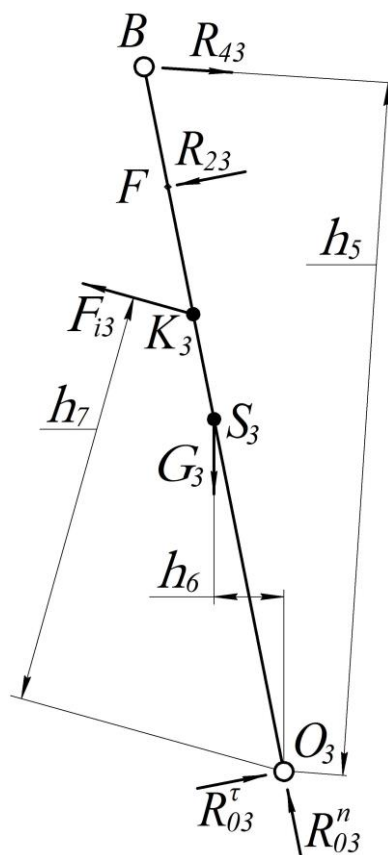


Рис. 4.24. Ланка 3 під дією прикладених сил

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса, з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{43} реакції R_{43} за напрямком із рис. 4.24. Залежно від довжини вектора pr_{43} визначаємо

$$\text{масштаб плану сил } \mu_F = \frac{R_{43}}{pr_{43}} = \frac{387,9}{77,6} = 5 \text{ Н/мм}.$$

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{43}r_{23} = \frac{R_{23}}{\mu_F} = \frac{316,1}{5} = 63,2 \text{ мм};$$

$$r_{23}g_3 = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{175,8}{5} = 35,2 \text{ мм};$$

$$g_3f_{i3} = \frac{F_{i3}}{\mu_F} = \frac{113,6}{5} = 22,7 \text{ мм}.$$

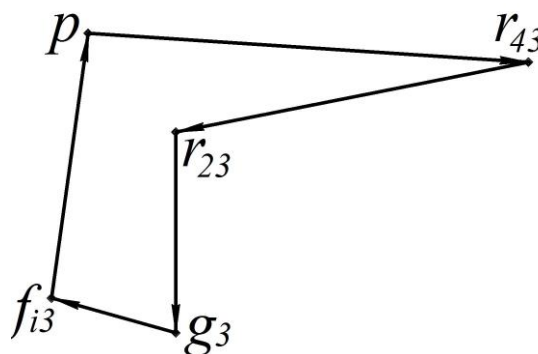


Рис. 4.25. План сил ланки 3

З точки r_{43} проводимо вектор $r_{43}r_{23}$ реакції R_{23} , а потім вектори $r_{23}g_3$ та g_3f_{i3} сил G_3 та F_{i3} відповідно за напрямками, що вказані на рис. 4.24. Із рівняння відомо, що після вектора сили інерції F_{i3} наступним іде вектор реакції R_{03} , а сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього проводимо вектор із точки f_{i3} до полюса, який і буде графічним відображенням реакції R_{03} . Чисельне значення даної реакції визначається із плану сил (рис. 4.25):

$$R_{03} = (f_{i3}p) \cdot \mu_F = 46,8 \cdot 5 = 234 \text{ Н}.$$

Переходимо до розгляду другої ланки. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.26), а кінематичні пари A та F замінюємо реакціями R_{12} – реакція ведучої ланки на другу (напрямок і модуль цієї реакції невідомі), R_{32} – реакція третьої ланки на другу (визначена при розгляді попередньої ланки $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$).

Для визначення реакції R_{12} розглянемо рівновагу другої ланки і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

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

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модуль і напрямок реакції R_{12} . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будуюмо план сил другої ланки (рис. 4.27).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса, з якого довільною довжиною проводимо вектор pg_2 сили тяжіння G_2 за напрямком із рис. 4.26. Залежно від довжини вектора pg_2 визначаємо масштаб плану сил $\mu_F = \frac{G_2}{pg_2} = \frac{58,9}{19} = 3,1 \text{ Н/мм}$, де $G_2 = 58,9 \text{ Н}$ – сила тяжіння ланки 2.

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$g_2 r_{32} = \frac{R_{32}}{\mu_F} = \frac{316,1}{3,1} = 102 \text{ мм};$$

$$r_{32} f_{i2} = \frac{F_{i2}}{\mu_F} = \frac{114,2}{3,1} = 36,8 \text{ мм},$$

де $R_{32} = 316,1 \text{ Н}$ – реакція третьої ланки на другу (визначається із розгляду ланки 3), $F_{i2} = 114,2 \text{ Н}$ – сила інерції ланки 2.

З точки g_2 проводимо вектор $g_2 r_{32}$ реакції R_{32} , а потім вектор $r_{32} f_{i2}$ сили інерції F_{i2} за напрямками, що вказані на рис. 4.26. Із рівняння відомо, що після вектора сили інерції F_{i2} наступним іде вектор реакції R_{12} , а сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього проводимо вектор із точки f_{i2} до полюса, який і буде графічним відображенням

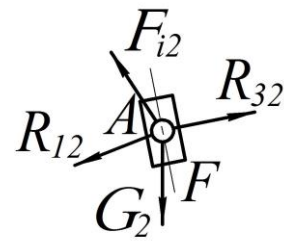


Рис. 4.26. Ланка 2 під дією прикладених сил

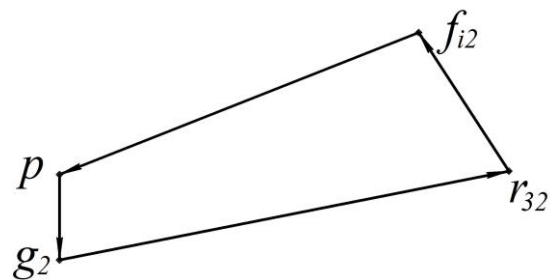


Рис. 4.27. План сил ланки 2

реакції R_{12} . Із отриманого плану сил визначається чисельне значення даної реакції (рис. 4.27):

$$R_{12} = (f_{i2p}) \cdot \mu_F = 86 \cdot 3,1 = 266,6 \text{ Н}.$$

Переходимо до розгляду ведучої ланки. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.28), а кінематичні пари O_1 та A замінюємо реакціями R_{01}^n – нормальна складова реакції стояка на ведучу ланку (направлена вздовж ланки O_1A), R_{01}^τ – тангенціальна складова реакції стояка на ведучу ланку (направлена перпендикулярно до ланки O_1A), R_{21} – реакція другої ланки на ведучу (визначена при розгляді попередньої ланки $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$).

Для визначення зрівноважувальної сили $F_{зр}$ розглянемо рівновагу ведучої ланки і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на неї, відносно точки O_1 :

$$\Sigma M_{O_1} = -R_{21} \cdot h_8 + F_{зр} \cdot O_1A = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення зрівноважувальної сили:

$$F_{зр} = \frac{R_{21} \cdot h_8}{O_1A} = \frac{266,6 \cdot 26,7}{30} = 237,3 \text{ Н},$$

де $R_{21} = 266,6 \text{ Н}$ – реакція другої ланки на ведучу (визначається із розгляду ланки 2); $h_8 = 26,7 \text{ мм}$ – плече реакції R_{21} (вимірюються із креслення); $O_1A = 30 \text{ мм}$ – довжина ведучої ланки на кресленні.

Оскільки значення зрівноважувальної сили отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{01}^n та R_{01}^τ розглянемо рівновагу ведучої ланки і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на цю ланку:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \underline{\underline{\bar{F}_{зр}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}^n}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}^\tau}} = \underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \underline{\underline{\bar{F}_{зр}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}}} = 0.$$

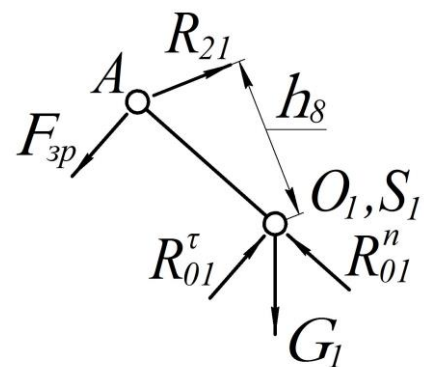


Рис. 4.28. Ведуча ланка

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{01}^n та R_{01}^r , векторну суму яких можна замінити одним сумарним вектором реакції R_{01} стояка на ведучу ланку. Модуль і напрямок даної реакції невідомі. Тому записане векторне рівняння можна розв'язати графічно. Для цього будемо план сил ведучої ланки (рис. 4.29).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса, з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{21} реакції R_{21} за напрямком із рис. 4.28. Залежно від довжини вектора pr_{21} визначаємо масштаб плану сил $\mu_F = \frac{R_{21}}{pr_{21}} = \frac{266,6}{53,3} = 5 \text{ Н/мм}$.

$$\mu_F = \frac{R_{21}}{pr_{21}} = \frac{266,6}{53,3} = 5 \text{ Н/мм}.$$

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{21}g_1 = \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{37,7}{5} = 7,5 \text{ мм};$$

$$g_1f_{3p} = \frac{F_{3p}}{\mu_F} = \frac{237,3}{5} = 47,5 \text{ мм},$$

де $G_1 = 37,7 \text{ Н}$ – сила тяжіння ведучої ланки.

З точки r_{21} проводимо вектор $r_{21}g_1$ сили тяжіння G_1 , а з його кінця вектор g_1f_{3p} зрівноважувальної сили. Із рівняння відомо, що після вектора зрівноважувальної сили F_{3p} наступним іде вектор реакції R_{01} , а сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього проводимо вектор із точки f_{3p} до полюса, який і буде графічним відображенням реакції R_{01} . Чисельне значення даної реакції визначається із плану сил (рис. 4.29):

$$R_{01} = (f_{3p}p) \cdot \mu_F = 29,7 \cdot 5 = 148,5 \text{ Н}.$$

Також для механізму приводу клапанів бетононасосу можна визначити зрівноважувальний момент на валу ведучої ланки та необхідну миттєву потужність для приведення механізму в рух. Порядок визначення цих параметрів наведено в прикладі 4.4.

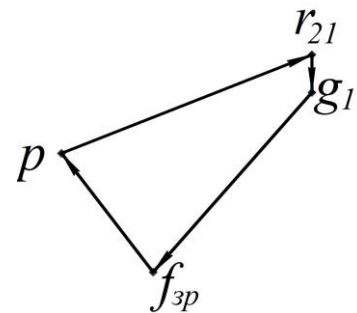


Рис. 4.29. План сил ведучої ланки

Приклад 4.6. Визначити реакції у кінематичних парах механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном та зрівноважувальну силу, необхідну на приведення механізму в рух, що прикладається у кінематичній парі A ведучої ланки і направлена перпендикулярно до неї. Схема механізму під дією прикладених до її ланок сил зображена на рис. 4.9, а значення всіх сил наведені у прикладі 4.3.

Кінетостатичний аналіз механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном починаємо із рухомих напрямних – ланки 5, що останньою приєднується до основного механізму. Від'єднуємо вказану ланку від основного механізму (рис. 4.30), а кінематичні пари D та E замінюємо реакціями R_{45} – реакція четвертої ланки на п'яту (направлена перпендикулярно швидкості відносного руху ланок 4 та 5 – горизонтально), R_{05} – реакція стояка на ланку 5 (направлена перпендикулярно швидкості руху ланки 5 вздовж напрямної руху – вертикально).

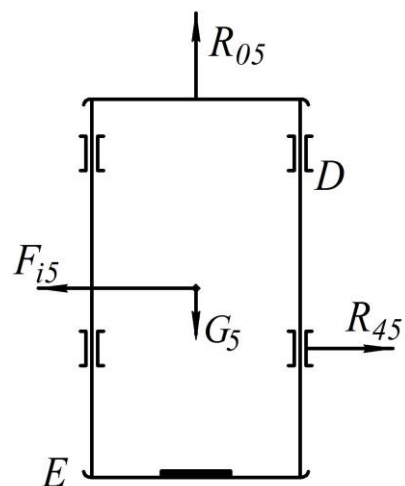


Рис. 4.30. Ланка 5 під дією прикладених сил

З прикладу 4.4 відомо, що реакція в поступальній кінематичній парі прикладається в її центрі. Тому реакцію R_{05} прикладаємо в центрі кінематичної пари E .

Для визначення модулів реакцій R_{45} та R_{05} розглянемо рівновагу ланки 5 і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{\bar{F}_{i5}}} + \underline{\underline{\bar{G}_5}} + \underline{\underline{\bar{R}_{45}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{05}}} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{45} та R_{05} . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будуємо план сил ланки 5 (рис. 4.31).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса (початку побудови), з якого довільною довжиною проводимо вектор pf_{i5} сили інерції F_{i5} за напрямком із рис. 4.30. Залежно від довжини вектора

pf_{i5} визначаємо масштаб плану сил $\mu_F = \frac{F_{i5}}{pf_{i5}} = \frac{10156,8}{211,6} = 48 \frac{H}{мм}$,

де $F_{i5} = 10156,8 H$ – сили інерції ланки 5. Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$f_{i5}g_5 = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{784,8}{48} = 16,35 \text{ мм},$$

де $G_5 = 784,8 H$ – сила тяжіння ланки 5.

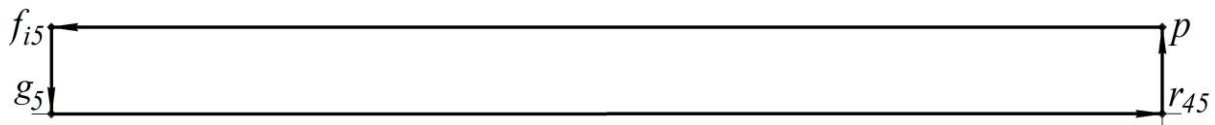


Рис. 4.31. План сил групи ланки 5

З точки f_{i5} проводимо вектор $f_{i5}g_5$ сили тяжіння G_5 за напрямком, що вказаний на рис. 4.30. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{45} іде після сили тяжіння G_5 , а направлена ця реакція горизонтально, проводимо на плані сил із точки g_5 горизонтальну лінію. З рівняння також відомо, що сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього з полюса проводимо вертикальну лінію – лінію, по якій буде проходити реакція R_{05} . На перетині проведених ліній утвориться точка r_{45} . Реакція R_{45} на плані сил відображається вектором, що виходить з точки g_5 і закінчується в точці r_{45} , а реакція R_{05} на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{45} і закінчується в полюсі. Чисельні значення отриманих реакцій визначаються із плану сил (рис. 4.31):

$$R_{45} = (g_5r_{45}) \cdot \mu_F = 211,6 \cdot 48 = 10156,8 H;$$

$$R_{05} = (r_{45}p) \cdot \mu_F = 16,35 \cdot 48 = 784,8 H.$$

Переходимо до розгляду ланки 4. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.32), а кінематичні пари B та D замінюємо реакціями R_{54} – реакція п'ятої ланки на четверту (визначена при розгляді попередньої ланки $\bar{R}_{54} = -\bar{R}_{45}$), R_{24}^n – нормальна складова

реакції другої ланки на четверту (направлена вздовж ланки AC), R_{24}^{τ} – тангенціальна складова реакції другої ланки на четверту (направлена перпендикулярно до ланки AC).

Для визначення модулів реакцій R_{24}^n та R_{24}^{τ} розглянемо рівновагу ланки 4 і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

$$\begin{aligned} \Sigma \bar{F} &= \bar{R}_{54} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{i4} + \bar{F}_{к.о.} + \bar{R}_{24}^n + \bar{R}_{24}^{\tau} = \\ &= \bar{R}_{54} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{i4} + \bar{F}_{к.о.} + \bar{R}_{24} = 0. \end{aligned}$$

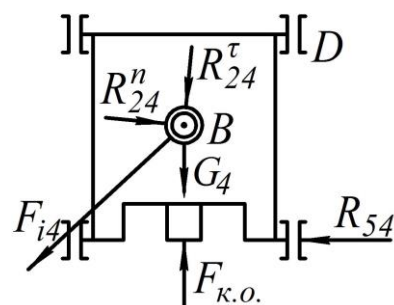


Рис. 4.32. Ланка 4 під дією прикладених сил

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{24}^n та R_{24}^{τ} , векторну суму яких можна замінити одним сумарним вектором реакції R_{24} другої ланки на четверту ланку. Модуль і напрямок даної реакції невідомі. Тому записане векторне рівняння можна розв'язати графічно. Для цього будуюмо план сил ведучої ланки (рис. 4.33).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса, з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{54} реакції R_{54} за напрямком із рис. 4.32. Залежно від довжини вектора pr_{54} визначаємо

$$\text{масштаб плану сил } \mu_F = \frac{R_{54}}{pr_{54}} = \frac{10156,8}{105,8} = 96 \frac{H}{мм}, \text{ де } R_{54} = 10156,8 H -$$

реакція ланки 5 на ланку 4.

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{54}g_4 = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{647,5}{96} = 6,7 \text{ мм}; \quad g_4f_{i4} = \frac{F_{i4}}{\mu_F} = \frac{11395,6}{96} = 118,7 \text{ мм};$$

$$f_{i4}f_{к.о.} = \frac{F_{к.о.}}{\mu_F} = \frac{3000}{96} = 31,2 \text{ мм},$$

де $G_4 = 647,5 H$, $F_{i4} = 11395,6 H$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 4, $F_{к.о.} = 3000 H$ – сила корисного опору.

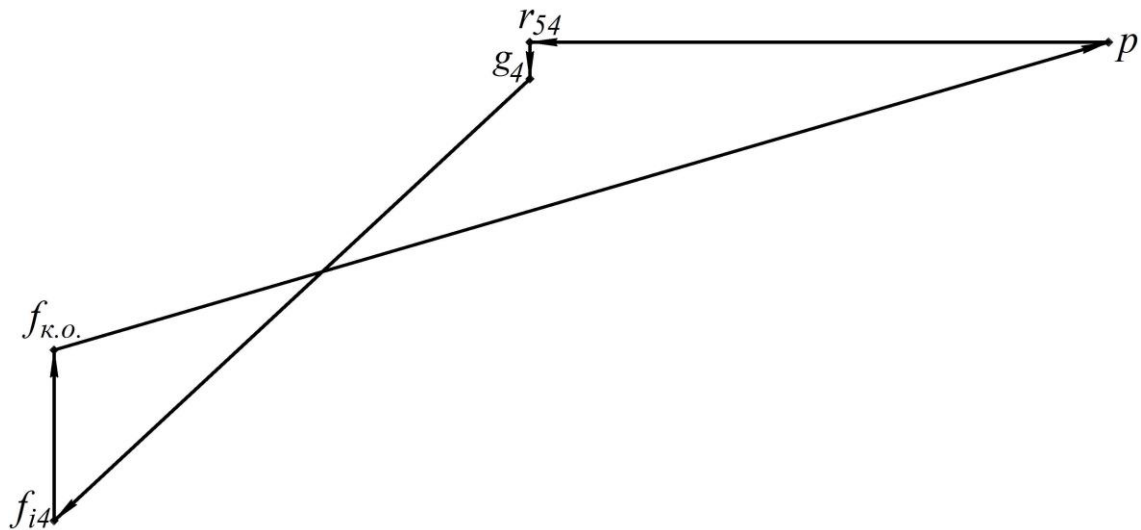


Рис. 4.33. План сил ланки 2

З точки r_{54} проводимо вектори $r_{54}g_4$, g_4f_{i4} та $f_{i4}f_{k.o.}$ сил G_4 , F_{i4} та $F_{k.o.}$ відповідно за напрямками, що вказані на рис. 4.32. Із рівняння відомо, що після вектора сили корисного опору $F_{k.o.}$ наступним іде вектор реакції R_{24} , а сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього проводимо вектор із точки $f_{k.o.}$ до полюса, який і буде графічним відображенням реакції R_{24} . Із отриманого плану сил визначається чисельне значення даної реакції (рис. 4.33):

$$R_{24} = (f_{k.o.}p) \cdot \mu_F = 200,8 \cdot 96 = 19276,8 \text{ Н}.$$

Переходимо до розгляду структурної групи Ассура, яка складається із ланок 2 і 3. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.34), а кінематичні пари A , O_3 та B замінюємо реакціями R_{12}^n – нормальна складова реакції першої ланки на другу (направлена вздовж ланки AC), R_{12}^t – тангенціальна складова реакції першої ланки на другу (направлена перпендикулярно до ланки AC), R_{03}^n – нормальна складова реакції стояка на третю ланку (направлена вздовж ланки O_3C), R_{03}^t – тангенціальна складова реакції стояка на третю ланку (направлена перпендикулярно до ланки O_3C), R_{42} – реакція четвертої ланки на другу (визначена при розгляді ланки 4 $\bar{R}_{42} = -\bar{R}_{24}$).

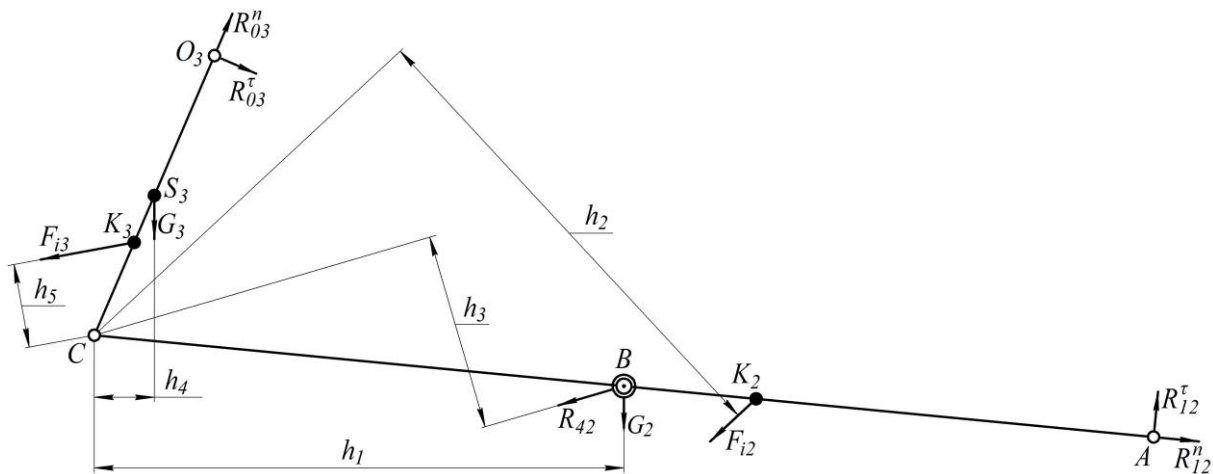


Рис. 4.34. Структурна група Ассура 2-3

Для визначення тангенціальної реакції R_{12}^{τ} розглянемо рівновагу ланки AC і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на цю ланку, відносно точки C :

$$\Sigma M_C = -G_2 \cdot h_1 - F_{i2} \cdot h_2 - R_{42} \cdot h_3 + R_{12}^{\tau} \cdot AC = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{12}^{τ} :

$$\begin{aligned} R_{12}^{\tau} &= \frac{G_2 \cdot h_1 + F_{i2} \cdot h_2 + R_{42} \cdot h_3}{AC} = \\ &= \frac{686,7 \cdot 139,4 + 12086,2 \cdot 130,7 + 19276,8 \cdot 51,9}{280} = 9556,6 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де $G_2 = 686,7 \text{ Н}$, $F_{i2} = 12086,2 \text{ Н}$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 2, $R_{42} = 19276,8 \text{ Н}$ – реакція ланки 4 на ланку 2; $h_1 = 139,4 \text{ мм}$, $h_2 = 130,7 \text{ мм}$, $h_3 = 51,9 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються із креслення); $AC = 280 \text{ мм}$ – довжина ланки AC на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{12}^{τ} отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення тангенціальної реакції R_{03}^{τ} розглянемо рівновагу ланки O_3C і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на цю ланку, відносно точки C :

$$\Sigma M_C = -G_3 \cdot h_4 + F_{i3} \cdot h_5 - R_{03}^{\tau} \cdot O_3C = 0.$$

З отриманого рівняння визначаємо значення реакції R_{03}^{τ} :

$$R_{03}^{\tau} = \frac{-G_3 \cdot h_4 + F_{i3} \cdot h_5}{O_3C} = \frac{-196,2 \cdot 15,8 + 1185 \cdot 22,1}{80} = 288,6 \text{ Н},$$

де $G_3 = 196,2 \text{ Н}$, $F_{i3} = 1185 \text{ Н}$ – сила тяжіння та сила інерції ланки 3;
 $h_4 = 15,8 \text{ мм}$, $h_5 = 22,1 \text{ мм}$ – плечі сил (вимірюються із креслення);
 $O_3C = 80 \text{ мм}$ – довжина ланки O_3C на кресленні.

Оскільки значення реакції R_{03}^{τ} отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{12}^n та R_{03}^n розглянемо рівновагу всієї групи Ассура і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на ланки цієї групи:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{\bar{R}_{12}^{\tau}}} + \underline{\underline{\bar{F}_{i2}}} + \underline{\underline{\bar{G}_2}} + \underline{\underline{\bar{R}_{42}}} + \underline{\underline{\bar{F}_{i3}}} + \underline{\underline{\bar{G}_3}} + \underline{\underline{\bar{R}_{03}^{\tau}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{03}^n}} + \underline{\underline{\bar{R}_{12}^n}} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{03}^n та R_{12}^n . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будуюмо план сил структурної групи Ассура 2-3 (рис. 4.35).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса (початку побудови), з якого довільною довжиною проводимо вектор $r\eta_{12}^{\tau}$ тангенціальної реакції R_{12}^{τ} за напрямком із рис. 4.34. Залежно від довжини вектора $r\eta_{12}^{\tau}$ визначаємо масштаб плану сил

$$\mu_F = \frac{R_{12}^{\tau}}{r\eta_{12}^{\tau}} = \frac{9556,6}{147} = 65 \text{ Н/мм}.$$

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{12}^{\tau} f_{i2} = \frac{F_{i2}}{\mu_F} = \frac{12086,2}{65} = 185,9 \text{ мм}; \quad f_{i2} g_2 = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{686,7}{65} = 10,6 \text{ мм};$$

$$g_2 r_{42} = \frac{R_{43}}{\mu_F} = \frac{19276,8}{65} = 296,6 \text{ мм}; \quad r_{42} f_{i3} = \frac{F_{i3}}{\mu_F} = \frac{1185}{65} = 18,2 \text{ мм};$$

$$f_{i3} g_3 = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{196,2}{65} = 3 \text{ мм}; \quad g_3 r_{03}^{\tau} = \frac{R_{03}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{288,6}{65} = 4,4 \text{ мм}.$$

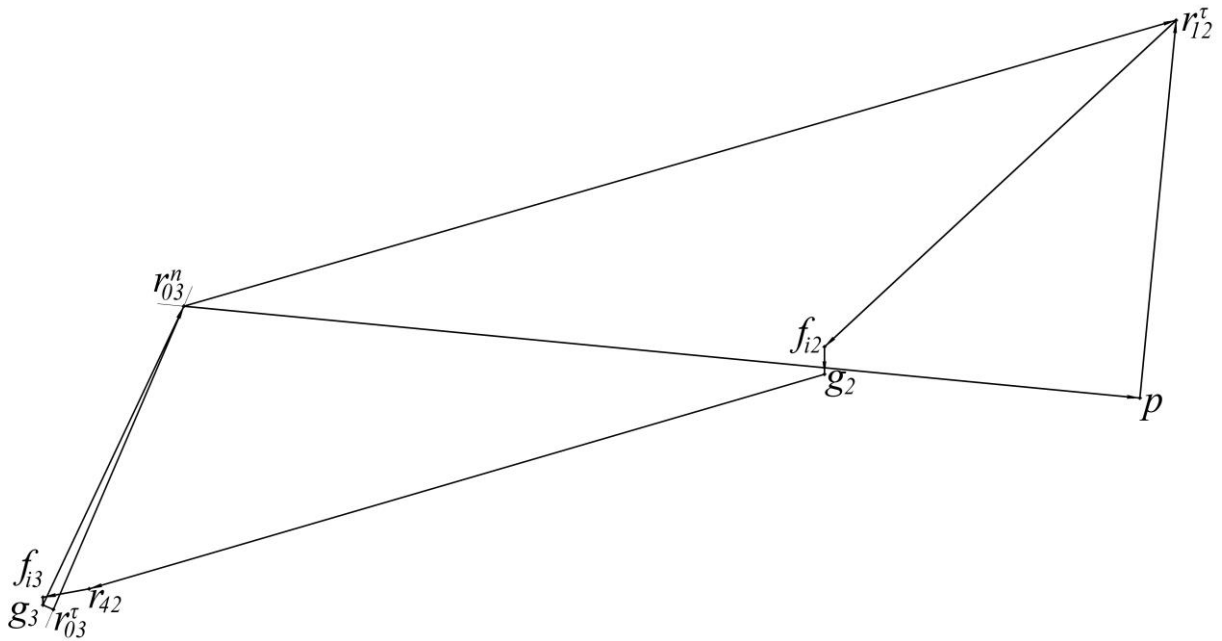


Рис. 4.35. План сил структурної групи 2-3

З точки r_{12}^{τ} проводимо вектор $r_{12}^{\tau}f_{i2}$ сили інерції F_{i2} , а потім вектори $f_{i2}g_2$, g_2r_{42} , $r_{42}f_{i3}$, $f_{i3}g_3$ та $g_3r_{03}^{\tau}$ сил G_2 , R_{42} , F_{i3} , G_3 та R_{03}^{τ} відповідно за напрямками, що вказані на рис. 4.34. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{03}^n іде після реакції R_{03}^{τ} , а направлена ця реакція вздовж ланки O_3C , проводимо на плані сил із точки r_{03}^{τ} лінію паралельну ланці O_3C . З рівняння також відомо, що сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього з полюса проводимо лінію, паралельну ланці AC – лінію, по якій буде проходити реакція R_{12}^n . На перетині проведених ліній утвориться точка r_{03}^n . Реакція R_{03}^n на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{03}^{τ} і закінчується в точці r_{03}^n , а вектор повної реакції R_{03} стояка на третю ланку – вектор $g_3r_{03}^n$. Реакція R_{12}^n на плані сил відображається вектором, що виходить з точки r_{03}^n і закінчується в полюсі, а вектор повної реакції R_{12} першої ланки на другу – вектор $r_{03}^nr_{12}^{\tau}$. Чисельні значення отриманих реакцій визначаються із плану сил (рис. 4.35):

$$R_{34}^n = (r_{03}^\tau r_{03}^n) \cdot \mu_F = 127,8 \cdot 65 = 8307 \text{ H};$$

$$R_{34} = (g_3 r_{03}^n) \cdot \mu_F = 127,9 \cdot 65 = 8313,5 \text{ H};$$

$$R_{12}^n = (r_{03}^n p) \cdot \mu_F = 372 \cdot 65 = 24180 \text{ H};$$

$$R_{12} = (r_{03}^n r_{12}^\tau) \cdot \mu_F = 400 \cdot 65 = 26000 \text{ H}.$$

В структурній групі Ассур 2-3 залишається невідомою реакція R_{32} в кінематичній парі C . Для її визначення розглянемо рівновагу ланки 2 (рис. 4.36) і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на неї:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{\bar{R}_{12}}} + \underline{\underline{\bar{F}_{i2}}} + \underline{\underline{\bar{G}_2}} + \underline{\underline{\bar{R}_{42}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{32}}} = 0.$$

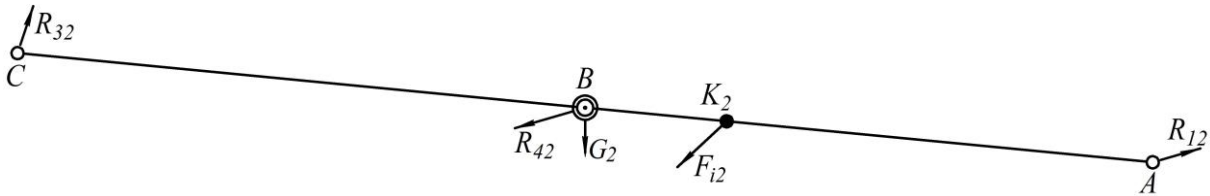


Рис. 4.36. Ланка 2 із прикладеними до неї силами

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модуль і напрямок реакції R_{32} . Тому його можна розв'язати графічно. Для цього будуємо план сил ланки 2 (рис. 4.37), а масштаб плану сил використаємо із попередньої побудови.

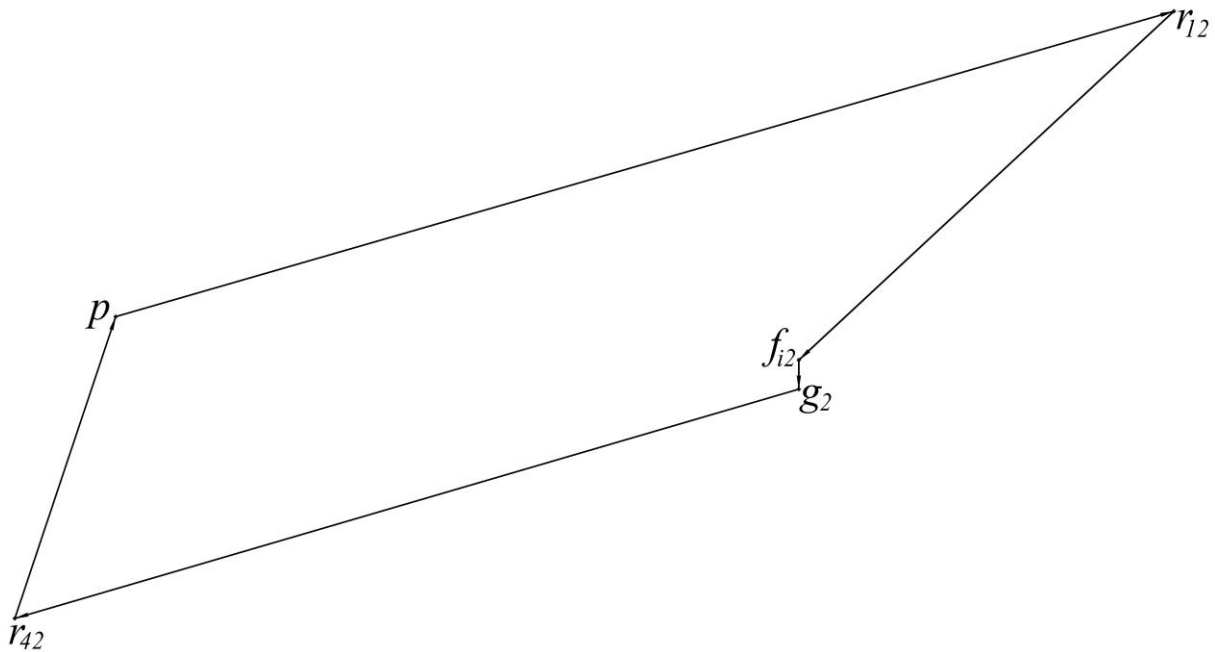


Рис. 4.37. План сил ланки 2

Із полюса проводимо вектор pr_{12} реакції R_{12} , до нього в заданій послідовності додаємо вектори $r_{12}f_{i2}$, $f_{i2}g_2$ та g_2r_{42} сил F_{i2} , G_2 та R_{42} відповідно. Оскільки із рівняння відомо, що реакція R_{32} іде після сили R_{42} , а сума всіх сил дорівнює нулю, з'єднуємо точку r_{42} із полюсом і отримуємо вектор $r_{42}p$ реакції R_{32} . Із побудованого плану сил визначаємо величину даної реакції:

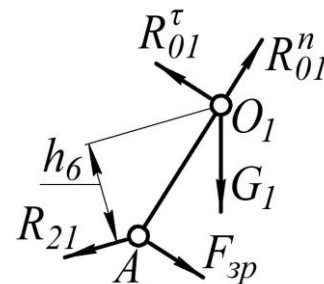
$$R_{32} = (r_{42}p) \cdot \mu_F = 115,4 \cdot 65 = 7501 \text{ Н}.$$

Переходимо до розгляду ведучої ланки. Від'єднуємо її від основного механізму (рис. 4.38), а кінематичні пари O_1 та A замінюємо реакціями R_{01}^n – нормальна складова реакції стояка на ведучу ланку (направлена вздовж ланки O_1A), R_{01}^t – тангенціальна складова реакції стояка на ведучу ланку (направлена перпендикулярно до ланки O_1A), R_{21} – реакція другої ланки на ведучу (визначена при розгляді попередньої групи Ассур $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$).

Для визначення зрівноважувальної сили $F_{зр}$ розглянемо рівновагу ведучої ланки і запишемо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на неї, відносно точки O_1 :

$$\Sigma M_{O_1} = -R_{21} \cdot h_6 + F_{зр} \cdot O_1A = 0.$$

Рис. 4.38. Ведуча ланка



З отриманого рівняння визначаємо значення зрівноважувальної сили:

$$F_{зр} = \frac{R_{21} \cdot h_6}{O_1A} = \frac{26000 \cdot 15,9}{24} = 17225 \text{ Н},$$

де $R_{21} = 26000 \text{ Н}$ – реакція другої ланки на ведучу (визначається із розгляду структурної групи Ассур 2-3); $h_6 = 15,9 \text{ мм}$ – плече реакції R_{21} (вимірюються із креслення); $O_1A = 24 \text{ мм}$ – довжина ведучої ланки на кресленні.

Оскільки значення зрівноважувальної сили отримано зі знаком «+», значить її напрям на кресленні вибраний правильно.

Для визначення модулів реакцій R_{01}^n та R_{01}^t розглянемо рівновагу ведучої ланки і запишемо векторне рівняння суми всіх сил, що діють на цю ланку:

$$\Sigma \bar{F} = \underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \underline{\underline{\bar{F}_{3p}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}^n}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}^t}} = \underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \underline{\underline{\bar{F}_{3p}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{01}}} = 0.$$

В розглянутому рівнянні є дві невідомі – це модулі реакцій R_{01}^n та R_{01}^t , векторна сума яких була замінена на один сумарний вектор реакції R_{01} стояка на ведучу ланку. Модуль і напрямок даної реакції невідомі. Тому записане векторне рівняння можна розв'язати графічно. Для цього будують план сил ведучої ланки (рис. 4.39).

Побудову плану сил починаємо з вибору полюса, з якого довільною довжиною проводимо вектор pr_{21} реакції R_{21} за напрямком із рис. 4.38. Залежно від довжини вектора pr_{21} визначаємо масштаб плану сил $\mu_F = \frac{R_{21}}{pr_{21}} = \frac{26000}{200} = 130 \text{ Н/мм}$.

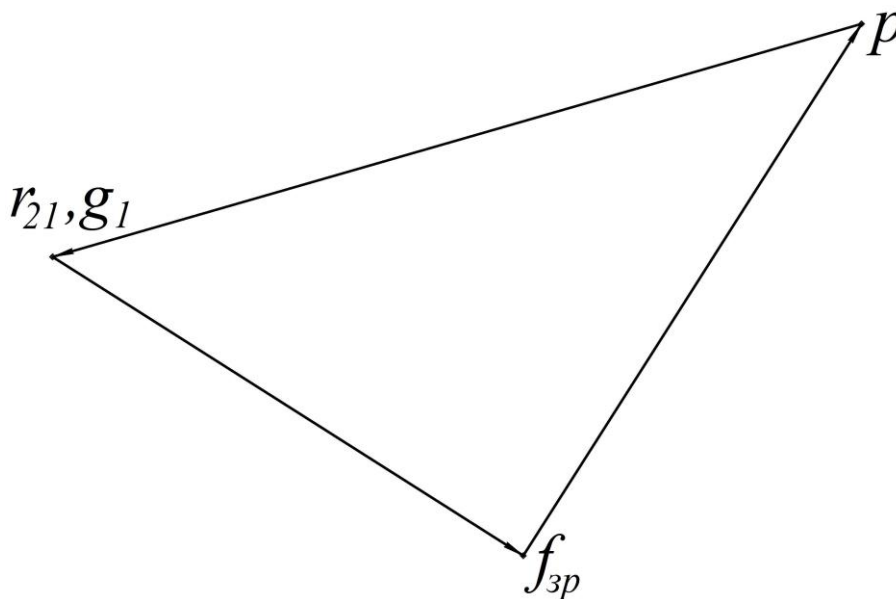


Рис. 4.39. План сил ведучої ланки

Користуючись масштабом плану сил, визначаємо довжини векторів всіх інших сил, що входять до складу векторного рівняння:

$$r_{21}g_1 = \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{58,9}{130} = 0,453 \text{ мм}; \quad g_1f_{3p} = \frac{F_{3p}}{\mu_F} = \frac{17225}{130} = 132,5 \text{ мм}.$$

Оскільки довжина вектора $r_{21}g_1$ становить менше 2 мм, зображаємо його на плані сил точкою в кінці вектора pr_{21} . З точки g_1 проводимо вектор g_1f_{3p} зрівноважувальної сили. Із рівняння відомо, що після вектора зрівноважувальної сили F_{3p} наступним іде вектор реакції R_{01} , а сума всіх сил дорівнює нулю, тобто план сил повинен бути замкненою фігурою. Виходячи з цього проводимо вектор із точки f_{3p} до полюса, який і буде графічним відображенням реакції R_{01} . Чисельне значення даної реакції визначається із плану сил (рис. 4.39):

$$R_{01} = (f_{3p}p) \cdot \mu_F = 149,9 \cdot 130 = 19487 \text{ Н}.$$

Також для механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном можна визначити зрівноважувальний момент на валу ведучої ланки та необхідну миттєву потужність для приведення механізму в рух. Порядок визначення цих параметрів наведено в прикладі 4.4.

4.4. 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 $\frac{\pi}{2}$ 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 важільного механізму. Для кулісного механізму важіль Жуковського будується аналогічно.

Приклад 4.7. Побудувати важіль Жуковського і визначити зрівноважувальну силу для механізму приводу хитного конвеєра. 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. 3.10 у прикладі 3.7).

Для даного положення механізму беремо план швидкостей (рис. 3.10) та повертаємо його відносно полюса на кут $\frac{\pi}{2}$ за годинниковою стрілкою. Отримана фігура є не що інше як важіль М.Є. Жуковського (рис. 4.40).

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:

$$s_2k_2 = ab \cdot \frac{S_2K_2}{AB} = 85,4 \cdot \frac{16,65}{100} = 14,2 \text{ мм},$$

де $ab = 85,4 \text{ мм}$ – вимірюється з важеля М.Є. Жуковського, $AB = 100 \text{ мм}$ та $S_2K_2 = 16,65 \text{ мм}$ – розміри з механізму на кресленні.

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

$$bk_3 = pc \cdot \frac{BK_3}{O_3C} = 148 \cdot \frac{15,5}{110} = 20,8 \text{ мм};$$

$$s_4k_4 = cd \cdot \frac{S_4K_4}{CD} = 33,3 \cdot \frac{34,25}{205} = 5,6 \text{ мм},$$

де $pc = 148 \text{ мм}$, $cd = 33,3 \text{ мм}$ – вимірюється з важеля М.Є. Жуковського; $O_3C = 110 \text{ мм}$, $BK_3 = 15,5 \text{ мм}$, $CD = 205 \text{ мм}$, $S_4K_4 = 34,25 \text{ мм}$ – розміри з механізму на кресленні.

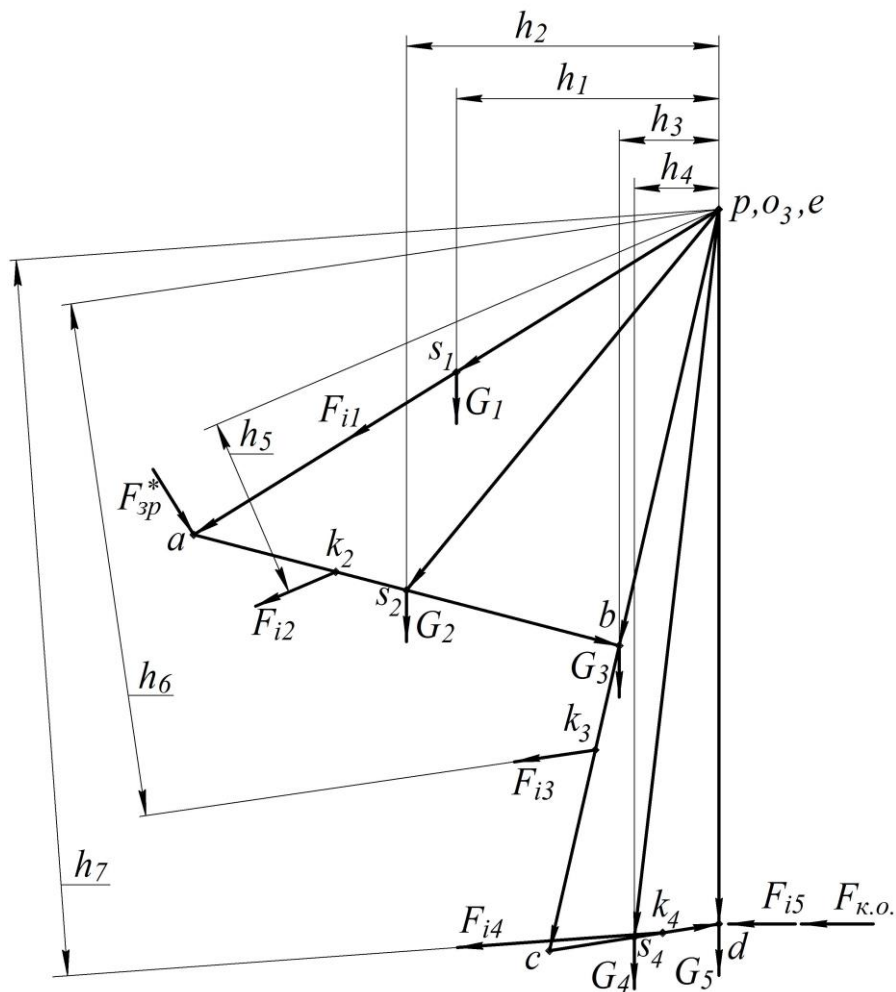


Рис. 4.40. Важіль М.Є. Жуковського для першого положення механізму приводу хитного конвеєра

Враховуючи, що під дією прикладених сил, включаючи 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:

$$\Sigma M_p = G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3 + G_4 \cdot h_4 - F_{i2} \cdot h_5 - \\ - F_{i3} \cdot h_6 - F_{i4} \cdot h_7 - F_{i5} \cdot pd - F_{к.о.} \cdot pd + F_{зр}^* \cdot pa = 0.$$

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:

$$F_{зр}^* = \frac{1}{pa} \cdot \left(-G_1 \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 - G_3 \cdot h_3 - G_4 \cdot h_4 + F_{i2} \cdot h_5 + \right. \\ \left. + F_{i3} \cdot h_6 + F_{i4} \cdot h_7 + F_{i5} \cdot pd + F_{к.о.} \cdot pd + \right),$$

де $h_1 = 51 \text{ мм}$, $h_2 = 60,7 \text{ мм}$, $h_3 = 19,4 \text{ мм}$, $h_4 = 16,5 \text{ мм}$, $h_5 = 35,4 \text{ мм}$, $h_6 = 100,5 \text{ мм}$, $h_7 = 139,4 \text{ мм}$, $pd = 138,8 \text{ мм}$, $pa = 120 \text{ мм}$ – величини плечей, які визначаються безпосереднім вимірюванням з важеля М.Є. Жуковського.

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

$$F_{зр}^* = \frac{1}{120} \cdot \left(-36,3 \cdot 51 - 145,2 \cdot 60,7 - 159,7 \cdot 19,4 - \right. \\ \left. - 297,6 \cdot 16,5 + 273,8 \cdot 35,4 + 226,9 \cdot 100,5 + \right. \\ \left. + 714,3 \cdot 139,4 + 2259,6 \cdot 138,8 + 7000 \cdot 138,8 \right) = 11655,2 \text{ Н}.$$

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

Після того, як ми отримали значення зрівноважувальної сили методом кінетостатики та методом М.Є. Жуковського, можна визначити похибку її визначення двома різними методами:

$$\Delta = \frac{F_{зр}^* - F_{зр}}{F_{зр}^*} \cdot 100 = \frac{11655,2 - 11540,8}{11655,2} \cdot 100 = 0,98 \%,$$

де $F_{зр} = 11540,8 \text{ Н}$ та $F_{зр}^* = 11655,2 \text{ Н}$ – значення зрівноважувальної сили, отримані методом кінетостатики та методом Жуковського відповідно.

Значення отриманої похибки не перевищує допустимого значення для інженерних розрахунків.

5. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА

5.1. Загальні положення

Динаміка механізмів і машин – це така дисципліна, яка вивчає рух механізмів і машин під дією прикладених сил. У розділі кінетостатики (силовий аналіз механізмів) визначались діючі сили на ланки механізму, включаючи сили інерції. Сили інерції виникають в результаті руху. Однак ці сили визначались при постійній кутовій швидкості ведучої ланки. В дійсності кутова швидкість ведучої ланки є змінною величиною, яка залежить від діючих навантажень та розподілення мас ланок механізму.

Задачі динаміки є досить складними в порівнянні зі статикою та кінетостатикою. Тому здійснюється спрощення механізмів і вони представляються у вигляді динамічних моделей. При побудові динамічних моделей використовуються такі припущення.

1. Вважається, що всі ланки механізму є абсолютно твердими тілами, тобто пружні деформації не враховуються.

2. Кінематичні пари є абсолютно щільними, тобто співудари що виникають в наслідок неминучих зазорів, не враховуються.

3. Маса всіх ланок і їхні моменти інерції є відомими величинами.

4. Зовнішні сили, що діють на ланки механізму також є відомими величинами.

5. При значних силах опору можна не враховувати ККД (коефіцієнт корисної дії) окремих механізмів (тертя в кінематичних парах).

У динаміці механізмів і машин механізми або машини представляються у вигляді певних мас, що здійснюють поступальний або обертальний рух з прикладеними до них зведеними силами.

Машинний агрегат вміщує в собі привідний двигун, передаточний механізм і робочу машину (робочий орган).

При проведенні силового аналізу механізмів вважається, що ведуча ланка обертається з постійною кутовою швидкістю. Як показують реальні рухи механізмів – ця кутова швидкість є змінною

величиною. Зміна цієї швидкості може бути періодичною або аперіодичною.

Рух будь-якого механізму або машини можна розділити на три ділянки:

1. Ділянка розбігу (пуску) – тривалість цієї ділянки характеризується часом розбігу;
2. Ділянка усталеного руху механізму – характеризується часом усталеного руху;
3. Ділянка вибігу (гальмування) – характеризується часом вибігу.

На ділянці усталеного руху кутова швидкість ведучої ланки змінюється в межах від мінімального ω_{\min} до максимального ω_{\max} її значення. При цьому середнє значення кутової швидкості наближено можна визначити такою залежністю:

$$\omega_{\text{сер}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}. \quad (5.1)$$

При такому русі у механізмі спостерігається нерівномірність руху, яка може бути оцінена певними коефіцієнтами.

Коефіцієнт нерівномірності руху:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сер}}}; \quad (5.2)$$

Коефіцієнт динамічності руху:

$$\chi = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сер}}^2}, \quad (5.3)$$

де ε_{\max} – екстремальне значення кутового прискорення ведучої ланки;

Узагальнений коефіцієнт оцінки руху:

$$k_p = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сер}}^2} + \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сер}}^2} = \chi + \delta^2. \quad (5.4)$$

Причиною нерівномірності руху механізму є змінність у часі рушійних сил та сил опору, а також змінність зведеного моменту інерції всього механізму. При зменшенні сил опору кутова швидкість ведучої ланки зростає і навпаки – при збільшенні сил опору

швидкість спадає. При збільшенні рушійних сил швидкість зростає і навпаки.

Однією із задач при динамічному дослідженні механізмів є задача зменшення коливань кутової швидкості ($[\omega_{\max} - \omega_{\min}] \rightarrow \min$) ведучої ланки і, як наслідок, нерівномірності руху механізму. Для досягнення поставленої мети необхідно на вал ведучої ланки встановити додаткову масу. Це приведе до збільшення кінетичної енергії механізму за рахунок збільшення його зведеного моменту інерції. Збільшення кінетичної енергії механізму дає можливість її перерозподіляти. При збільшенні швидкості руху додаткова маса накопичує кінетичну енергію і не дає можливості значно збільшуватись швидкості ведучої ланки і навпаки – при зменшенні швидкості ведучої ланки додаткова маса віддає свою енергію на подолання опору, тим самим не дає можливості значно зменшуватись швидкості ведучої ланки.

Чим більша буде встановлена додаткова маса, тим менша буде різниця між максимальним та мінімальним значеннями кутової швидкості ведучої ланки. Таким чином, шляхом встановлення на вал ведучої ланки додаткової маси можна регулювати швидкість руху ведучої ланки. Ця додаткова маса називається маховим колесом або маховиком. Оскільки маховик здійснює обертальний рух, то його інерційність характеризується моментом інерції J_m .

Задача регулювання руху механізму полягає в тому, щоб значення нерівномірності його руху не перевищувало допустимого значення $\delta \leq [\delta]$.

Для динамічного дослідження механізмів при заданому значенні коефіцієнта нерівномірності руху необхідно визначити момент інерції J_m та геометричні параметри маховика. Існує декілька методів визначення моменту інерції маховика, наприклад:

- Метод надлишкової роботи;
- Метод професора Ф. Віттенбауера;
- Метод професора М.І. Мерцалова.

Для визначення моменту інерції маховика методом надлишкової роботи, приймаються деякі припущення, а саме вважається, що зміна

кінетичної енергії механізму є незначною в порівнянні зі зміною кінетичної енергії маховика. Тому зміною кінетичної енергії механізму нехтують. Цей метод є найменш точним і використовується він в тих випадках, коли зведений момент інерції механізму є незмінним $J_{зв} = const$, а сама його величина набагато менша від моменту інерції маховика $J_{зв} \ll J_M$.

Методи професорів Ф. Віттенбауера та М.І. Мерцалова є більш точніші в порівнянні з методом надлишкової роботи, тому їх розглянемо окремо і детальніше.

5.2. Метод професора Ф. Віттенбауера

Суть методу професора Ф. Віттенбауера визначення моменту інерції маховика полягає в тому, що будується діаграма (рис. 5.1) залежності зміни кінетичної енергії механізму від зміни його зведеного моменту інерції (так звана діаграма Віттенбауера).

Значення кінетичної енергії механізму в будь-який момент часу визначається залежністю $T = \frac{1}{2} \cdot J_{зв}(\phi) \cdot \omega^2$. З даної рівності, знаючи величину кінетичної енергії та зведеного моменту інерції механізму, можна визначити значення

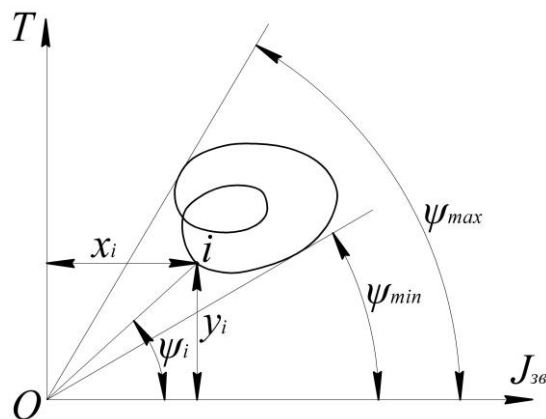


Рис. 5.1. Діаграма Віттенбауера

кутової швидкості ведучої ланки в будь-якому положенні механізму:

$$\omega_i = \sqrt{2 \cdot \frac{T_i(\phi)}{J_{звi}(\phi)}} = \sqrt{2 \cdot \frac{y_i \cdot \mu_T}{x_i \cdot \mu_J}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \operatorname{tg} \psi_i},$$

де y_i – координата, що відображає на діаграмі Віттенбауера кінетичну енергію механізму; x_i – координата, що відображає на діаграмі Віттенбауера зведений момент інерції механізму; μ_T, μ_J – масштаби кінетичної енергії та моменту інерції відповідно на діаграмі

Віттенбауера; ψ_i – кут між горизонталлю та променем, проведеним з точки i на діаграмі Віттенбауера до початку системи координат.

Тоді мінімальне та максимальне значення кутової швидкості ведучої ланки з діаграми Віттенбауера визначаються так:

$$\omega_{\min}^2 = 2 \cdot \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \operatorname{tg} \psi_{\min}; \quad \omega_{\max}^2 = 2 \cdot \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \operatorname{tg} \psi_{\max}, \quad (5.5)$$

де ψ_{\min} та ψ_{\max} – кути, під якими проведені дотичні до діаграми Віттенбауера з початку системи координат.

Із рівностей (5.1) та (5.2) можна визначити залежність мінімального та максимального значення кутової швидкості від заданого її середнього значення та коефіцієнта нерівномірності руху:

$$\omega_{\min} = \omega_{\text{сеп}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{2}\right); \quad \omega_{\max} = \omega_{\text{сеп}} \cdot \left(1 + \frac{\delta}{2}\right). \quad (5.6)$$

Піднесемо праві і ліві частини цих рівностей до квадрату, в результаті чого, будемо мати:

$$\begin{aligned} \omega_{\min}^2 &= \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 = \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot \left(1 - \delta + \frac{\delta^2}{4}\right) \approx \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot (1 - \delta); \\ \omega_{\max}^2 &= \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 = \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot \left(1 + \delta + \frac{\delta^2}{4}\right) \approx \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot (1 + \delta). \end{aligned} \quad (5.7)$$

Підставивши вирази (5.7) у рівності (5.5), отримаємо:

$$\omega_{\text{сеп}}^2 \cdot (1 - \delta) = 2 \cdot \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \operatorname{tg} \psi_{\min}; \quad \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot (1 + \delta) = 2 \cdot \frac{\mu_T}{\mu_J} \cdot \operatorname{tg} \psi_{\max}. \quad (5.8)$$

З рівностей (5.8) визначаються значення кутів ψ_{\min} та ψ_{\max} :

$$\begin{aligned} \psi_{\min} &= \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_T} \cdot \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot (1 - \delta) \right); \\ \psi_{\max} &= \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_T} \cdot \omega_{\text{сеп}}^2 \cdot (1 + \delta) \right). \end{aligned} \quad (5.9)$$

При заданих середньому значенні кутової швидкості ведучої ланки та величині коефіцієнта нерівномірності руху визначаються значення кутів ψ_{\min} та ψ_{\max} , під якими проводяться дві дотичні до

крайніх точок діаграми Віттенбауера. На перетині дотичних утворюється нова система координат, що вміщує в собі зміну кінетичної енергії механізму від зміни його зведеного моменту інерції із врахуванням маховика.

Відстань по вертикалі між старою і новою системами координат відображає кінетичну енергію маховика, а по горизонталі – його момент інерції.

Розглянемо на прикладі визначення моменту інерції маховика методом Ф. Віттенбауера.

Приклад 5.1. Визначити момент інерції маховика механізму приводу хитного конвеєра методом професора Ф. Віттенбауера. Коефіцієнт нерівномірності руху механізму становить $\delta = 0,09$. Вихідними даними для визначення моменту інерції маховика заданого механізму є його кінематична схема (рис. 4.3) під дією прикладених до його ланок сил, значення всіх зовнішніх навантажень, що діють на його ланки (визначені у прикладі 4.1) та значення моменту інерції ведучої ланки із врахуванням моменту інерції ротора двигуна та передавального механізму $J_{O_1} = 0,019 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

На рис. 5.2 показано кінематичну схему заданого механізму з прикладеними до нього силою корисного опору та силами тяжіння ланок. Такий механізм може бути замінений однією масою, яка здійснює обертальний рух з діючими на неї силами. На рис. 5.3 зображено динамічну модель механізму, яка повинна бути еквівалентною (рівноцінною) реальному механізму з позицій динаміки руху.

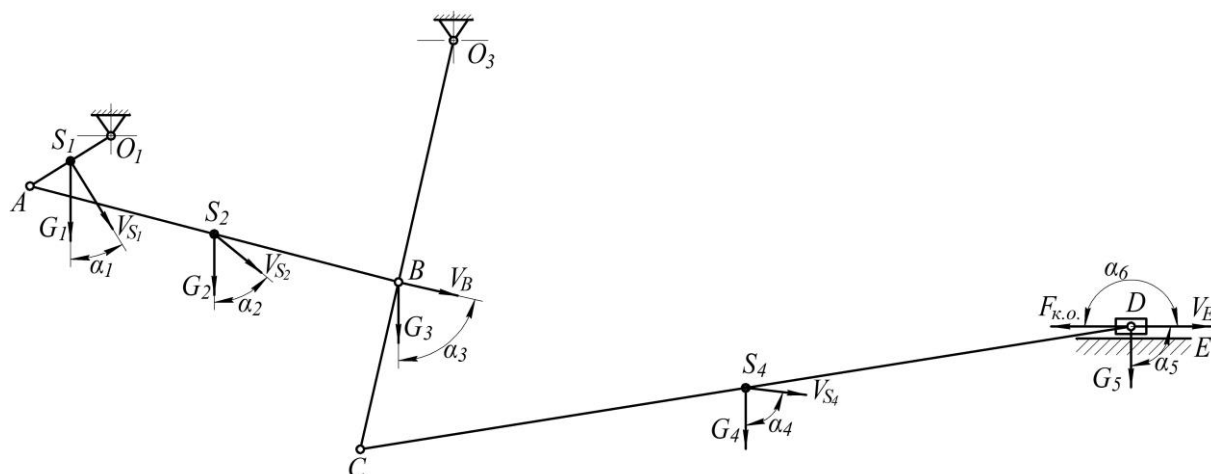


Рис. 5.2. Кінематична схема механізму

Динамічна модель визначається деякими параметрами: зведеним моментом інерції, зведеним моментом рушійних сил, зведеним моментом сил опору та кутовою швидкістю, що дорівнює кутовій швидкості ведучої ланки (ланки зведення) реального механізму.

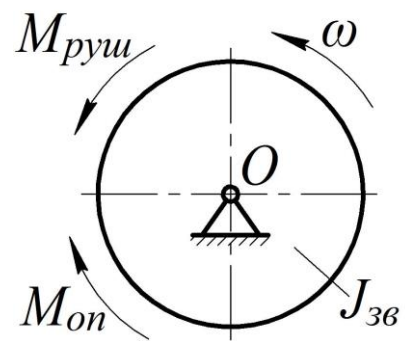


Рис. 5.3. Динамічна модель механізму

Зведений момент інерції визначаємо з умови рівності кінетичної енергії реального механізму і його моделі $T_p = T_m$.

Кінетична енергія реального механізму дорівнює сумі кінетичних енергій всіх ланок механізму:

$$T_p = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 =$$

$$= \frac{J_{O_1} \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_{S_2} \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_{S_2}^2}{2} + \frac{J_{S_3} \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{J_{S_4} \cdot \omega_4^2}{2} + \frac{m_4 \cdot V_{S_4}^2}{2} + \frac{m_5 \cdot V_D^2}{2},$$

а кінетична енергія моделі в свою чергу визначається як для ланки, що здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі з кутовою швидкістю ω :

$$T_m = \frac{J_{зв} \cdot \omega^2}{2}.$$

Тут $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ – кутові швидкості першої, другої, третьої та четвертої ланок відповідно; V_{S_2}, V_{S_4}, V_D – лінійні швидкості центрів мас другої, четвертої та п'ятої ланок відповідно; m_2, m_4, m_5 – маси другої, четвертої та п'ятої ланок відповідно; J_{O_1} – момент інерції ведучої ланки, до складу якого також входить момент інерції двигуна та передавального механізму; $J_{S_2}, J_{S_3}, J_{S_4}$ – моменти інерції відповідних ланок відносно осей, що проходять через їхні центри мас і перпендикулярні до площин руху ланок.

Прирівнявши праві частини виразів кінетичної енергії реального механізму та його моделі, а також зробивши деякі перетворення, отримаємо вираз для визначення зведеного моменту інерції:

$$J_{зв} = J_{O_1} + \frac{1}{\omega_1^2} \cdot \left(J_{S_2} \cdot \omega_2^2 + m_2 \cdot V_{S_2}^2 + J_{S_3} \cdot \omega_3^2 + \right. \\ \left. + J_{S_4} \cdot \omega_4^2 + m_4 \cdot V_{S_4}^2 + m_5 \cdot V_D^2 \right).$$

Зведений момент сил опору визначаємо з умови рівності потужностей реального механізму і його моделі $P_p = P_m$.

Потужність реального механізму дорівнює сумі потужностей, що необхідні для приведення в рух всіх ланок механізму та подолання механізмом сили корисного опору:

$$P_p = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_{к.о.} = \\ = G_1 \cdot V_{S_1} \cdot \cos \alpha_1 + G_2 \cdot V_{S_2} \cdot \cos \alpha_2 + G_2 \cdot V_B \cdot \cos \alpha_3 + \\ + G_4 \cdot V_{S_4} \cdot \cos \alpha_4 + G_5 \cdot V_D \cdot \cos \alpha_5 + F_{к.о.} \cdot V_D \cdot \cos \alpha_6,$$

а потужність моделі в свою чергу визначається як для ланки, що здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі з кутовою швидкістю ω :

$$P_m = M_{он} \cdot \omega.$$

Тут G_1, G_2, G_3, G_4, G_5 – сили тяжіння першої, другої, третьої, четвертої та п'ятої ланок відповідно; $F_{к.о.}$ – сила корисного опору, що прикладена до повзуна та направлена протилежно його швидкості; V_{S_1}, V_B – лінійні швидкості центрів мас першої та третьої ланки відповідно; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ – кути між напрямком сили тяжіння відповідної ланки та швидкості її центра мас; α_6 – кут між напрямком сили корисного опору та швидкості повзуна (точки D).

Прирівнявши праві частини виразів потужності реального механізму та його моделі, а також зробивши деякі перетворення, отримаємо вираз для визначення зведеного моменту сил опору:

$$M_{он} = \frac{1}{\omega_1} \cdot \left(G_1 \cdot V_{S_1} \cdot \cos \alpha_1 + G_2 \cdot V_{S_2} \cdot \cos \alpha_2 + G_2 \cdot V_B \cdot \cos \alpha_3 + \right. \\ \left. + G_4 \cdot V_{S_4} \cdot \cos \alpha_4 + G_5 \cdot V_D \cdot \cos \alpha_5 + F_{к.о.} \cdot V_D \cdot \cos \alpha_6 \right).$$

Значення кутових швидкостей ланок, лінійних швидкостей центрів мас ланок та значення кутів $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ визначаються з розділу кінематичного дослідження механізму. Маса

та сили тяжіння ланок, сила корисного опору, моменти інерції відповідних ланок, що проходять через центр їх мас визначаються з розділу кінетостатичного аналізу механізму: $m_2 = 14,8 \text{ кг}$, $m_4 = 30,34 \text{ кг}$, $m_5 = 95 \text{ кг}$, $G_1 = 36,3 \text{ Н}$, $G_2 = 145,2 \text{ Н}$, $G_3 = 159,7 \text{ Н}$, $G_4 = 297,6 \text{ Н}$, $G_5 = 932 \text{ Н}$, $F_{к.о.} = 7000 \text{ Н}$, $J_{O_1} = 0,019 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{S_2} = 0,1973 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{S_3} = 0,263 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{S_4} = 1,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для кожного положення механізму визначаємо вищенаведені параметри, які змінюються в процесі роботи механізму, та зводимо їх до табл. 5.1, а також обраховуємо значення зведеного моменту сил опору і зведеного моменту інерції та заносимо їх до табл. 5.2.

Таблиця 5.1

Результати вимірювань

№ полож.	0	1	2	3	4	5	6(0)
V_{S_1} , м/с	0,775	0,775	0,775	0,775	0,775	0,775	0,775
V_{S_2} , м/с	0,775	1,24	1,576	1,007	1,42	1,42	0,775
V_B , м/с	0	1,136	1,601	0,556	1,975	1,307	0
V_{S_4} , м/с	0	1,834	2,712	0,891	3,332	2,157	0
V_D , м/с	0	1,782	2,748	0,878	3,384	2,105	0
ω_2 , рад/с	3,875	2,775	0,485	2,84	5,36	1,098	3,875
ω_3 , рад/с	0	4,402	6,164	2,15	7,632	5,048	0
ω_4 , рад/с	0	0,504	0,504	0,535	1,102	0,567	0
α_1 , град	28	31	91	151	148	88	28
α_2 , град	28	50	95	143	107	94	28
α_3 , град	0	78	98	117	74	102	0
α_4 , град	0	83	94	104	82	96	0
α_5 , град	90	90	90	90	90	90	90
α_6 , град	180	180	180	180	180	180	180

Результати обчислень

№ полож.	0	1	2	3	4	5	6(0)
$M_{on}, H \cdot m$	8,1	-789	-1248,3	-412,4	-1519,6	-958,6	8,1
$J_{зв}, кг \cdot м^2$	0,0683	1,8235	4,1304	0,5003	6,1694	2,5141	0,0683

Після того, як ми визначили значення моменту сил опору та зведеного моменту інерції механізму в кожному положенні, будемо на аркуші графік зміни зведеного моменту сил опору залежно від кута повороту кривошипа (рис. 5.4) в масштабах:

$$\mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,02618 \frac{\text{рад}}{\text{мм}};$$

$$\mu_M = \frac{|M_{on4}|}{4-4'} = \frac{1519,6}{116} = 13,1 \frac{H \cdot m}{\text{мм}},$$

де $L = 240$ мм – ширина графіка, тобто величина, що відображає один оберт кривошипа на графіку, $|M_{on4}| = 1519,6$ Н·м – максимальне значення моменту сил опору (в положенні 4), $4-4' = 116$ мм – висота графіка в четвертому положенні.

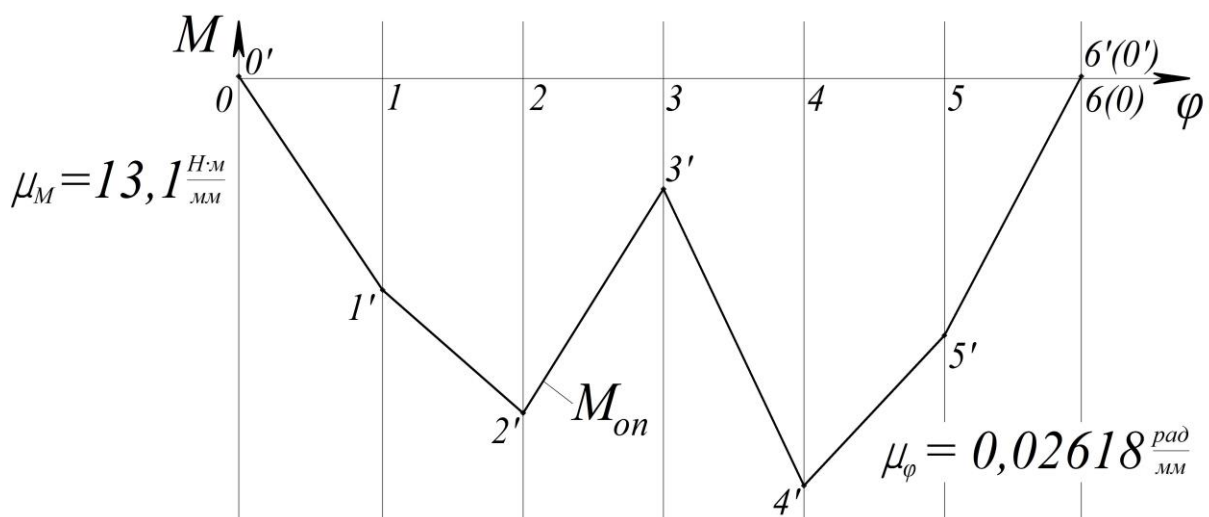


Рис. 5.4. Графік зміни моменту сил опору

З діаграми моменту сил опору методом графічного інтегрування отримуємо діаграму роботи сил опору механізму (рис. 5.5). Знаючи, що на початку і в кінці циклу робота сил опору і робота рушійних сил

механізму рівні між собою, а момент рушійних сил є постійною величиною, будемо графік роботи рушійних сил, з'єднавши початкову і кінцеву точки на графіку роботи сил опору. Після цього з отриманого графіка роботи рушійних сил методом графічного диференціювання отримуємо графік моменту рушійних сил (рис. 5.5).

Масштаб діаграми робіт визначається наступним чином:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 13,1 \cdot 0,02618 \cdot 70 = 24 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}},$$

де $H = 70 \text{ мм}$ – полюсна відстань на графіку моментів сил; масштаб кута повороту кривошипа $\mu_\varphi = 0,02618 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$ залишається незмінним.

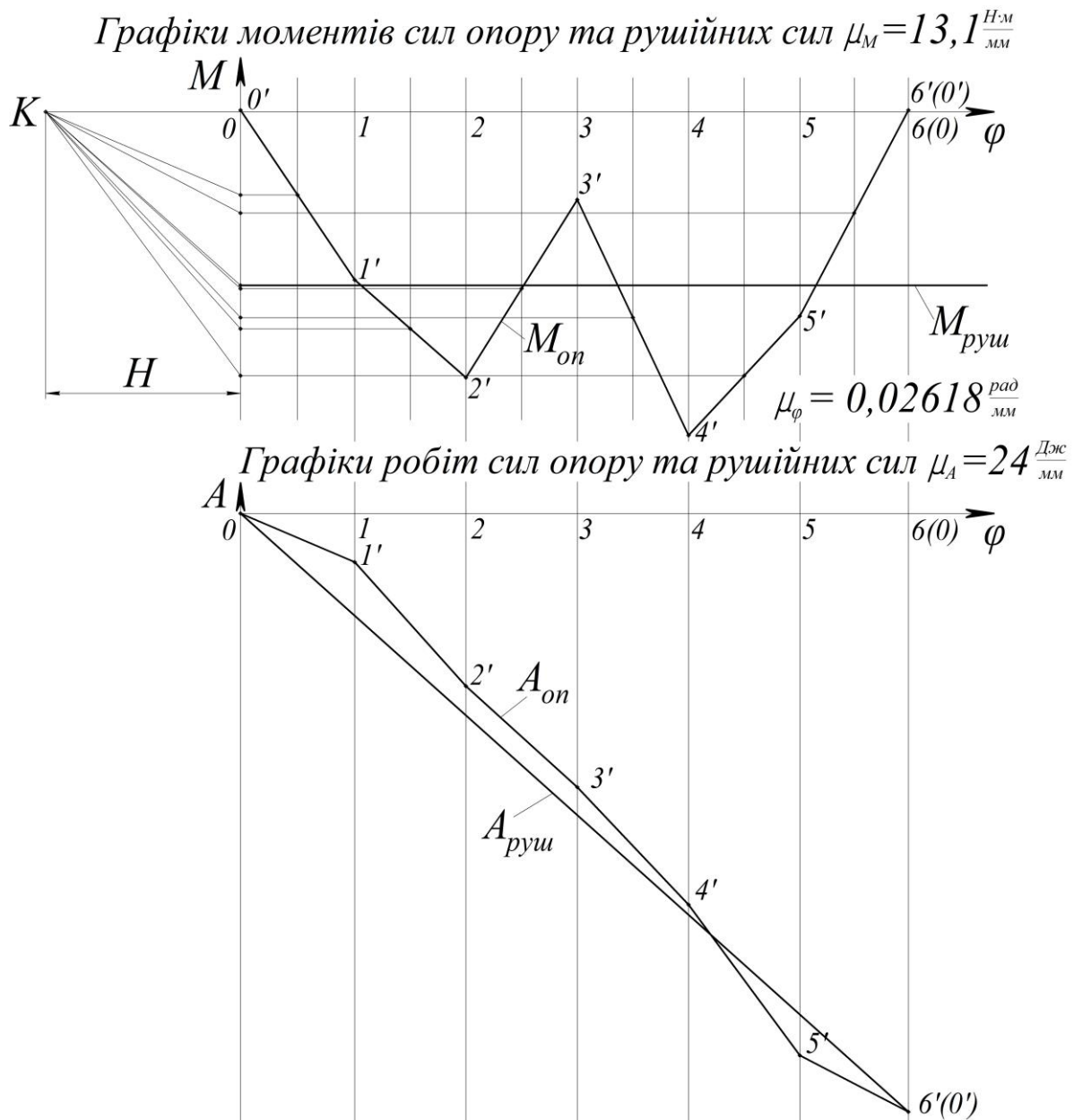


Рис. 5.5. Графіки моментів і робіт сил опору та рушійних сил

На наступному етапі необхідно побудувати графік зміни кінетичної енергії механізму за цикл. Основою для побудови цього графіка є теорема про зміну кінетичної енергії, згідно з якою зміна кінетичної енергії механічної системи за будь-який проміжок часу дорівнює сумі робіт усіх прикладених сил, що діють на цю систему протягом цього ж проміжку часу, тобто:

$$\Delta T = T - T_0 = \sum_{i=1}^n A_i,$$

де T , T_0 – кінетична енергія механічної системи відповідно в кінці і на початку проміжного часу, що розглядається; $\sum_{i=1}^n A_i$ – сума робіт

усіх прикладених до системи сил за цей же проміжок часу; $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – кількість сил. До нашого механізму прикладені сили корисного опору, робота яких вважається від'ємною, та рушійні сили, робота яких вважається додатною. Тому вираз для визначення приросту кінетичної енергії нашого механізму буде мати вигляд:

$$\Delta T = A_{руш} - A_{оп},$$

де $A_{руш}$ та $A_{оп}$ – робота рушійних сил та сил опору відповідно.

Користуючись виразом для приросту кінетичної енергії, ми від ординат графіка роботи рушійних сил віднімаємо ординати роботи сил опору і отримуємо графік зміни кінетичної енергії механізму (рис. 5.6) за цикл, що досліджується, (за один оберт кривошипа).

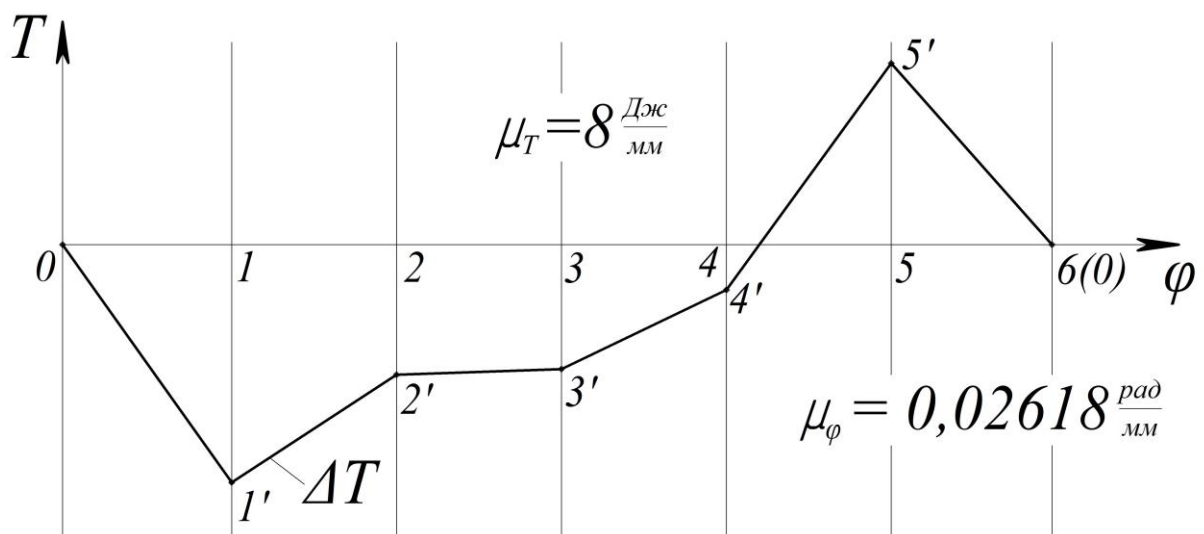


Рис. 5.6. Графік зміни кінетичної енергії механізму

У процесі побудови останнього графіка різницю між роботами рушійних сил та сил опору ми збільшували в три рази, тому масштаб графіка зміни кінетичної енергії буде зменшений втричі і визначатись наступним чином:

$$\mu_T = \frac{1}{3} \cdot \mu_A = \frac{1}{3} \cdot 24 = 8 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}.$$

Масштаб кута повороту кривошипа $\mu_\varphi = 0,02618 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$ залишається незмінним.

Праворуч від вищеописаних діаграм на аркуші будуємо графік зміни зведеного моменту інерції механізму залежно від кута повороту кривошипа (рис. 5.7) в масштабах:

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,02618 \frac{\text{рад}}{\text{мм}};$$

$$\mu_J = \frac{J_{зв4}}{4 - 4'} = \frac{6,1694}{155} = 0,0398 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}},$$

де $L = 240 \text{ мм}$ – висота графіка, тобто величина, що відображає один оберт кривошипа на графіку, $J_{зв4} = 6,1694 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – максимальне значення зведеного моменту інерції механізму (в четвертому положенні), $4 - 4' = 155 \text{ мм}$ – значення абсциси графіка в четвертому положенні.

З графіків зміни кінетичної енергії механізму та графіка зміни зведеного моменту інерції механізму шляхом виключення параметра φ будуємо діаграму Ф. Віттенбауера (рис. 5.8) – діаграму залежності зміни кінетичної енергії механізму від його зведеного моменту інерції $T = T(J_{зв})$.

З діаграми Ф. Віттенбауера необхідно визначити момент інерції маховика, при якому механізм або машина в процесі роботи мала б бажану нерівномірність руху.

Визначаємо спочатку значення кутів ψ_{\max} та ψ_{\min} , що відповідають заданому значенню коефіцієнта нерівномірності руху δ та діаграмі $T = T(J_{зв})$:

$$\psi_{\max} = \arctg \left[\frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_T} \cdot \omega_{сер}^2 \cdot (1 + \delta) \right] = \arctg \left[\frac{0,0398}{2 \cdot 8} \cdot 15,5^2 \cdot (1 + 0,09) \right] = 33,1^\circ;$$

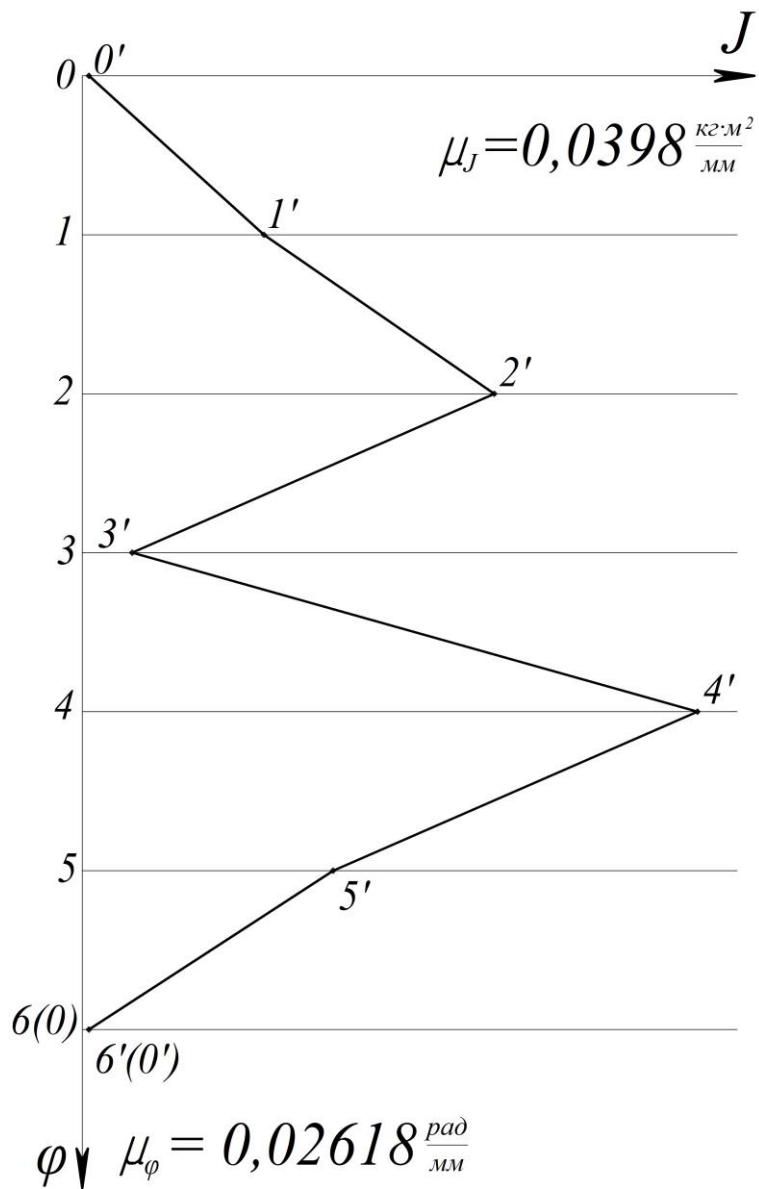


Рис. 5.7. Графік зміни зведеного моменту інерції механізму

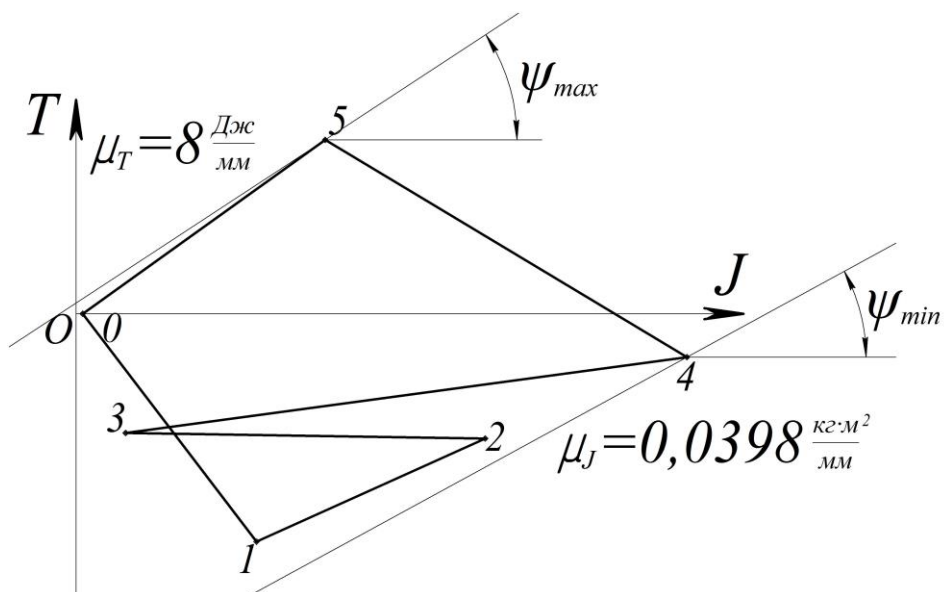


Рис. 5.8. Діаграма Ф. Віттенбауера

$$\psi_{\min} = \arctg \left[\frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_T} \cdot \omega_{\text{сер}}^2 \cdot (1 - \delta) \right] = \arctg \left[\frac{0,0398}{2 \cdot 8} \cdot 15,5^2 \cdot (1 - 0,09) \right] = 28,5^\circ,$$

де $\mu_J = 0,0398 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$ – масштаб діаграми зміни зведеного моменту

інерції механізму; $\mu_T = 8 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$ – масштаб діаграми зміни кінетичної

енергії механізму; $\omega_{\text{сер}} = \omega_1 = 15,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ – середнє значення кутової швидкості ведучої ланки; $\delta = 0,09$ – коефіцієнт нерівномірності руху.

Отримавши значення кутів $\psi_{\max} = 33,1^\circ$ та $\psi_{\min} = 28,5^\circ$, проводимо дотичні до крайніх точок діаграми Ф. Віттенбауера під цими кутами до горизонту. В точці їхнього перетину отримаємо початок нової системи координат, в якій по осі ординат відкладаємо зміну кінетичної енергії механізму та кінетичну енергію маховика, а по осі абсцис відкладаємо зміну зведеного моменту інерції механізму та момент інерції маховика. Відстань по горизонталі між старою та новою системами координат і є графічне відображення моменту інерції маховика. Але проведені дотичні не перетинаються на аркуші. Тому для визначення моменту інерції маховика скористаємось геометричними розрахунками. На рис. 5.9 показано розрахункову схему для визначення моменту інерції маховика.

Якщо дотичні на аркуші перетинають вісь ординат першої системи координат, то значення моменту інерції маховика ми визначимо таким способом.

Дотичні перетинають вісь ординат і на місці перетину утворюються точки E і D . Необхідно визначити відстань по горизонталі між старою та новою системою координат, тобто величину відрізка $O'C$ (рис. 5.9).

Розглянемо трикутники $\Delta ECO'$ та $\Delta DCO'$.

Ці трикутники є прямокутними. Тоді, очевидно:

$$\text{tg} \psi_{\max} = \frac{EC}{O'C}; \quad \text{tg} \psi_{\min} = \frac{DC}{O'C}$$

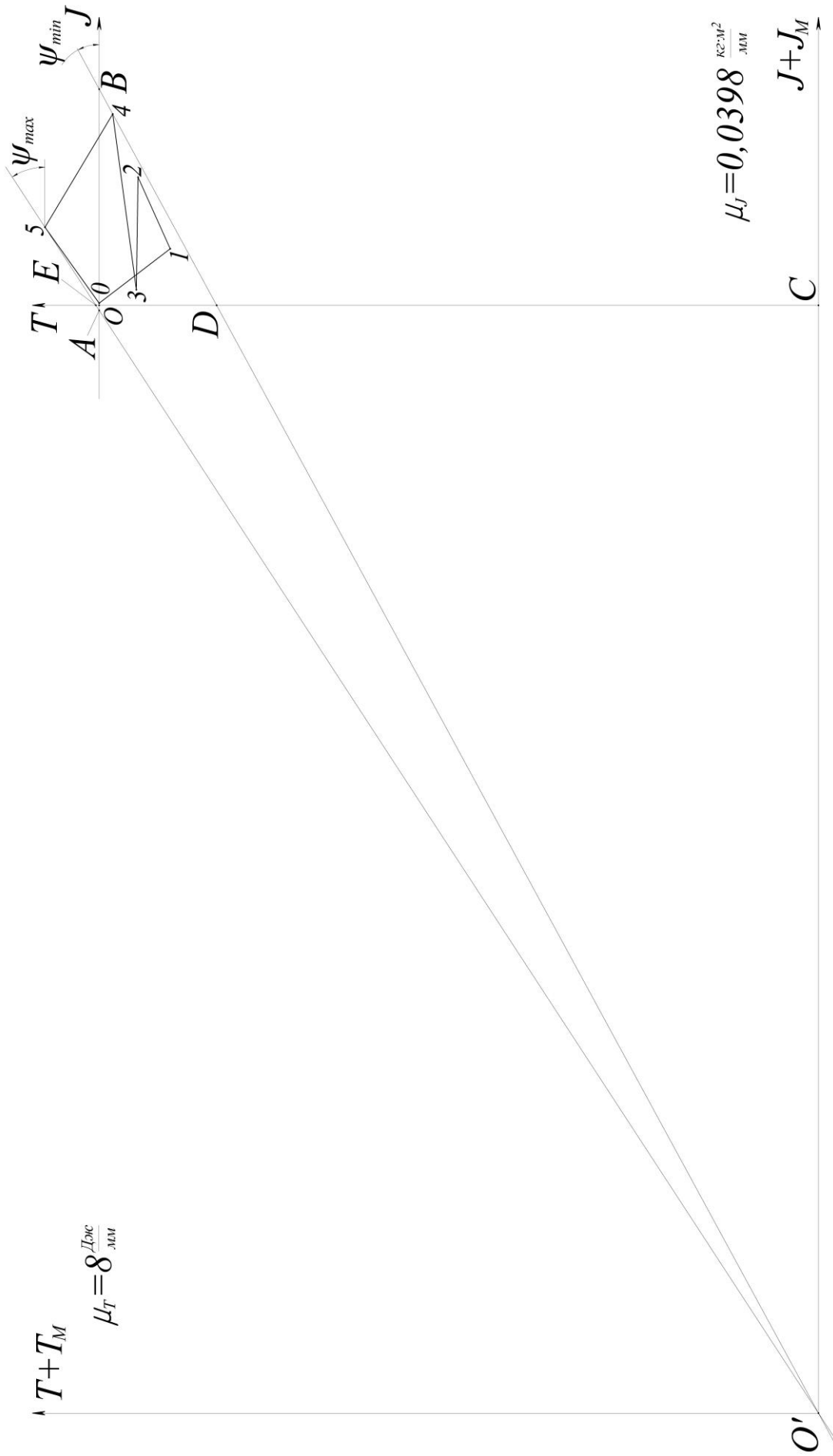


Рис. 5.9. Розрахункова схема для визначення моменту інерції маховика

і, далі:

$$\operatorname{tg}\psi_{\max} - \operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{EC}{O'C} - \frac{DC}{O'C} = \frac{ED}{O'C}.$$

Звідси:

$$O'C = \frac{ED}{\operatorname{tg}\psi_{\max} - \operatorname{tg}\psi_{\min}} = \frac{97,8}{\operatorname{tg}33,1^\circ - \operatorname{tg}28,5^\circ} = 897,8 \text{ мм},$$

де $ED = 97,8 \text{ мм}$ – вимірюється безпосередньо з аркуша.

Визначаємо значення моменту інерції маховика:

$$J_m = O'C \cdot \mu_J = 897,8 \cdot 0,0398 = 35,73 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Якщо дотичні на аркуші не перетинають вісь ординат першої системи координат, тоді шукаємо точки перетину цих дотичних з віссю абсцис. Ці точки будуть A і B (рис. 5.9). Значення моменту інерції маховика ми визначимо за допомогою теореми синусів.

Розглянемо трикутник $\Delta O'AB$.

В цьому трикутнику $\angle A = 180^\circ - \psi_{\max} = 180^\circ - 33,1^\circ = 146,9^\circ$,
 $\angle B = \psi_{\min} = 28,5^\circ$, $\angle O' = 180^\circ - \angle A - \angle B = 180^\circ - 146,9^\circ - 28,5^\circ = 4,6^\circ$.

За теоремою синусів у цьому трикутнику:

$$\frac{AB}{\sin \angle O'} = \frac{AO'}{\sin \angle B} = \frac{O'B}{\sin \angle A},$$

звідки:

$$AO' = AB \cdot \frac{\sin \angle B}{\sin \angle O'} = 179,3 \cdot \frac{\sin 28,5^\circ}{\sin 4,6^\circ} = 1066,8 \text{ мм},$$

де $AB = 179,3 \text{ мм}$ – вимірюється безпосередньо з аркуша.

Тоді:

$$O'C = AO' \cdot \cos \psi_{\max} + AO = 1066,8 \cdot \cos 33,1^\circ + 4,1 = 897,8 \text{ мм},$$

де $AO = 4,1 \text{ мм}$ – вимірюється безпосередньо з аркуша.

Визначаємо значення моменту інерції маховика

$$J_m = O'C \cdot \mu_J = 897,8 \cdot 0,0398 = 35,73 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Завданням маховика є регулювання періодичних коливань швидкості ведучої ланки, які зумовлені властивостями самих механізмів або періодичною зміною співвідношень величин рушійних

сил та сил опору. Підбором моменту інерції маховика можна змусити ведучу ланку механізму рухатись з наперед заданим відхиленням від деякого значення її середньої швидкості.

Маховик є ніби акумулятором кінетичної енергії механізмів або машин, що накопичує її в моменти прискореного руху механізмів і віддає назад у моменти сповільненого руху механізму.

Оскільки маховик зазвичай роблять у вигляді колеса, яке має масивний обід, сполучений із маточиною спицями (або тонким диском), то моментами інерції з'єднувальних частин часто нехтують і наближено вважають, що маса маховика рівномірно розподілена по колу радіусом $R = D/2$ – геометричному місцю центрів мас поперечних перерізів обода. Тоді момент інерції маховика можна виразити наступним чином:

$$J_M = m \cdot R^2 = m \cdot \frac{D^2}{4},$$

де m – маса маховика.

Добуток маси маховика на квадрат його радіуса $m \cdot R^2$ називається маховим моментом, або характеристикою маховика. За цією характеристикою можна легко визначити необхідну масу маховика, якщо задано або вибрано його діаметр, значення якого визначається з суто конструктивних міркувань. Для запобігання небезпеці можливого розриву маховика його діаметр D вибирають таким, щоб колова швидкість на ободі не перевищувала допустиму для матеріалу маховика величину. Для перевірки діаметра маховика можна рекомендувати таку залежність:

$$D \leq \frac{2 \cdot V_{\text{дон}}}{\omega},$$

де $V_{\text{дон}}$ – допустима колова швидкість обода маховика, яка не повинна перевищувати для сталевих маховиків $V_{\text{дон}} = 70 \dots 120 \text{ м/с}$, для чавунних – $V_{\text{дон}} = 30 \dots 45 \text{ м/с}$; ω – кутова швидкість обертання маховика.

Визначаємо масу маховика:

$$m = \frac{4 \cdot J_M}{D^2} = \frac{4 \cdot 35,73}{0,7^2} = 291,7 \text{ кг},$$

де $D = 0,7 \text{ м}$ – задаємось середнім значенням діаметра маховика, та визначаємо масу його обода:

$$m_{об} = 0,9 \cdot m = 0,9 \cdot 291,7 = 262,5 \text{ кг}.$$

Перевіряємо значення обраного діаметра маховика на допустиму колову швидкість обода маховика:

$$D \leq \frac{2 \cdot V_{дон}}{\omega}, \text{ звідки } V_{дон} \leq V = \frac{D}{2} \cdot \omega = \frac{0,7}{2} \cdot 15,5 = 5,425 \text{ м/с},$$

де $\omega = \omega_1 = 15,5 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість обертання маховика, що дорівнює кутовій швидкості ведучої ланки оскільки вони встановлюються на одному валу.

Оскільки отримане значення колової швидкості обода маховика, який виготовлений із чавуну, менше допустимого значення, то це означає, що вибране значення діаметра маховика нас задовольняє.

Визначаємо площу поперечного перерізу обода:

$$S_{об} = \frac{m_{об}}{\pi \cdot D \cdot \rho} = \frac{262,5}{3,14 \cdot 0,7 \cdot 7800} = 0,0153 \text{ м}^2,$$

де $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу, з якого виготовляється маховик (чавун).

З іншого боку площа поперечного перерізу обода має вигляд:

$$S_{об} = b \cdot h,$$

де b і h – відповідно ширина та висота обода.

Задавшись співвідношенням $b = 2,0 \cdot h$, можна записати вираз площі поперечного перерізу обода по іншому

$$S_{об} = 2,0 \cdot h^2,$$

звідки можна визначити висоту обода:

$$h = \sqrt{\frac{S_{об}}{2,0}} = \sqrt{\frac{0,0153}{2,0}} = 0,087 \text{ м} = 87 \text{ мм}.$$

Тоді значення ширини обода визначається так

$$b = 2,0 \cdot h = 2,0 \cdot 87 = 174 \text{ мм}.$$

Значення внутрішнього та зовнішнього діаметрів маточини вибираємо конструктивно:

– внутрішній діаметр

$$d = 0,08 \text{ м} = 80 \text{ мм};$$

– зовнішній діаметр

$$d_{cm} = 0,16 \text{ м} = 160 \text{ мм}.$$

За зробленими розрахунками спроектовано маховик, спрощене креслення якого показано на рис. 5.10.

5.3. Метод професора М.І. Мерцалова

Метод професора М.І. Мерцалова визначення моменту інерції маховика відноситься до не досить точних методів. У ньому використовується припущення: зміна кутової швидкості ведучої ланки є незначною і для механізму нею можна знехтувати, однак не можна знехтувати цією зміною швидкості для маховика. Цей метод базується на *теоремі про зміну кінетичної енергії* механізму при зміні кутової швидкості ведучої ланки від мінімального до максимального значення.

Теорему про зміну кінетичної енергії механізму із урахуванням маховика можна подати у такому вигляді:

$$\frac{1}{2} \cdot (J_{зв \max} + J_M) \cdot \omega_{\max}^2 - \frac{1}{2} \cdot (J_{зв \min} + J_M) \cdot \omega_{\min}^2 = A.$$

Розкривши дужки в наведеному виразі, отримаємо:

$$\frac{1}{2} \cdot J_{зв \max} \cdot \omega_{\max}^2 - \frac{1}{2} \cdot J_{зв \min} \cdot \omega_{\min}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_M \cdot (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = A.$$

Замінімо в членах цього виразу, що стосуються механізму, мінімальне і максимальне значення кутової швидкості на її середнє значення $\omega_{\max} \approx \omega_{\min} \approx \omega_{сер}$, а різницю квадратів мінімального і максимального значення кутової швидкості $(\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = 2 \cdot \omega_{сер}^2 \cdot \delta$.

Після цього отримаємо:

$$\frac{1}{2} \cdot (J_{зв \max} - J_{зв \min}) \cdot \omega_{сер}^2 + J_M \cdot \omega_{сер}^2 \cdot \delta = A.$$

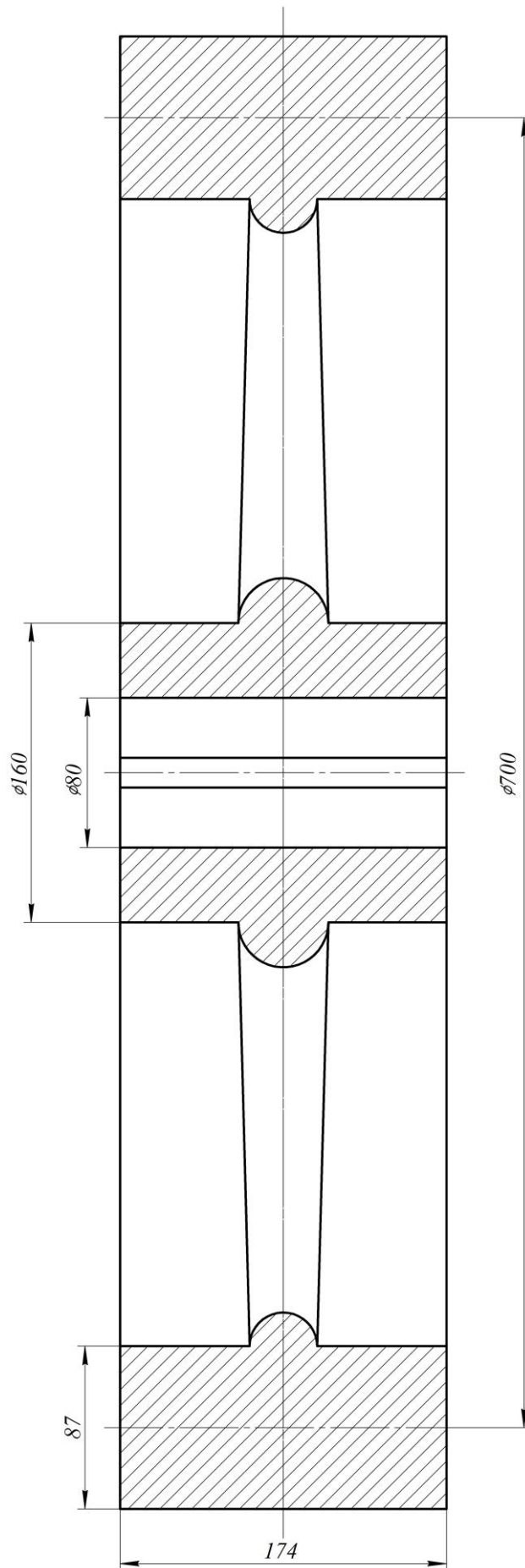


Рис. 5.10. Ескіз маховика

З отриманого рівняння одразу не можна визначити момент інерції маховика J_M , тому що невідомими величинами є мінімальне $J_{зв\ min}$ та максимальне $J_{зв\ max}$ значення зведеного моменту інерції механізму, а також значення роботи A . Тому це рівняння розв'язується графоаналітичним шляхом.

Для цього будують графіки зміни зведених моментів сил опору та рушійних сил, графіки робіт сил опору та рушійних сил, графіки зміни кінетичної енергії механізму із маховиком, механізму без маховика та кінетичної енергії маховика.

Розглянемо на прикладі визначення моменту інерції маховика методом професора М.І. Мерцалова.

Приклад 5.2. Визначити момент інерції маховика механізму приводу клапанів бетононасосу методом професора М.І. Мерцалова. Коефіцієнт нерівномірності руху механізму становить $\delta = 0,02$. Вихідними даними для визначення моменту інерції маховика заданого механізму є його кінематична схема (рис. 4.6) під дією прикладених до його ланок сил, значення всіх зовнішніх навантажень, що діють на його ланки (визначені у прикладі 4.2) та значення моменту інерції ведучої ланки із врахуванням зведеного моменту інерції ротора двигуна та передавального механізму $J_{O_1} = 0,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

На рис. 5.11 зображено кінематичну схему заданого механізму з прикладеними до нього силою корисного опору та силами тяжіння ланок. Такий механізм може бути замінений однією масою, яка здійснює обертальний рух з діючими на неї силами. На рис. 5.12 зображено динамічну модель механізму, яка повинна бути еквівалентною (рівноцінною) реальному механізму з позицій динаміки руху.

Динамічна модель визначається деякими параметрами: зведеним моментом інерції, зведеним моментом рушійних сил, зведеним моментом сил опору та кутовою швидкістю, що дорівнює кутовій швидкості ведучої ланки реального механізму.

Зведений момент інерції визначаємо з умови рівності кінетичної енергії реального механізму і його моделі $T_p = T_M$.

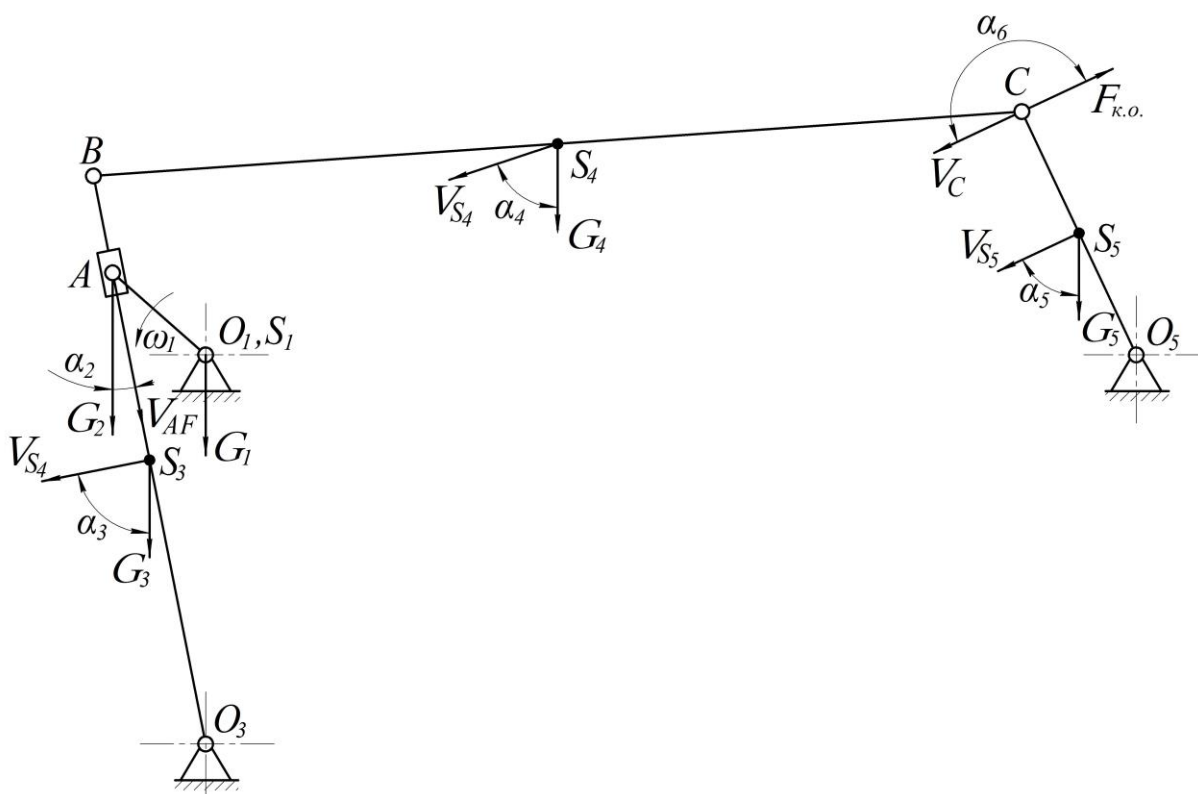


Рис. 5.11. Кінематична схема механізму

Кінетична енергія реального механізму дорівнює сумі кінетичних енергій всіх ланок механізму:

$$\begin{aligned}
 T_p &= T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 = \\
 &= \frac{J_{O_1} \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_{AF}^2}{2} + \frac{J_{S_3} \cdot \omega_3^2}{2} + \\
 &+ \frac{J_{S_4} \cdot \omega_4^2}{2} + \frac{m_4 \cdot V_{S_4}^2}{2} + \frac{J_{S_5} \cdot \omega_5^2}{2},
 \end{aligned}$$

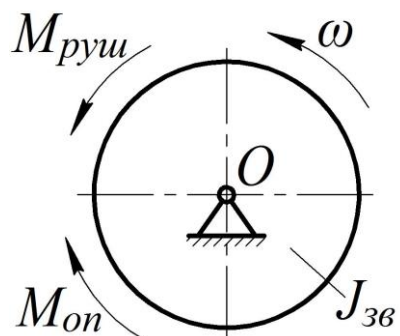


Рис. 5.12. Динамічна модель механізму

а кінетична енергія моделі в свою чергу визначається як для ланки, що здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі з кутовою швидкістю ω :

$$T_M = \frac{J_{36} \cdot \omega^2}{2}.$$

Тут ω_1 , ω_3 , ω_4 , ω_5 – кутові швидкості першої, третьої, четвертої та п'ятої ланок відповідно; V_{AF} – швидкість центра мас повзуна (оскільки швидкість V_{FA} – це швидкість точки F по

відношенню до точки A , а центр мас самого повзуна рухається по колу радіусом O_1A разом із точкою A , тому $\bar{V}_{AF} = -\bar{V}_{FA}$); V_{S_4} – лінійна швидкість центра мас четвертої ланки; m_2, m_4 – маси другої та четвертої ланок відповідно; J_{O_1} – момент інерції ведучої ланки, до складу якого також входить момент інерції двигуна та передавального механізму; $J_{S_3}, J_{S_4}, J_{S_5}$ – моменти інерції відповідних ланок відносно осей, що проходять через їхні центри мас і перпендикулярні до площин руху ланок.

Прирівнявши праві частини виразів кінетичної енергії реального механізму та його моделі, а також зробивши деякі перетворення, отримаємо вираз для визначення зведеного моменту інерції:

$$J_{зв} = J_{O_1} + \frac{1}{\omega_1^2} \cdot (m_2 \cdot V_{AF}^2 + J_{S_3} \cdot \omega_3^2 + J_{S_4} \cdot \omega_4^2 + m_4 \cdot V_{S_4}^2 + J_{S_5} \cdot \omega_5^2).$$

Залежно від значення зведеного моменту інерції механізму визначається зміна його кінетичної енергії без врахування маховика:

$$\Delta T_{мех} = \frac{J_{зв} \cdot \omega^2}{2}.$$

Зведений момент сил опору визначаємо з умови рівності потужностей реального механізму і його моделі $P_p = P_m$.

Потужність реального механізму дорівнює сумі потужностей, що необхідні для приведення в рух всіх ланок механізму та подолання механізмом сили корисного опору:

$$\begin{aligned} P_p &= P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_{к.о.} = \\ &= G_1 \cdot V_{S_1} \cdot \cos \alpha_1 + G_2 \cdot V_{AF} \cdot \cos \alpha_2 + G_3 \cdot V_{S_3} \cdot \cos \alpha_3 + \\ &+ G_4 \cdot V_{S_4} \cdot \cos \alpha_4 + G_5 \cdot V_{S_5} \cdot \cos \alpha_5 + F_{к.о.} \cdot V_C \cdot \cos \alpha_6, \end{aligned}$$

а потужність моделі в свою чергу визначається як для ланки, що здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі з кутовою швидкістю ω :

$$P_m = M_{он} \cdot \omega.$$

Тут G_1, G_2, G_3, G_4, G_5 – сили тяжіння першої, другої, третьої, четвертої та п'ятої ланок відповідно; $F_{к.о.}$ – сила корисного опору, що

прикладена до точки C та направлена протилежно її швидкості; $V_{S_1} = 0$ – швидкість центра мас першої ланки (дорівнює нулю, тому що центр мас першої ланки знаходиться в точці O_1 – у стояку); V_{S_3} , V_{S_5} , V_C – лінійні швидкості центрів мас третьої і п'ятої ланок та точки C відповідно; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ – кути між напрямом сили тяжіння відповідної ланки та швидкості її центра мас; α_6 – кут між напрямом сили корисного опору та швидкості точки C .

Прирівнявши праві частини виразів потужностей реального механізму та його моделі, а також зробивши деякі перетворення, отримаємо вираз для визначення зведеного моменту сил опору:

$$M_{on} = \frac{1}{\omega_1} \cdot \left(G_2 \cdot V_{AF} \cdot \cos \alpha_2 + G_2 \cdot V_{S_3} \cdot \cos \alpha_3 + \right. \\ \left. + G_4 \cdot V_{S_4} \cdot \cos \alpha_4 + G_5 \cdot V_{S_5} \cdot \cos \alpha_5 + F_{к.о.} \cdot V_C \cdot \cos \alpha_6 \right).$$

Значення кутових швидкостей ланок, лінійних швидкостей точок та значення кутів $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ визначаються з розділу кінематичного дослідження механізму. Маса та сили тяжіння ланок, сила корисного опору, моменти інерції відповідних ланок відносно осей, що проходять через їхні центри мас визначають з розділу кінетостатичного аналізу механізму: $m_2 = 6 \text{ кг}$, $m_4 = 28,8 \text{ кг}$, $G_2 = 58,9 \text{ Н}$, $G_3 = 175,8 \text{ Н}$, $G_4 = 282,5 \text{ Н}$, $G_5 = 81,6 \text{ Н}$, $J_{O_1} = 0,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $F_{к.о.} = 750 \text{ Н} = \text{const}$, $J_{S_3} = 0,4683 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{S_4} = 1,944 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{S_5} = 0,04687 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для кожного положення механізму визначаємо вищенаведені параметри, які змінюються в процесі роботи механізму, та зводимо їх до табл. 5.3, а також обраховуємо значення зведеного моменту сил опору, зведеного моменту інерції та зміну кінетичної енергії механізму без маховика. Обраховані параметри заносимо до табл. 5.4.

Після того, як ми визначили значення зведеного моменту сил опору та зведеного моменту інерції механізму в кожному положенні, будуємо на аркуші графік зміни зведеного моменту сил опору залежно від кута повороту кривошипа (рис. 5.13) в масштабах:

$$\mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,02618 \frac{\text{рад}}{\text{мм}};$$

$$\mu_M = \frac{|M_{on1}|}{1-1'} = \frac{183,6}{91,8} = 2 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}},$$

де $L = 240$ мм – ширина графіка, тобто величина, що відображає один оберт кривошипа на графіку, $|M_{on1}| = 183,6$ Н·м – максимальне значення моменту сил опору (в першому положенні), $1-1' = 91,8$ мм – висота графіка в першому положенні.

Таблиця 5.3

Результати вимірювань

№ полож.	0	1	2	3	4	5	6(0)
V_{AF} , м/с	1,86	0,521	1,674	1,525	0,279	1,116	1,86
V_{S_3} , м/с	0	1,786	0,688	0,67	1,042	0,893	0
V_{S_4} , м/с	0	3,572	1,525	1,451	2,084	1,823	0
V_{S_5} , м/с	0	1,786	0,856	0,8	1,042	0,93	0
V_C , м/с	0	3,572	1,712	1,6	2,084	1,86	0
ω_3 , рад/с	0	6,378	2,457	2,393	3,721	3,189	0
ω_4 , рад/с	0	0,454	0,744	0,62	0,124	0,495	0
ω_5 , рад/с	0	13,738	6,585	6,154	8,015	7,154	0
α_2 , град	18	5	164	164	177	11	18
α_3 , град	0	95	74	105	92	79	0
α_4 , град	0	98	61	115	94	71	0
α_5 , град	0	102	51	124	95	65	0
α_6 , град	180	180	180	180	180	180	180

Таблиця 5.4

Результати обчислень

№ полож.	0	1	2	3	4	5	6(0)
M_{on} , Н·м	6,7	-183,6	-70,5	-98,5	-105,4	-71	6,7
$J_{зв}$, кг·м ²	0,216	1,784	0,503	0,462	0,692	0,591	0,216
$\Delta T_{мех}$, Дж	25,99	214,3	60,5	55,5	83,15	71,03	25,99

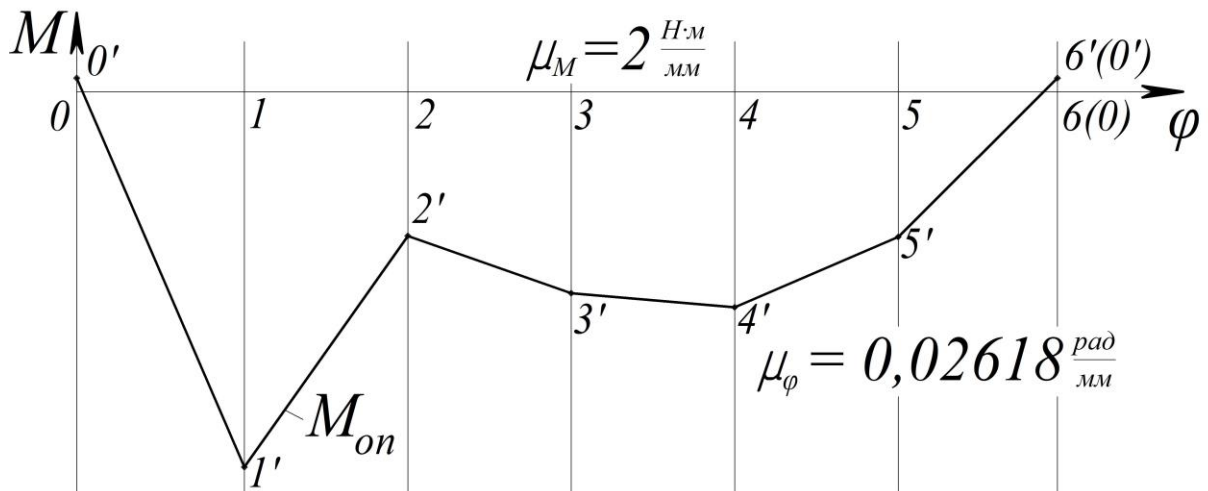


Рис. 5.13. Графік зміни моменту сил опору

З діаграми моменту сил опору методом графічного інтегрування отримуємо діаграму роботи сил опору механізму (рис. 5.14). Знаючи, що на початку і в кінці циклу робота сил опору і робота рушійних сил механізму рівні між собою, а момент рушійних сил є постійною величиною, будемо графік роботи рушійних сил, з'єднавши початкову і кінцеву точки на графіку роботи сил опору. Після цього з отриманого графіка роботи рушійних сил методом графічного диференціювання отримуємо графік моменту рушійних сил (рис. 5.14).

Масштаб діаграми робіт визначають так

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 2 \cdot 0,02618 \cdot 60 = 3,14 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}},$$

де $H = 60 \text{ мм}$ – полюсна відстань на графіку моментів сил; масштаб

кута повороту кривошипа $\mu_\varphi = 0,02618 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$ залишається незмінним.

На наступному етапі необхідно побудувати графік зміни кінетичної енергії механізму із маховиком за цикл. Основою для побудови цього графіка є теорема про зміну кінетичної енергії, згідно з якою зміна кінетичної енергії механічної системи за будь-який проміжок часу дорівнює сумі робіт усіх прикладених сил, що діють на цю систему протягом цього ж проміжку часу, тобто:

$$\Delta T = T - T_0 = \sum_{i=1}^n A_i,$$

де T, T_0 – кінетична енергія механічної системи відповідно в кінці і на початку проміжного часу, що розглядається; $\sum_{i=1}^n A_i$ – сума робіт усіх прикладених до системи сил за цей же проміжок часу; $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – кількість сил. До розглянутого механізму прикладені сили корисного опору, робота яких вважається від'ємною, та рушійні сили, робота яких вважається додатною. Тому вираз для визначення приросту кінетичної енергії нашого механізму буде мати вигляд:

$$\Delta T = A_{руш} - A_{оп},$$

де $A_{руш}$ та $A_{оп}$ – робота рушійних сил та сил опору відповідно.

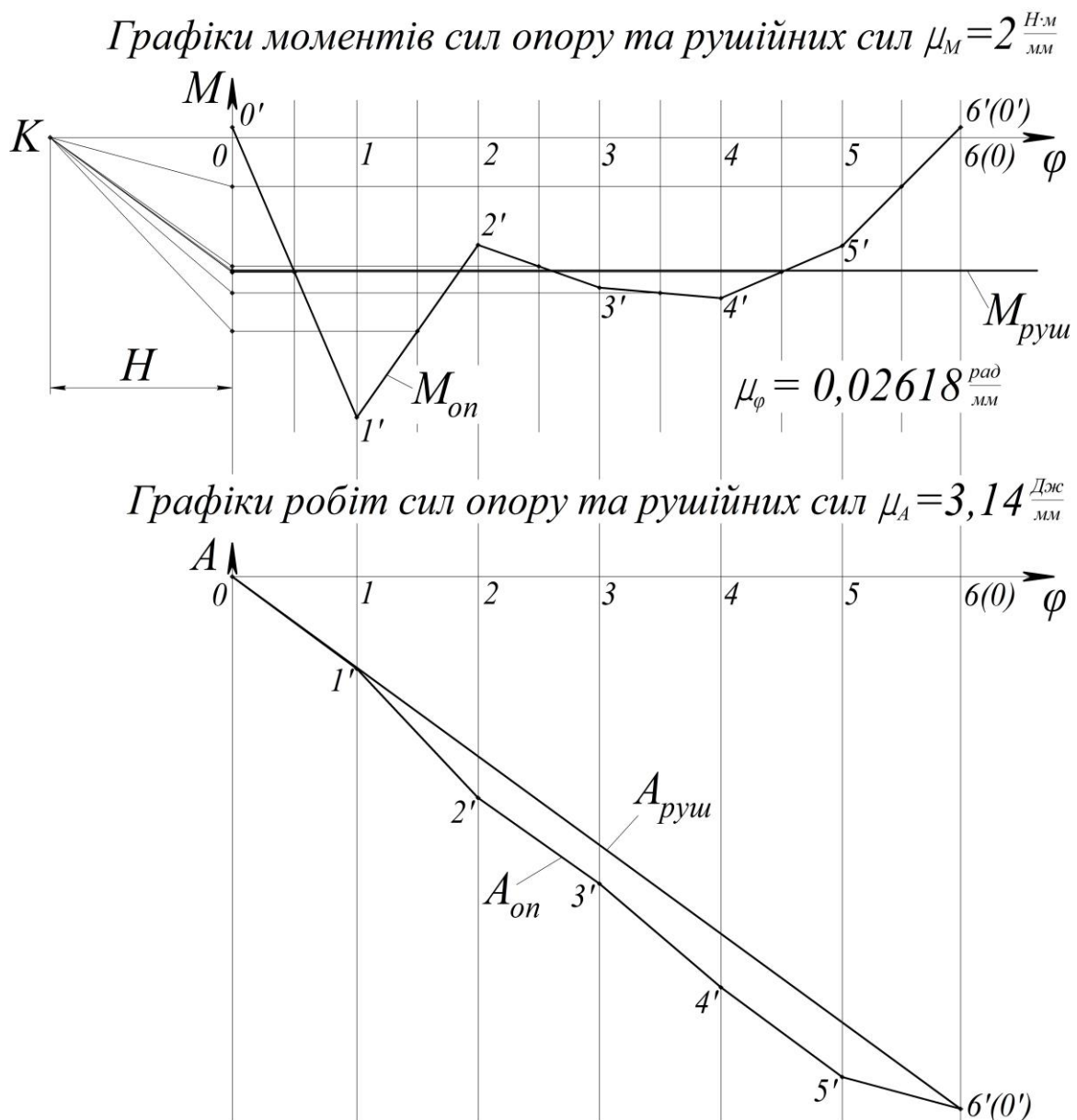


Рис. 5.14. Графіки моментів і робіт сил опору та рушійних сил

Користуючись виразом для приросту кінетичної енергії, ми від ординат графіка роботи рушійних сил віднімаємо ординати графіка роботи сил опору і отримуємо графік зміни кінетичної енергії механізму із маховиком (рис. 5.15) за цикл, що досліджується, (за один оберт кривошипа).

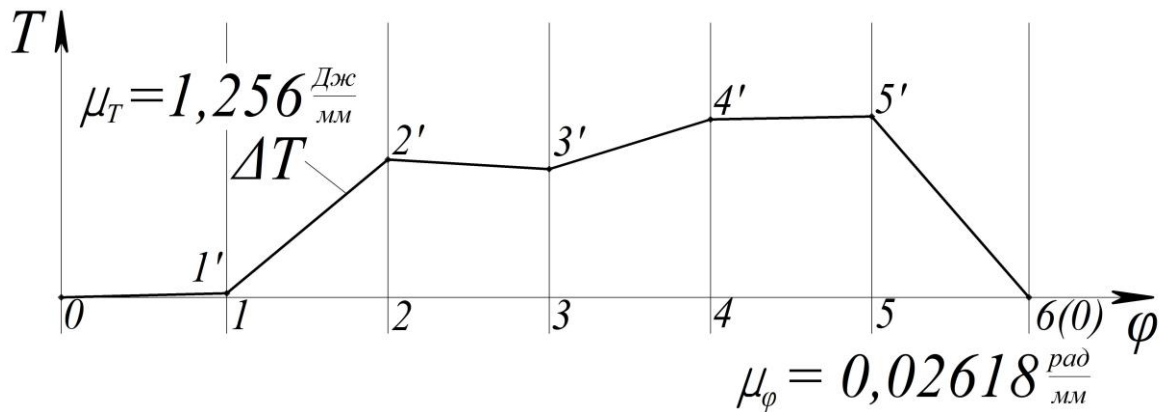


Рис. 5.15. Графік зміни кінетичної енергії механізму із маховиком

Під час побудови останнього графіка різницю між роботами рушійних сил та сил опору ми збільшували у два рази, тому масштаб графіка зміни кінетичної енергії зменшується вдвічі і визначається залежністю:

$$\mu_T = \frac{1}{2,5} \cdot \mu_A = \frac{1}{2,5} \cdot 3,14 = 1,256 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}.$$

Масштаб кута повороту кривошипа $\mu_\varphi = 0,02618 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$

залишається незмінним.

За даними табл. 5.4 будуємо графік зміни кінетичної енергії механізму без маховика $\Delta T_{\text{мех}}$ (рис. 5.16). Розташовуємо цей графік в одній системі координат із графіком зміни кінетичної енергії механізму із маховиком, причому ці графіки будують в спільному масштабі (рис. 5.16).

Від ординат графіка зміни кінетичної енергії механізму із маховиком ΔT віднімаємо ординати графіка зміни кінетичної енергії механізму без маховика $\Delta T_{\text{мех}}$ і отримуємо графік зміни кінетичної енергії маховика $\Delta T_{\text{мах}}$ (рис. 5.17) за цикл, що досліджується, (за один оберт кривошипа) в масштабі $\mu_T = 1,256 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$.

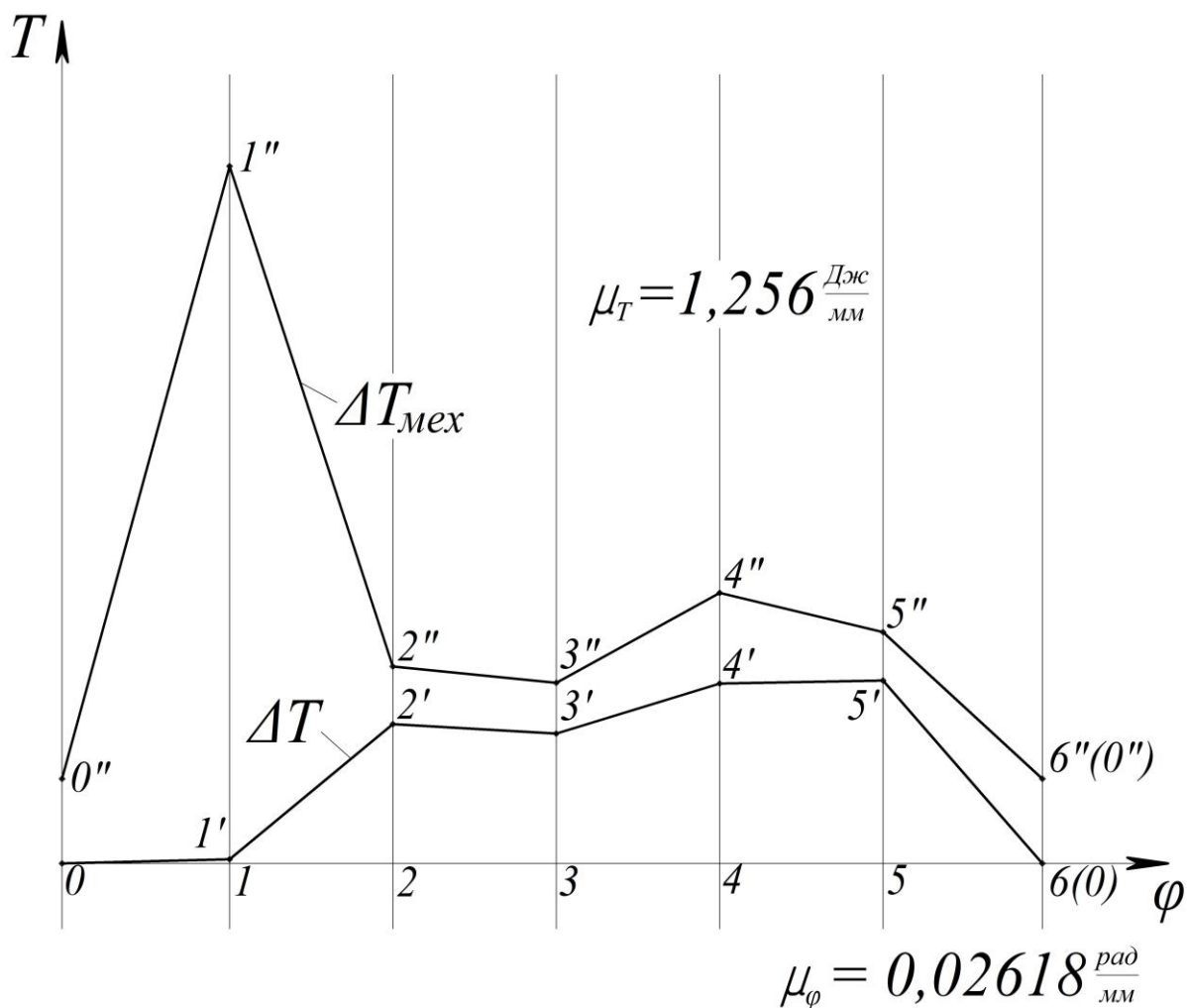


Рис. 5.16. Графіки зміни кінетичної енергії механізму із маховиком ΔT та механізму без маховика $\Delta T_{\text{мех}}$

За максимальним відхиленням графіка зміни кінетичної енергії маховика (рис. 5.17) визначаємо дійсне значення цієї зміни:

$$\Delta T_{\text{max}_{\text{max}}} = (1' - 5') \cdot \mu_T = 157,8 \cdot 1,256 = 198,2 \text{ Джс},$$

де $(1' - 5') = 157,8 \text{ мм}$ – максимальне відхилення графіка по осі ординат.

Із максимального значення зміни кінетичної енергії маховика визначаємо його момент інерції:

$$J_M = \frac{\Delta T_{\text{max}_{\text{max}}}}{\omega_{\text{сер}}^2 \cdot \delta} = \frac{198,2}{15,5^2 \cdot 0,02} = 41,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $\omega_{\text{сер}} = 15,5 \text{ рад/с}$ – значення кутової швидкості ведучої ланки, на вал якої встановлюється маховик; $\delta = 0,02$ – коефіцієнт нерівномірності руху механізму.

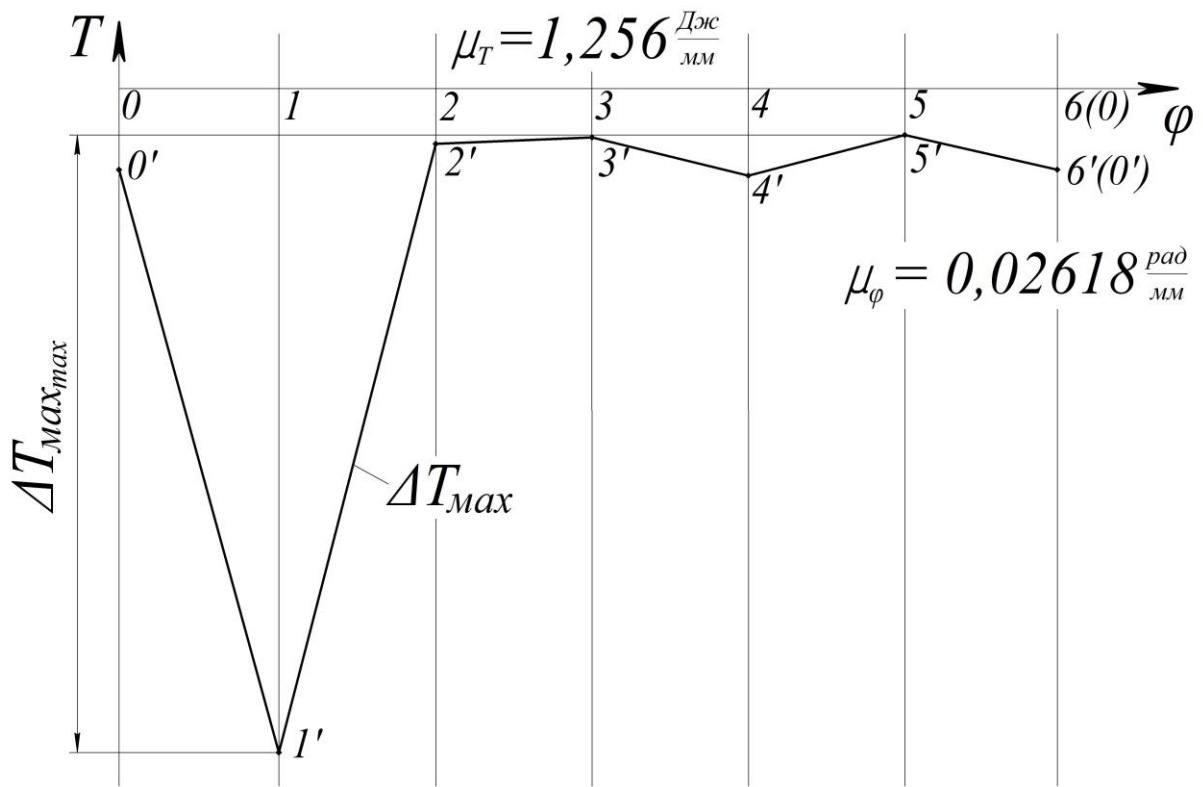


Рис. 5.17. Графік зміни кінетичної енергії маховика

Методика визначення всіх геометричних параметрів маховика наведена в прикладі 5.1.

6. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

6.1. Загальні положення

Кулачковим називається механізм з вищими і нижчими кінематичними парами, в яких рівномірний рух ведучої ланки (кулачка) перетворюється в нерівномірний рух веденої ланки (штовхача). Кулачкові механізми набули широкого поширення в автоматичних пристроях регулювання робочими процесами машин.

За характером руху кулачкові механізми поділяються на плоскі та просторові. Якщо ланки кулачкового механізму рухаються у одній площині, то це плоский механізм, а якщо хоча б одна ланка рухається у просторі – просторовий.

За типом штовхача кулачкові механізми поділяються на: механізми із голчастим штовхачем, із роликівим штовхачем, із тарілчастим (плоским) штовхачем, а також коромислові кулачкові механізми.

За розташуванням штовхача кулачкові механізми також поділяються на центрові та позацентрові. Центровий – це такий кулачковий механізм, у якого вісь переміщення штовхача співпадає з віссю обертання кулачка. У позацентрального кулачкового механізму між віссю переміщення штовхача та віссю обертання кулачка є зміщення, яке називається ексцентриситетом.

При дослідженні кулачкових механізмів розв'язуються дві основні задачі: *задача аналізу* та *задача синтезу*.

У задачі аналізу кулачкового механізму заданими є кулачковий механізм з усіма його геометричними параметрами, а також заданим є закон руху ведучої ланки (кулачка). В цій задачі необхідно знайти закон руху веденої ланки (штовхача або коромисла).

Задача синтезу кулачкового механізму – це зворотна задача аналізу. При її розв'язуванні заданими є закон руху ведучої ланки (кулачка) та закон руху веденої ланки (штовхача або коромисла). Необхідно визначити всі геометричні параметри кулачкового механізму, величину ексцентриситету (для механізму із штовхачем) або міжосьову відстань (для коромислового кулачкового механізму), а

також побудувати профіль кулачка. Саме задача синтезу кулачкового механізму розв'язується у процесі виконання курсового проекту із теорії механізмів і машин.

Синтез кулачкових механізмів можна розділити на два етапи. На першому етапі, який називається *динамічним синтезом*, необхідно визначити основні розміри механізму, зокрема мінімальний радіус кулачка. На другому етапі, який називається *кінематичним синтезом*, необхідно за заданими законами руху ведучої (кулачка) та веденої (штовхача або коромисла) ланок побудувати профіль кулачка.

Оскільки в завдання на курсовий проект включені центрові та позацентрові кулачкові механізми з роликівим, голчастим і тарілчастим (плоским) штовхачами, а також коромислові кулачкові механізми, то синтез даних механізмів розглянемо окремо.

6.2. Синтез центрального кулачкового механізму з роликівим штовхачем

У центральному кулачковому механізмі штовхач переміщується по напрямній, що співпадає з віссю обертання кулачка. Для синтезу такого механізму заданими є закон руху штовхача, закон руху кулачка (значення його кутової швидкості), значення ексцентриситету (дорівнює нулю, оскільки механізм центровий). Необхідно визначити параметри кулачка та побудувати його профіль. Розглянемо приклад синтезу центрального кулачкового механізму з роликівим штовхачем.

Приклад 6.1. Визначити геометричні параметри та побудувати профіль кулачка центрального кулачкового механізму з роликівим штовхачем. Вихідними даними для даної задачі є: схема механізму (рис. 6.1); закон руху штовхача – графік зміни його другої передаточної функції (рис. 6.2); хід штовхача $h = 26 \text{ мм}$; фазові кути кулачкового механізму – кут віддалення $\varphi_B = 100^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 20^\circ$, кут

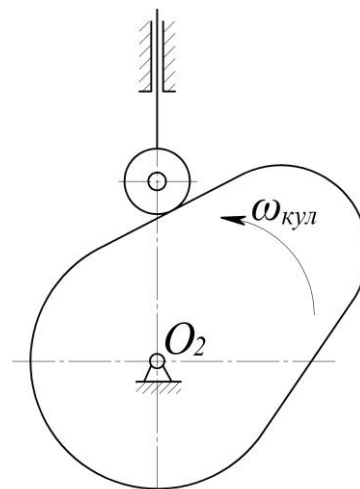


Рис. 6.1. Схема кулачкового механізму

повернення $\varphi_{\Pi} = 90^{\circ}$; мінімально-допустиме значення кута передачі руху $\gamma_{\min} = 60^{\circ}$; закон руху кулачка $\omega_{\text{кул}} = 24 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$; напрямок обертання кулачка – проти руху годинникової стрілки.

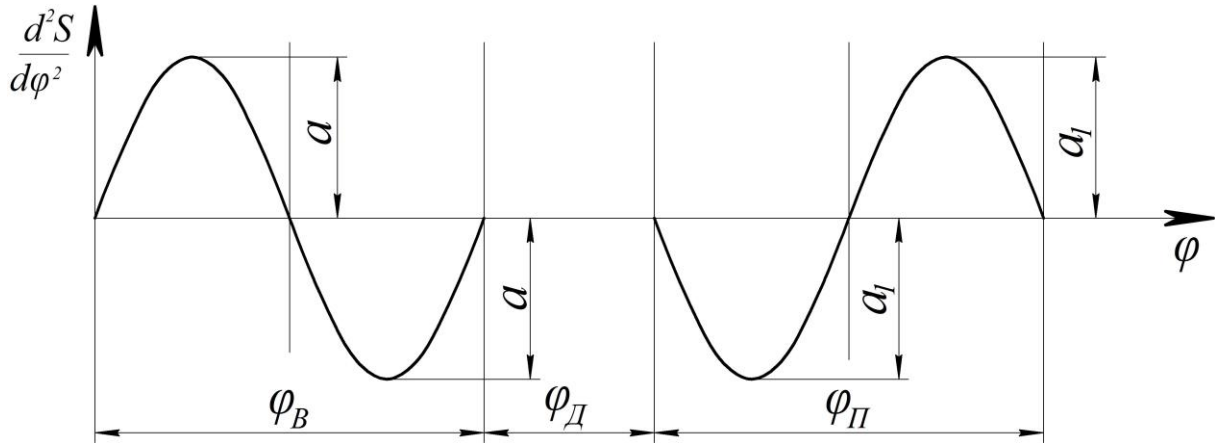


Рис. 6.2. Графік зміни другої передаточної функції (аналога прискорення) штовхача

На аркуші зображаємо систему координат, в якій по осі абсцис відкладаємо кут повороту кулачка, а по осі ординат – значення другої передаточної функції.

Визначаємо масштаб кута повороту кулачка:

$$\mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{300} = 0,0209 \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

де $L = 300 \text{ мм}$ – величина, якою на графіку зображується повний оберт кулачка.

Залежно від величини кожного фазового кута кулачка відкладаємо на графіку довжини, що відповідають:

– куту віддалення:

$$l_{\varphi_B} = \frac{\varphi_B \cdot L}{360} = \frac{100 \cdot 300}{360} = 84 \text{ мм};$$

– куту дальнього стояння:

$$l_{\varphi_D} = \frac{\varphi_D \cdot L}{360} = \frac{20 \cdot 300}{360} = 16,7 \text{ мм};$$

– куту повернення:

$$l_{\varphi_{\Pi}} = \frac{\varphi_{\Pi} \cdot L}{360} = \frac{90 \cdot 300}{360} = 75 \text{ мм},$$

де $\varphi_B = 100^\circ$, $\varphi_D = 20^\circ$, $\varphi_{\Pi} = 90^\circ$ – фазові кути віддалення, дальнього стояння та повернення відповідно.

Максимальну висоту графіка a протягом кута віддалення вибираємо конструктивно і беремо $a = 60$ мм. Тоді висоту графіка a_1 протягом кута повернення визначаємо із залежності:

$$\frac{a}{a_1} = \frac{\varphi_{\Pi}^2}{\varphi_B^2}, \text{ звідси } a_1 = a \cdot \frac{\varphi_B^2}{\varphi_{\Pi}^2} = 60 \cdot \frac{100^2}{90^2} = 74,1 \text{ мм.}$$

З побудованої діаграми другої передаточної функції штовхача методом графічного інтегрування отримуємо діаграму першої передаточної функції, а з неї діаграму переміщення штовхача (рис. 6.3).

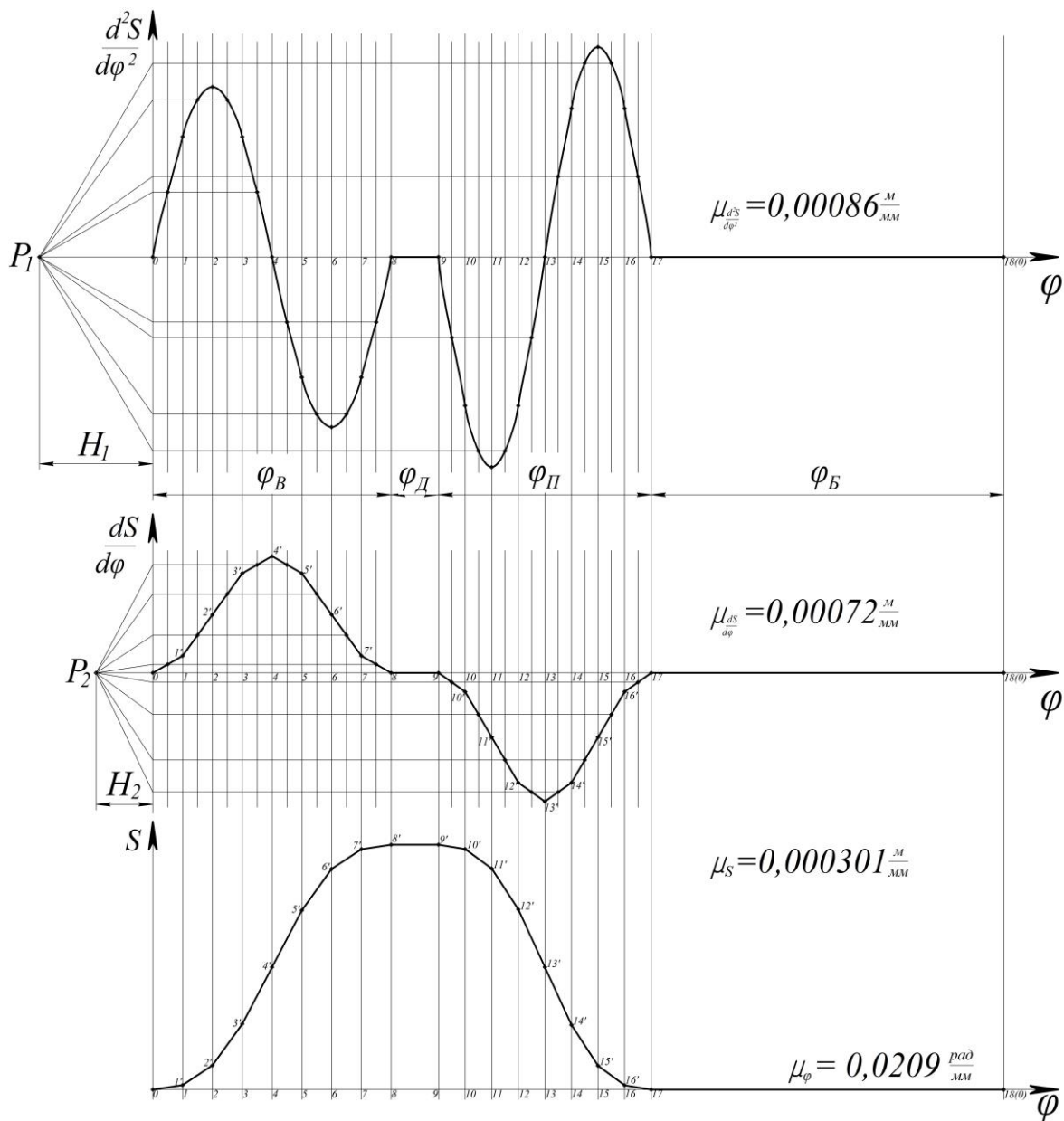


Рис. 6.3. Діаграми руху штовхача

Визначаємо масштаби

– діаграми переміщення:

$$\mu_S = \frac{h}{S_{\max}} = \frac{0,026}{86,4} = 0,000301 \frac{м}{мм};$$

– діаграми першої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot H_2} = \frac{0,000301}{0,0209 \cdot 20} = 0,00072 \frac{м}{мм};$$

– діаграми другої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{\mu_\varphi \cdot H_1} = \frac{0,00072}{0,0209 \cdot 40} = 0,00086 \frac{м}{мм},$$

де $h = 26 \text{ мм} = 0,026 \text{ м}$ – хід штовхача; $S_{\max} = 86,4 \text{ мм}$ – максимальна висота графіка переміщення штовхача; $H_1 = 40 \text{ мм}$, $H_2 = 20 \text{ мм}$ – полюсні відстані, що використані при першому та другому інтегруванні відповідно.

Для визначення мінімального радіуса кулачка будується діаграма залежності переміщення штовхача від його першої передаточної функції $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ (рис. 6.4). Причому ця діаграма

будується в спільному масштабі. Тобто, якщо для цієї діаграми вибрано масштаб $\mu_S = 0,000602 \frac{м}{мм}$, то переміщення штовхача

беремо з відповідної діаграми і відкладаємо по осі ординат, зменшуючи в два рази. Значення ж першої передаточної функції в

кожному положенні переводимо з масштабу $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,00072 \frac{м}{мм}$ в

масштаб $\mu_S = 0,000602 \frac{м}{мм}$, тобто значення першої передаточної

функції в кожному положенні множимо на масштаб $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}$, а потім

ділимо на масштаб μ_S . З'єднавши плавною суцільною лінією

отримані точки в певній послідовності, отримаємо графік залежності переміщення штовхача від його першої передаточної функції

$$S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right).$$

До крайніх точок отриманого графіка проводимо дотичні під кутом, що дорівнює мінімально-допустимому значенню кута передачі руху $\gamma_{\min} = 60^\circ$. Мінімально-допустиме значення кута передачі руху задається в завданні на курсовий проект.

У місці перетину дотичних утвориться точка O_2 – точка, що відповідає центру обертання кулачка. Відстань від точки O_2 до початку системи координат відповідає значенню мінімального радіуса кулачка, яке дорівнює:

$$R_{\min} = O_2O \cdot \mu_S = 68,4 \cdot 0,000602 = 0,041 \text{ м} = 41 \text{ мм},$$

де $O_2O = 68,4 \text{ мм}$ – відстань від точки перетину дотичних O_2 до початку системи координат, яка вимірюється безпосередньо з графіка.

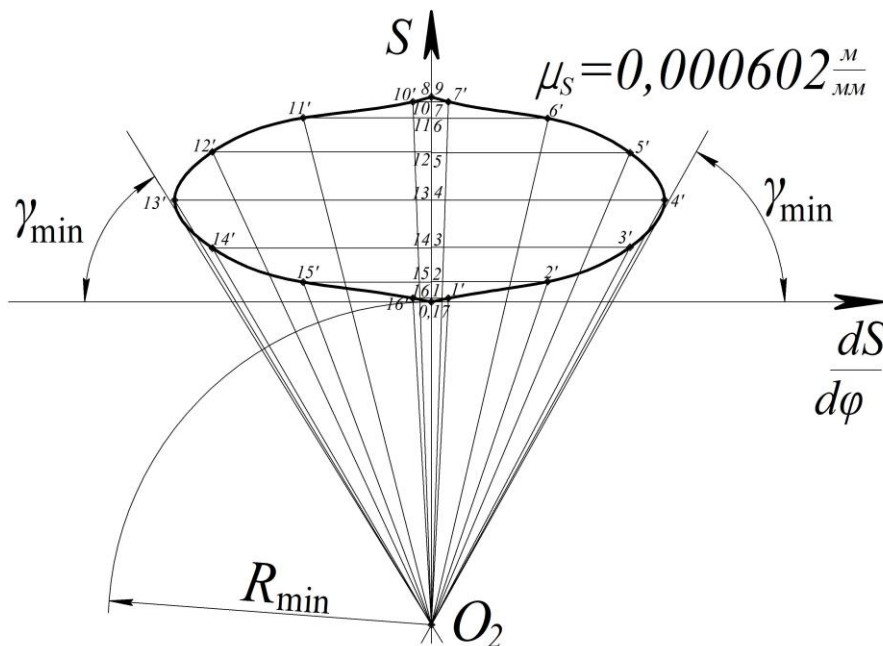


Рис. 6.4. Діаграма для визначення мінімального радіуса кулачка

Далі з точки перетину дотичних O_2 , тобто з умовного центра обертання кулачка, проводимо промені через точки, що утворюють діаграму $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$. Вимірюємо кут між променем, проведеним

через кожну точку в кожному положенні, та горизонтальною лінією і відкладаємо значення цього кута на графіку зміни кута передачі руху в масштабі $\mu_\gamma = 1 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$.

Графік зміни кута передачі руху зображено на рис. 6.5.

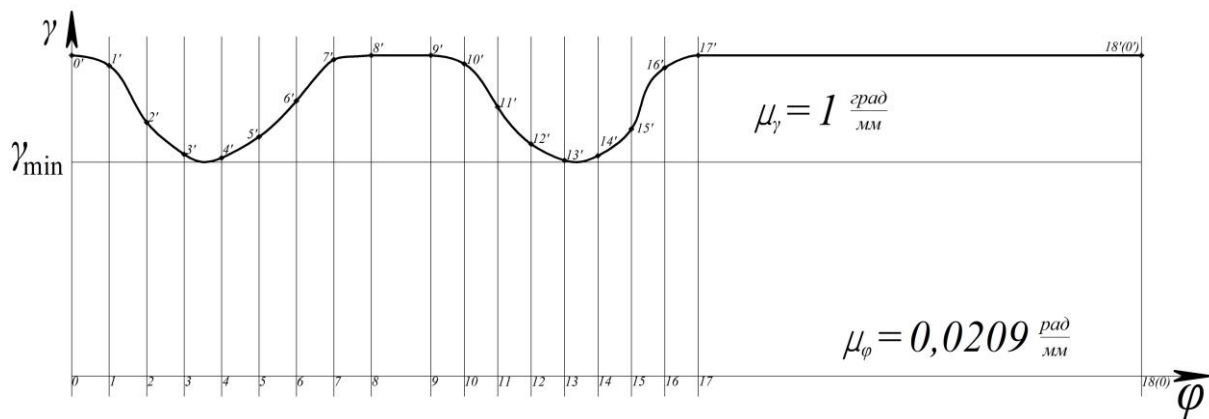


Рис. 6.5. Графік зміни кута передачі руху

Наступним етапом є побудова профілю кулачка, яка здійснюється методом обернення руху і виконується в певній послідовності.

З центра обертання кулачка O_2 проводимо основне коло радіусом R_{\min} (рис. 6.6). З точки O перетину основного кола з лінією руху штовхача відкладаємо вгору переміщення штовхача в кожному його положенні із 17 наведених на діаграмі переміщення. У даному випадку масштаб побудови профілю кулачка $\mu_l = 0,000602 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$ в два рази більший за масштаб діаграми переміщення штовхача $\mu_S = 0,000301 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$. Тому переміщення штовхача з відповідної діаграми зменшуємо в два рази.

Від променя O_2O в сторону, протилежну напрямку обертання кулачка, відкладаємо фазові кути: кут віддалення $\varphi_B = 100^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 20^\circ$, кут повернення $\varphi_{II} = 90^\circ$ та кут ближнього стояння $\varphi_B = 150^\circ$. (Величина кута ближнього стояння визначається як різниця центрального кута 360° та величин фазових

кутів віддалення, дальнього стояння та повернення ($\varphi_B = 360^\circ - \varphi_B - \varphi_D - \varphi_{II} = 360^\circ - 100^\circ - 20^\circ - 90^\circ = 150^\circ$). Кути віддалення та повернення ділимо на таку кількість однакових частин (вісім), як і на діаграмі переміщення штовхача. Через одержані точки проводимо відповідні промені з центра обертання кулачка O_2 , які в оберненому русі визначають положення осі штовхача.

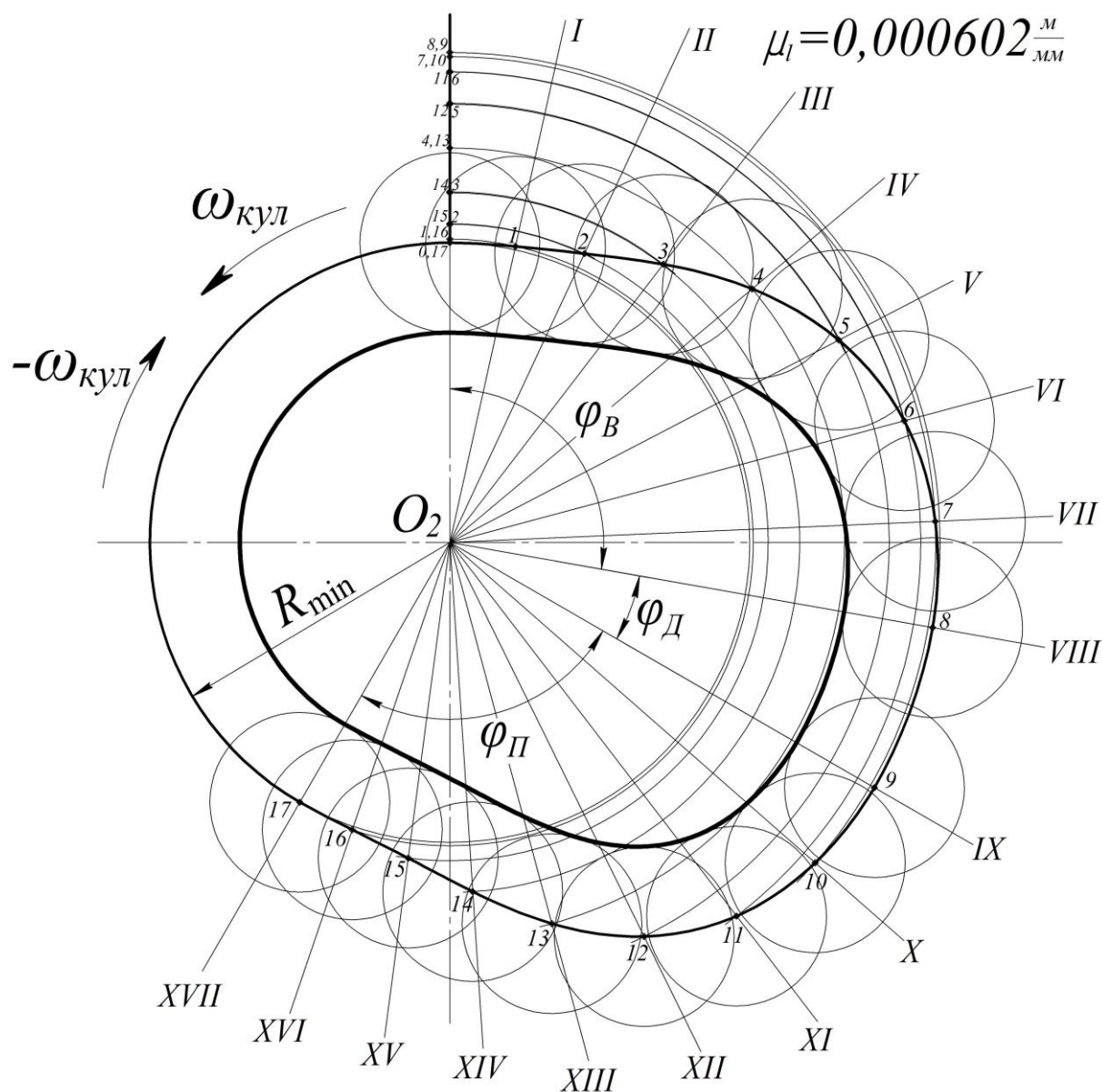


Рис. 6.6. Побудова профілю кулачка

Знаючи дійсні положення штовхача, дуговими засічками з центра O_2 обертання кулачка зносимо відповідні точки на відповідні промені в оберненому русі. З'єднавши отримані точки плавною суцільною кривою, одержимо теоретичний (центровий) профіль

кулачка для періодів віддалення і повернення. Профілі кулачка для періодів дальнього і ближнього стояння будуються дугами кола відповідно радіусами O_28 та O_20 (рис. 6.6).

Для побудови практичного (дійсного) профілю кулачка з різних точок теоретичного профілю кулачка (чим більше точок, тим точніше будується профіль) проводимо кола радіусом ролика $R_{рол}$. Значення радіуса ролика визначається з умов $R_{рол} \leq 0,7 \cdot \rho_{\min}$, де ρ_{\min} – мінімальний радіус кривини профілю кулачка, та $R_{рол} \leq 0,4 \cdot R_{\min}$. Тому визначаємо радіус ролика:

$$R_{рол} = 0,3 \cdot R_{\min} = 0,3 \cdot 0,041 = 0,0123 \text{ м} = 12,3 \text{ мм}.$$

Кола, проведені радіусом ролика з центрами по теоретичному профілю кулачка, показують положення ролика в оберненому русі. Тоді, провівши огинаючу дотичну криву до внутрішніх поверхонь положень ролика, отримаємо практичний профіль кулачка. Для періодів вистою практичний профіль кулачка описується дугами кола, радіуси яких: $O_28 - R_{рол}$ – для періоду дальнього стояння та $O_20 - R_{рол}$ – для періоду ближнього стояння.

Профіль кулачка центрального кулачкового механізму з роликівим штовхачем показано на рис. 6.6.

6.3. Синтез позацентрального кулачкового механізму з голчастим штовхачем

У позацентральному кулачковому механізмі штовхач переміщується по напрямній, що не співпадає з віссю обертання кулачка. Для синтезу такого механізму заданими є закон руху штовхача, закон руху кулачка (значення його кутової швидкості), значення ексцентриситету. Необхідно визначити параметри кулачка та побудувати його профіль. Розглянемо приклад синтезу центрального кулачкового механізму з роликівим штовхачем.

Приклад 6.2. Визначити геометричні параметри та побудувати профіль кулачка позацентрального кулачкового механізму з голчастим штовхачем. Вихідними даними для даної задачі є: схема механізму

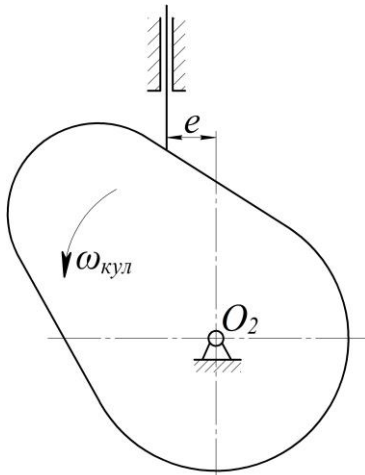


Рис. 6.7. Схема кулачкового механізму

(рис. 6.7.); закон руху штовхача – графік зміни його другої передаточної функції (рис. 6.8); хід штовхача $h = 15 \text{ мм}$; фазові кути кулачкового механізму – кут віддалення $\varphi_B = 120^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 15^\circ$, кут повернення $\varphi_{II} = 100^\circ$; величина ексцентриситету $e = 10 \text{ мм}$; мінімально-допустиме значення кута передачі руху $\gamma_{\min} = 65^\circ$; значення кутової швидкості кулачка $\omega_{кул} = 12 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ і її напрямок – проти руху годинникової стрілки.

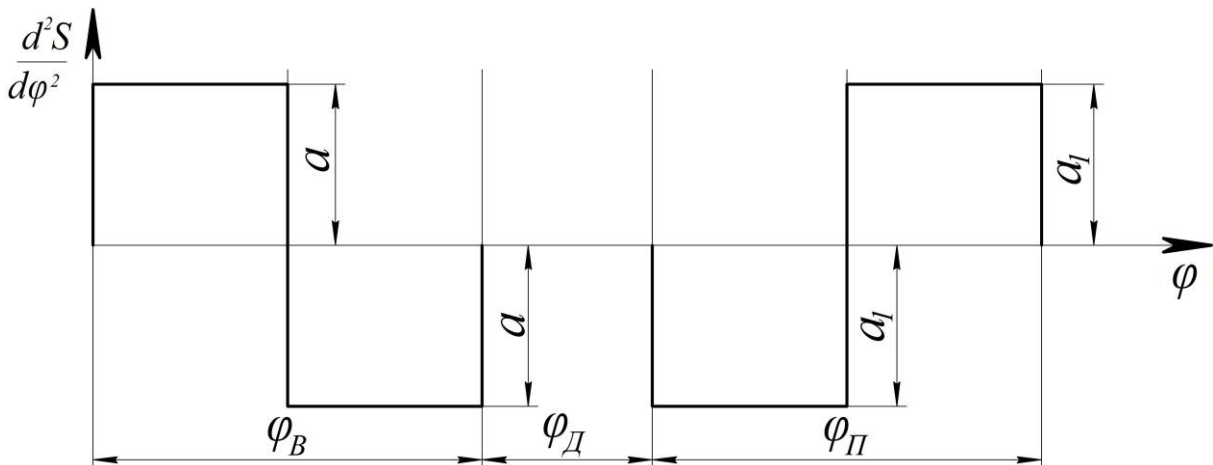


Рис. 6.8. Графік зміни другої передаточної функції (аналога прискорення) штовхача

На аркуші зображаємо систему координат, в якій по осі абсцис відкладаємо кут повороту кулачка, а по осі ординат – значення другої передаточної функції.

Визначаємо масштаб кута повороту кулачка:

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{300} = 0,0209 \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

де $L = 300 \text{ мм}$ – величина, якою на графіку зображується повний оберт кулачка.

Залежно від величини кожного фазового кута механізму відкладаємо на графіку довжини, що відповідають:

– куту віддалення:

$$l_{\varphi_B} = \frac{\varphi_B \cdot L}{360} = \frac{120 \cdot 300}{360} = 100 \text{ мм};$$

– куту дальнього стояння:

$$l_{\varphi_D} = \frac{\varphi_D \cdot L}{360} = \frac{15 \cdot 300}{360} = 12,5 \text{ мм};$$

– куту повернення:

$$l_{\varphi_{\Pi}} = \frac{\varphi_{\Pi} \cdot L}{360} = \frac{100 \cdot 300}{360} = 84 \text{ мм},$$

де $\varphi_B = 120^\circ$, $\varphi_D = 15^\circ$, $\varphi_{\Pi} = 100^\circ$ – фазові кути віддалення, дальнього стояння та повернення відповідно.

Максимальну висоту графіка a протягом кута віддалення вибираємо конструктивно і беремо $a = 50 \text{ мм}$. Тоді висоту графіка a_1 протягом кута повернення визначаємо із залежності:

$$\frac{a}{a_1} = \frac{\varphi_{\Pi}^2}{\varphi_B^2}, \text{ звідси } a_1 = a \cdot \frac{\varphi_B^2}{\varphi_{\Pi}^2} = 50 \cdot \frac{120^2}{100^2} = 72 \text{ мм}.$$

З побудованої діаграми другої передаточної функції штовхача методом графічного інтегрування отримуємо діаграму першої передаточної функції, а з неї діаграму переміщення штовхача (рис. 6.9). Визначаємо масштаби:

– діаграми переміщення:

$$\mu_S = \frac{h}{S_{\max}} = \frac{0,015}{79,4} = 0,000189 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

– діаграми першої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{\mu_{\varphi} \cdot H_2} = \frac{0,000189}{0,0209 \cdot 35} = 0,000258 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

– діаграми другої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{\mu_{\varphi} \cdot H_1} = \frac{0,000258}{0,0209 \cdot 45} = 0,000274 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

де $h = 15 \text{ мм} = 0,015 \text{ м}$ – хід штовхача; $S_{\max} = 79,4 \text{ мм}$ – максимальна висота графіка переміщення штовхача; $H_1 = 45 \text{ мм}$, $H_2 = 35 \text{ мм}$ –

полюсні відстані, що використані при першому та другому інтегруванні відповідно.

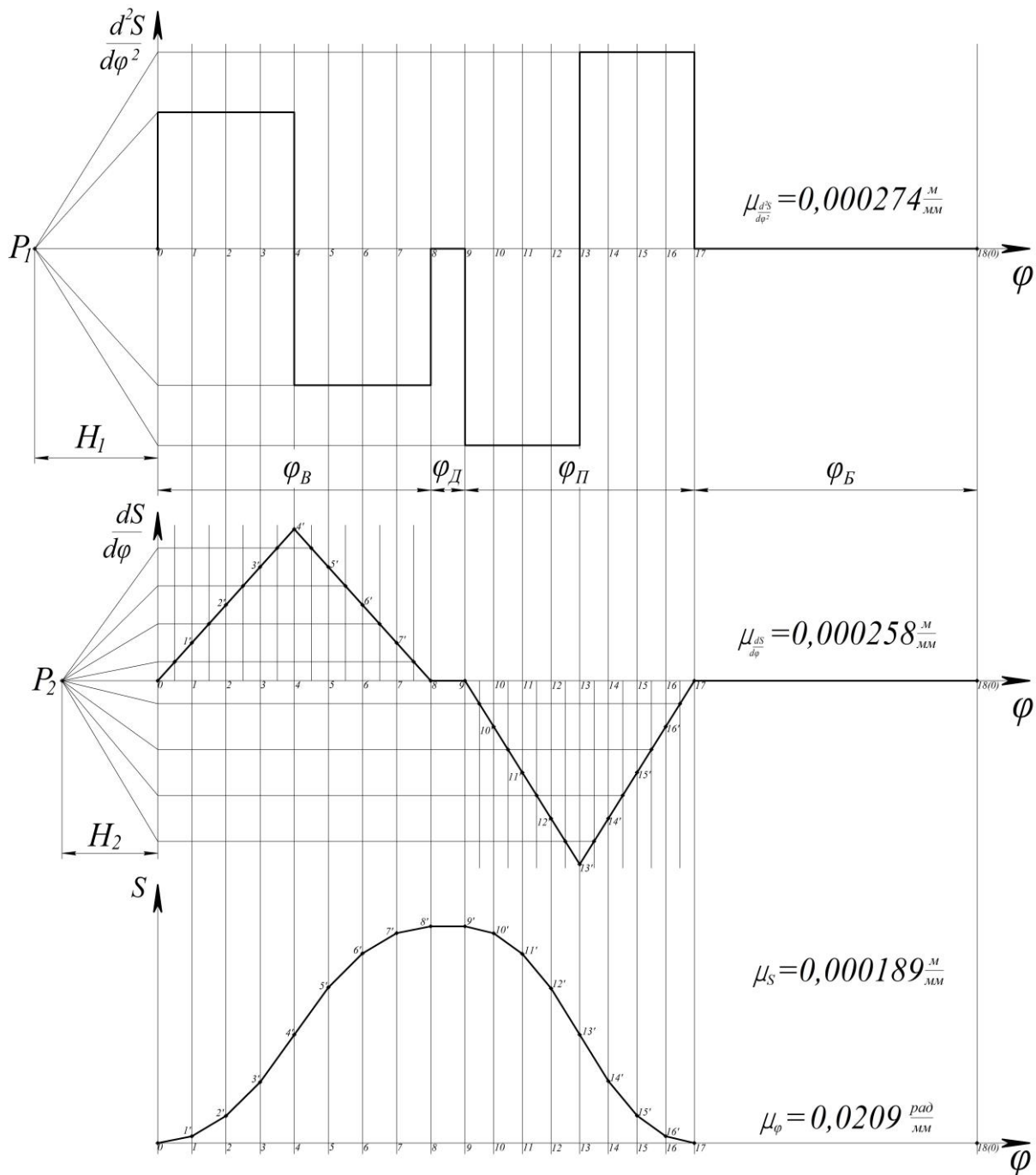


Рис. 6.9. Діаграми руху штовхача

Для визначення мінімального радіуса кулачка будується діаграма залежності переміщення штовхача від його першої передаточної функції $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ (рис. 6.10). Причому ця діаграма будується в спільному масштабі.

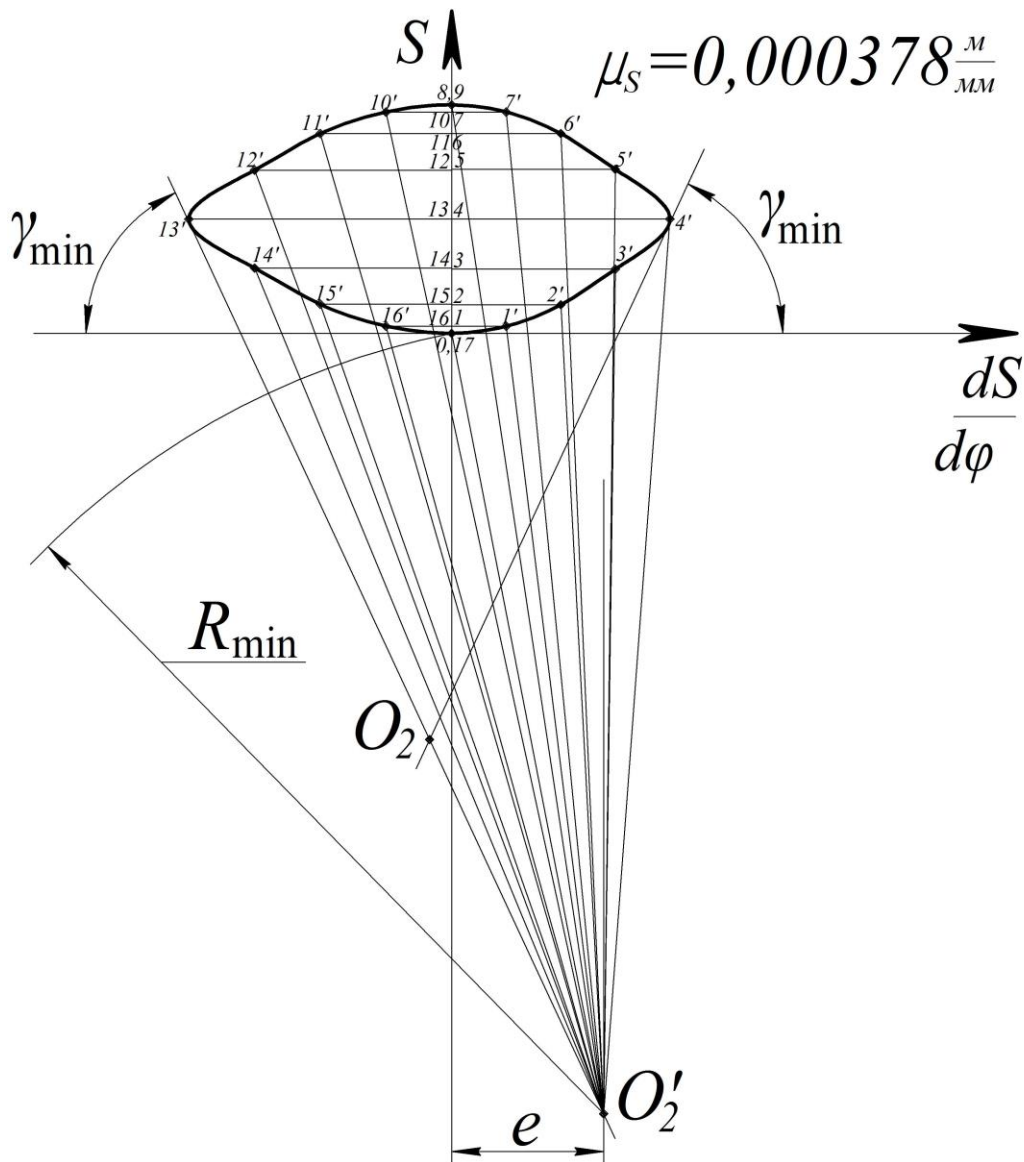


Рис. 6.10. Діаграма для визначення мінімального радіуса кулачка

Тобто, якщо для цієї діаграми вибрано масштаб $\mu_S = 0,000378 \frac{M}{MM}$, то переміщення штовхача беремо з відповідної діаграми і відкладаємо по осі ординат, зменшуючи в два рази. Значення ж першої передаточної функції в кожному положенні переводимо з масштабу $\mu_{\frac{dS}{d\phi}} = 0,000258 \frac{M}{MM}$ в масштаб $\mu_S = 0,000378 \frac{M}{MM}$, тобто значення першої передаточної функції в кожному положенні множимо на масштаб $\mu_{\frac{dS}{d\phi}}$, а потім ділимо на

масштаб μ_S . З'єднавши плавною суцільною лінією отримані точки в певній послідовності, отримаємо графік залежності переміщення штовхача від його першої передаточної функції $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$.

До крайніх точок отриманого графіка проводимо дотичні під кутом, що дорівнює мінімально-допустимому значенню кута передачі руху $\gamma_{\min} = 65^\circ$. Мінімально-допустиме значення кута передачі руху задається в завданні на курсовий проект.

У місці перетину дотичних утвориться точка O_2 , але ця точка не буде центром обертання кулачка. Оскільки в проектуваному кулачковому механізмі задано ексцентриситет $e = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$, то його значення в масштабі $\mu_S = 0,000378 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$, відкладаємо від осі ординат і проводимо лінію, паралельну осі. Відносно осі ординат величину ексцентриситету відкладаємо вправо, оскільки за заданою схемою кулачкового механізму вісь обертання кулачка зміщена відносно осі переміщення штовхача вправо.

У місці перетину дотичної, проведеної до крайньої лівої точки діаграми, та лінії, проведеної на відстані ексцентриситету від осі ординат, утвориться точка O'_2 , що відповідає центру обертання кулачка. Відстань від точки O'_2 до початку системи координат відповідає значенню мінімального радіуса кулачка, яке дорівнює:

$$R_{\min} = O'_2 O \cdot \mu_S = 138,1 \cdot 0,000378 = 0,052 \text{ м} = 52 \text{ мм},$$

де $O'_2 O = 138,1 \text{ мм}$ – відстань від точки O'_2 до початку системи координат, яка вимірюється безпосередньо з графіка.

Далі з точки O'_2 , тобто з умовного центра обертання кулачка, проводимо промені через точки, що утворюють діаграму $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$.

Вимірюємо кут між променем, проведеним через кожну точку в кожному положенні, та горизонтальною лінією і відкладаємо значення цього кута на графіку зміни кута передачі руху в масштабі

$$\mu_\gamma = 1 \frac{\text{град}}{\text{мм}}.$$

Графік зміни кута передачі руху зображено на рис. 6.11.

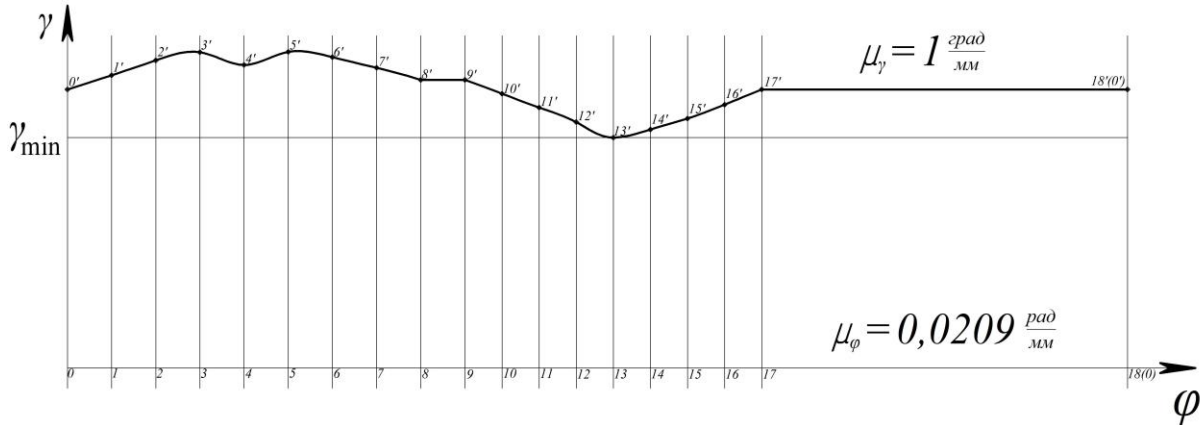


Рис. 6.11. Графік зміни кута передачі руху

Наступним етапом є побудова профілю кулачка, яка здійснюється методом обернення руху і виконується в певній послідовності.

З центра обертання кулачка O_2 проводимо основне коло радіусом R_{\min} та коло радіусом ексцентриситету e (рис. 6.12). З точки O перетину основного кола з лінією руху штовхача, що проходить по дотичній до кола радіусом ексцентриситету (причому ця дотична до кола відкладається зліва від осі обертання кулачка), відкладаємо вгору переміщення штовхача в кожному його положенні із 17 наведених на діаграмі переміщення. У даному випадку масштаб побудови профілю кулачка має значення $\mu_l = 0,0004 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$. Тому переміщення штовхача з відповідної діаграми переводимо з масштабу $\mu_S = 0,000189 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$ в масштаб $\mu_l = 0,0004 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$, тобто значення переміщення штовхача в кожному положенні множимо на масштаб μ_S , а потім ділимо на масштаб μ_l .

Від променя $O_2 8$, який проходить через точку, що відповідає максимальному переміщенню штовхача (точка 8), у бік, протилежний руху кулачка, відкладаємо фазові кути: кут віддалення $\varphi_B = 120^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 15^\circ$, кут повернення $\varphi_{II} = 100^\circ$ та кут ближнього стояння $\varphi_B = 360^\circ - \varphi_B - \varphi_D - \varphi_{II} = 125^\circ$. Дуги, що відповідають кутам віддалення та повернення ділимо на таку

кількість однакових частин (вісім), як і на діаграмі переміщення штовхача. Через одержані точки проводимо відповідні дотичні до кола радіусом ексцентриситету e , які в оберненому русі визначають положення осі штовхача.

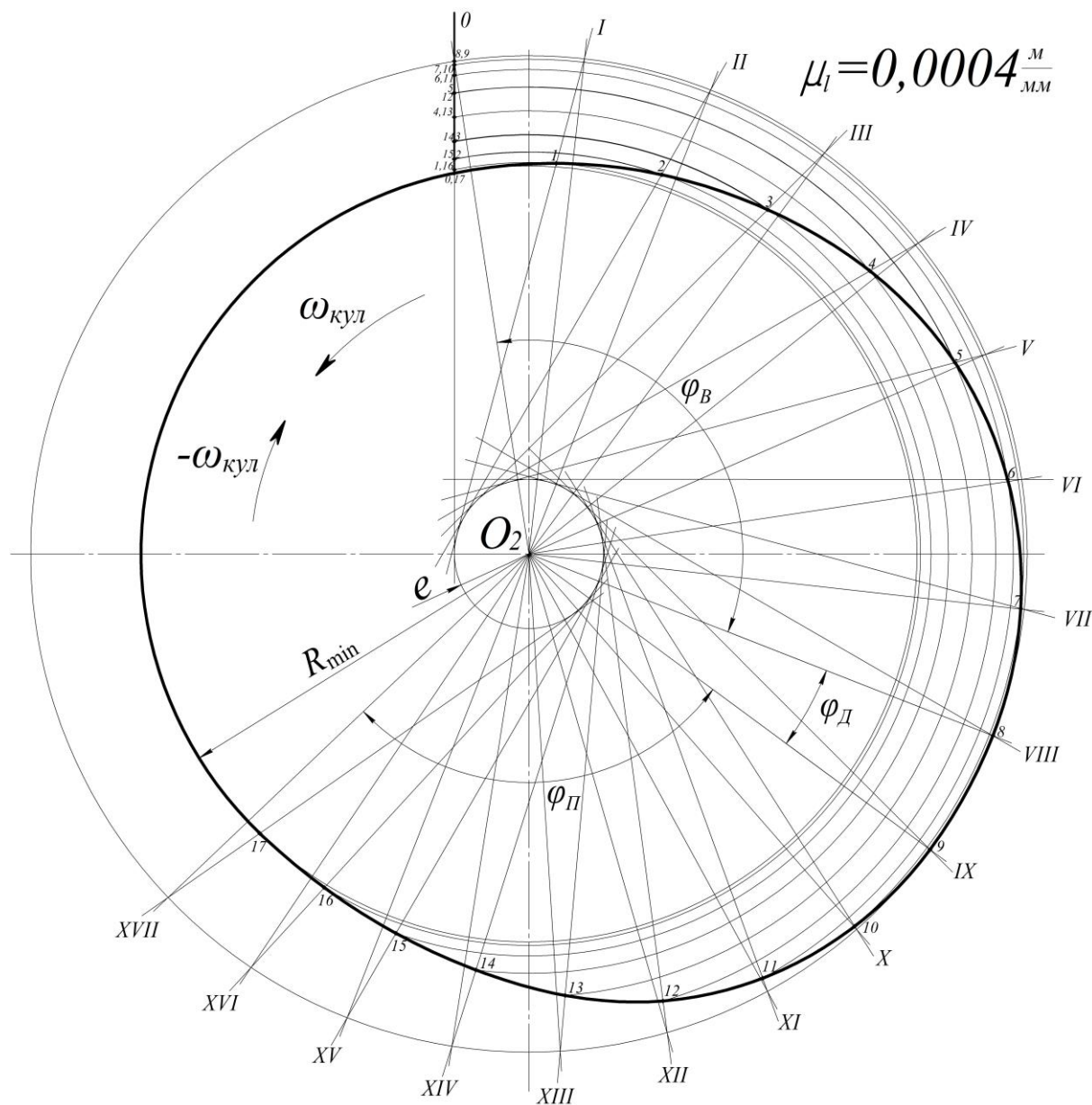


Рис. 6.12. Побудова профілю кулачка

Знаючи дійсні положення штовхача, дуговими засічками з центра O_2 обертання кулачка зносимо відповідні точки на відповідні дотичні в оберненому русі. З'єднавши отримані точки плавною суцільною кривою, одержимо теоретичний (центровий) профіль кулачка для періодів віддалення і повернення. Профілі кулачка для

періодів дальнього і ближнього стояння будуються дугами кола відповідно радіусами O_28 та O_20 (рис. 6.12).

Оскільки заданий кулачковий механізм є механізмом з голчастим штовхачем, то в ньому теоретичний і практичний профілі кулачка збігаються.

Профіль кулачка позацентрового кулачкового механізму з голчастим штовхачем показано на рис. 6.12.

6.4. Синтез кулачкового механізму з тарілчастим штовхачем

У кулачковому механізмі з тарілчастим штовхачем, на відміну від двох попередніх механізмів, кут передачі руху (кут між штовхачем та тарілкою) незмінний. Також в цьому механізмі, незалежно від того центровий він чи позацентровий, профіль кулачка будується аналогічно. Для синтезу такого механізму заданими є закон руху штовхача, закон руху кулачка (значення його кутової швидкості), значення ексцентриситету та кут передачі руху. Необхідно визначити параметри кулачка та побудувати його профіль. Розглянемо приклад синтезу кулачкового механізму з тарілчастим штовхачем.

Приклад 6.3. Визначити геометричні параметри та побудувати профіль кулачка позацентрового кулачкового механізму з тарілчастим штовхачем. Вихідними даними для даної задачі є: схема механізму (рис. 6.13.); закон руху штовхача – графік зміни його другої передаточної функції (рис. 6.14); хід штовхача $h = 16 \text{ мм}$; фазові кути кулачкового механізму – кут віддалення $\varphi_B = 150^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 30^\circ$, кут повернення $\varphi_{II} = 100^\circ$; ексцентриситет $e = 7 \text{ мм}$; кут передачі руху $\gamma = 55^\circ$; кутова швидкість кулачка $\omega_{кул} = 48 \text{ рад/с}$ та її напрямок – проти руху годинникової стрілки.

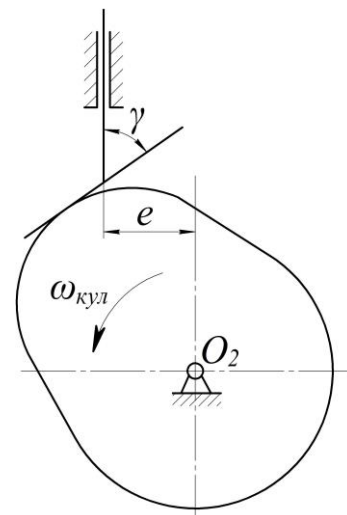


Рис. 6.13. Схема кулачкового механізму

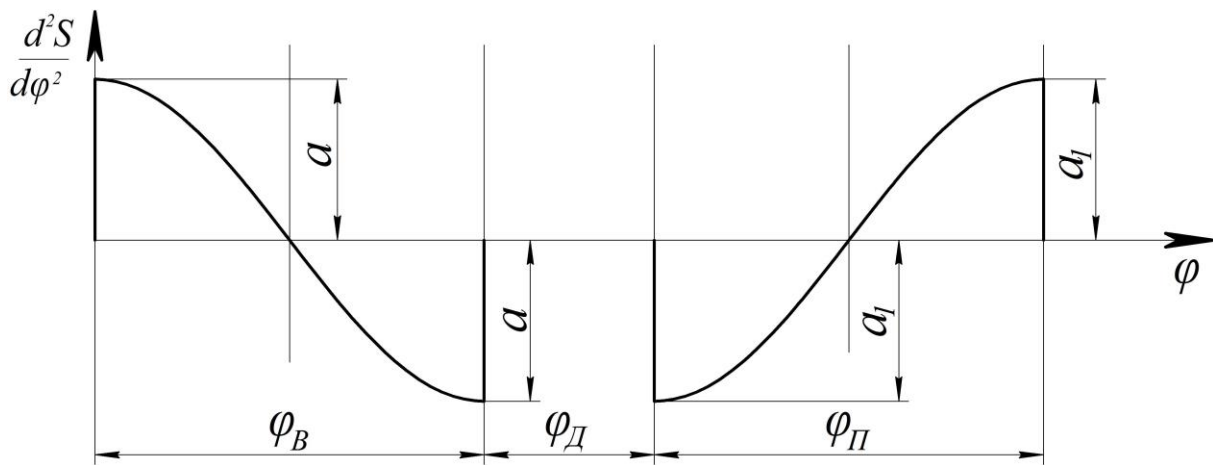


Рис. 6.14. Графік зміни другої передаточної функції (аналога прискорення) штовхача

На аркуші зображаємо систему координат, в якій по осі абсцис відкладаємо кут повороту кулачка, а по осі ординат – значення другої передаточної функції.

Визначаємо масштаб кута повороту кулачка:

$$\mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{300} = 0,0209 \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

де $L = 300 \text{ мм}$ – величина, якою на графіку зображується повний оберт кулачка.

Залежно від величини кожного фазового кута механізму відкладаємо на графіку довжини, що відповідають:

– куту віддалення:

$$l_{\varphi_B} = \frac{\varphi_B \cdot L}{360} = \frac{100 \cdot 300}{360} = 125 \text{ мм};$$

– куту дальнього стояння:

$$l_{\varphi_D} = \frac{\varphi_D \cdot L}{360} = \frac{30 \cdot 300}{360} = 25 \text{ мм};$$

– куту повернення:

$$l_{\varphi_{\Pi}} = \frac{\varphi_{\Pi} \cdot L}{360} = \frac{100 \cdot 300}{360} = 84 \text{ мм},$$

де $\varphi_B = 150^\circ$, $\varphi_D = 30^\circ$, $\varphi_{\Pi} = 100^\circ$ – фазові кути віддалення, дальнього стояння та повернення відповідно.

Максимальну висоту графіка a протягом кута віддалення вибираємо конструктивно і беремо $a = 40$ мм. Тоді висоту графіка a_1 протягом кута повернення визначаємо із залежності:

$$\frac{a}{a_1} = \frac{\varphi_{\Pi}^2}{\varphi_B^2}, \text{ звідси } a_1 = a \cdot \frac{\varphi_B^2}{\varphi_{\Pi}^2} = 40 \cdot \frac{150^2}{100^2} = 90 \text{ мм.}$$

З побудованої діаграми другої передаточної функції штовхача методом графічного інтегрування отримуємо діаграму першої передаточної функції, а з неї діаграму переміщення штовхача (рис. 6.15).

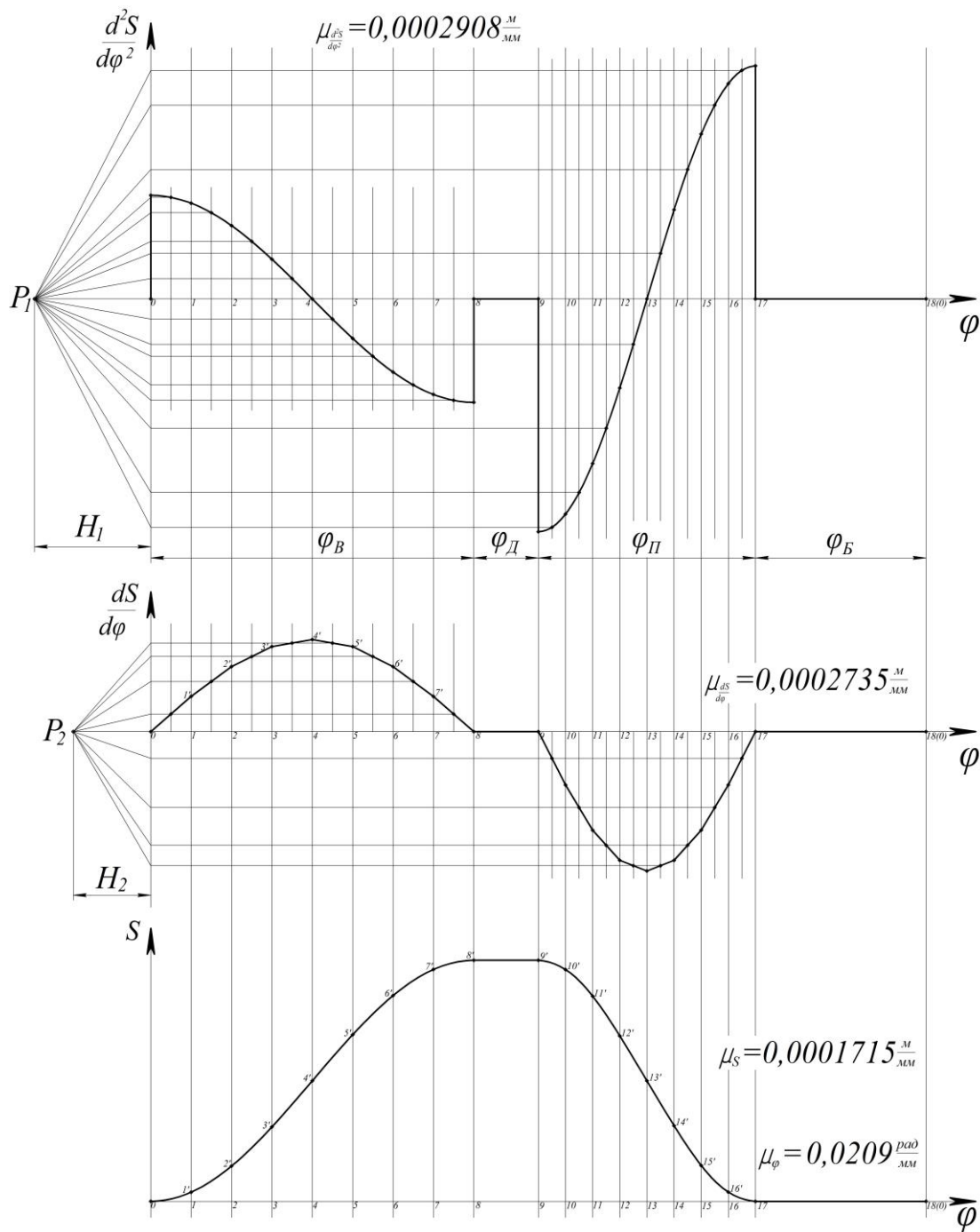


Рис. 6.15. Діаграми руху штовхача

Визначаємо масштаби

– діаграми переміщення:

$$\mu_S = \frac{h}{S_{\max}} = \frac{0,016}{93,3} = 0,0001715 \frac{м}{мм};$$

– діаграми першої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot H_2} = \frac{0,0001715}{0,0209 \cdot 30} = 0,0002735 \frac{м}{мм};$$

– діаграми другої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{\mu_\varphi \cdot H_1} = \frac{0,0002735}{0,0209 \cdot 45} = 0,0002908 \frac{м}{мм},$$

де $h = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м}$ – хід штовхача; $S_{\max} = 93,3 \text{ мм}$ – максимальна висота графіка переміщення штовхача; $H_1 = 45 \text{ мм}$, $H_2 = 30 \text{ мм}$ – полюсні відстані, що використані при першому та другому інтегруванні відповідно.

Для визначення мінімального радіуса кулачка будують діаграму залежності переміщення штовхача від його другої передаточної функції $S = S\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)$ (рис. 6.16). Причому ця діаграма будується в

спільному масштабі. Тобто, якщо для цієї діаграми вибрано масштаб

$\mu_S = 0,000343 \frac{м}{мм}$, то переміщення штовхача беремо з відповідної

діаграми і відкладаємо по осі ординат, зменшуючи в два рази. Значення ж другої передаточної функції в кожному положенні

переводимо з масштабу $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0,0002908 \frac{м}{мм}$ в масштаб

$\mu_S = 0,000343 \frac{м}{мм}$, тобто значення першої передаточної функції в

кожному положенні множимо на масштаб $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}$, а потім ділимо на

масштаб μ_S . З'єднавши плавною суцільною лінією отримані точки в певній послідовності, отримаємо графік залежності переміщення штовхача від його другої передаточної функції $S = S\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)$.

Побудована діаграма має назву діаграми Геронімуса, а метод визначення мінімального радіуса кулачка механізму з тарілчастим штовхачем – метод Геронімуса.

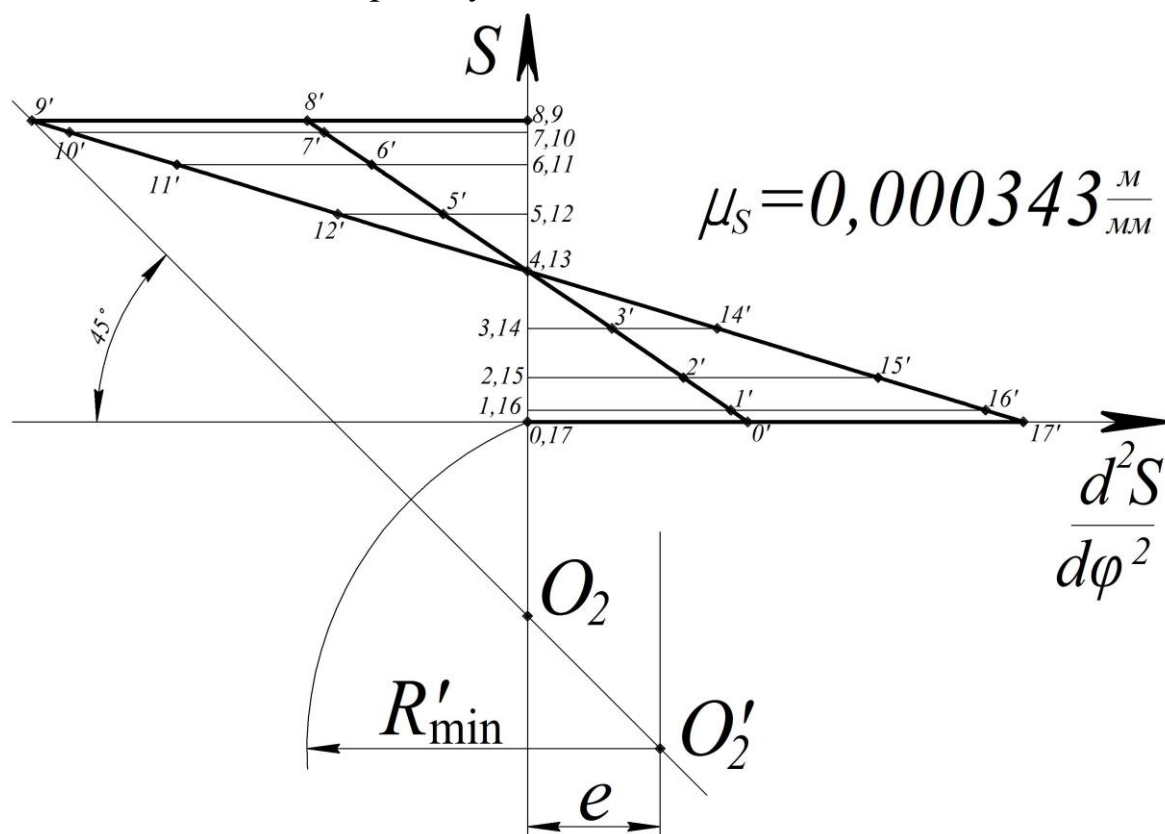


Рис. 6.16. Діаграма для визначення мінімального радіуса кулачка

До крайньої точки у лівому квадранті (точка 9') отриманої діаграми проводимо дотичну під кутом 45° (не під кутом передачі руху γ , а саме під кутом 45°).

У місці перетину дотичної з віссю ординат утвориться точка O_2 , відстань від якої до початку системи координат дасть значення мінімального радіуса кулачка для центрального механізму. Оскільки в проєктованому кулачковому механізмі задано ексцентриситет

$$e = 7 \text{ мм} = 0,007 \text{ м}, \text{ то його значення в масштабі } \mu_S = 0,000343 \frac{M}{MM}$$

відкладаємо від осі ординат і проводимо лінію, паралельну осі. Відносно осі ординат значення ексцентриситету відкладаємо вправо, оскільки за наявності ексцентриситету мінімальний радіус кулачка потрібно збільшувати.

У місці перетину дотичної та лінії, проведеної на відстані ексцентриситету від осі ординат, утвориться точка O'_2 , що відповідає центру обертання кулачка. Відстань від точки O'_2 до початку системи координат відповідає значенню умовного мінімального радіуса кулачка, яке дорівнює:

$$R'_{\min} = O'_2O \cdot \mu_S = 54,4 \cdot 0,000343 = 0,0187 \text{ м} = 18,7 \text{ мм},$$

де $O'_2O = 54,4 \text{ мм}$ – відстань від точки O'_2 до початку системи координат, яка вимірюється безпосередньо з графіка.

З іншого боку значення R'_{\min} можна визначити через дійсне значення мінімального радіуса кулачка:

$$R_{\min} = R'_{\min} + [\rho_{\min}],$$

де $[\rho_{\min}]$ – мінімально-допустиме значення радіуса кривини профілю кулачка для забезпечення його опуклості (для уникнення ударів між кулачком та штовхачем).

Беремо мінімально-допустимий радіус кривини профілю кулачка конструктивно $[\rho_{\min}] = 0,65 \cdot R'_{\min} = 0,65 \cdot 18,7 = 12,2 \text{ мм}$, а залежно від його значення, отримаємо дійсну величину мінімального радіуса кулачка:

$$R_{\min} = R'_{\min} + [\rho_{\min}] = 18,7 + 12,2 = 30,9 \text{ мм} = 0,0309 \text{ м}.$$

Наступним етапом є побудова профілю кулачка, яка здійснюється методом обернення руху і виконується в певній послідовності. Для центрального та позацентрального механізмів профіль кулачка будується аналогічно.

З центра обертання кулачка O_2 проводимо основне коло радіусом R_{\min} (рис. 6.17). На відстані ексцентриситету e відносно осі обертання кулачка проводимо вісь штовхача. Потім під кутом передачі руху $\gamma = 55^\circ$ до нього проводимо тарілку по дотичній до кола радіусом R_{\min} . З точки O перетину штовхача із тарілкою

відкладаємо вгору переміщення штовхача в кожному його положенні із 17 наведених на діаграмі переміщення. У даному випадку масштаб побудови профілю кулачка в два рази більший за масштаб діаграми переміщення штовхача $\mu_l = 2 \cdot \mu_s = 2 \cdot 0,0001715 = 0,000343 \frac{м}{мм}$.

Тому переміщення штовхача з відповідної діаграми зменшуємо в два рази. З центра обертання кулачка O_2 проводимо перпендикуляр до тарілки штовхача і в точці їх перетину ставимо точку O' . Після цього всі позиції переміщення лініями паралельними тарілці із штовхача переносимо на проведений перпендикуляр і отримуємо точки $1', 2', 3', \dots, 17'$.

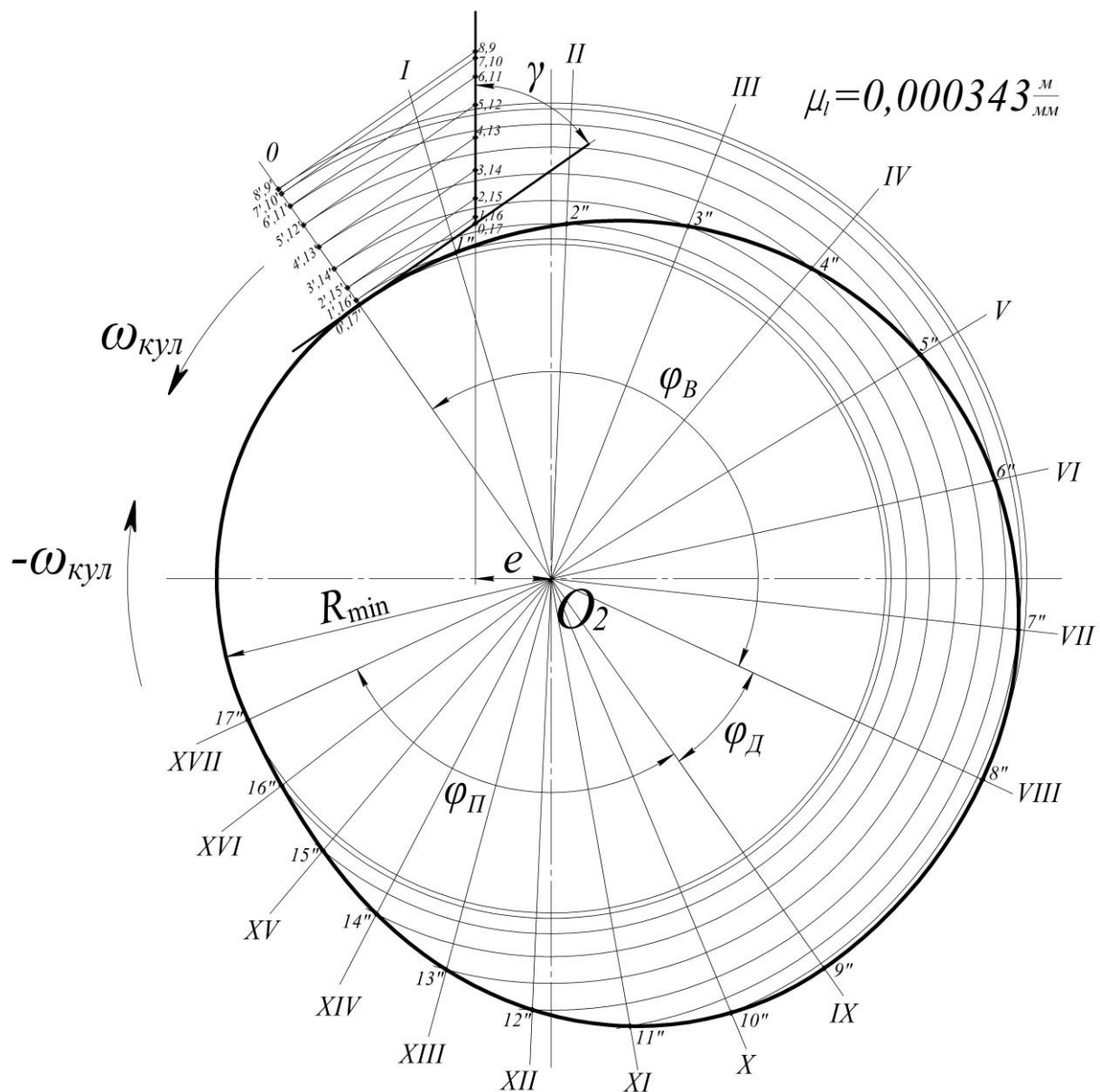


Рис. 6.17. Побудова профілю кулачка

Від проведеного з точки O_2 перпендикуляра, який проходить через точку O' , в бік, протилежний руху кулачка, відкладаємо фазові кути: кут віддалення $\varphi_B = 150^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 30^\circ$ та кут повернення $\varphi_{II} = 100^\circ$. Після кута повернення до початку кута віддалення знаходять кут ближнього стояння. Його величина визначається як різниця $\varphi_B = 360^\circ - \varphi_B - \varphi_D - \varphi_{II} = 80^\circ$. Кути віддалення та повернення ділимо на таку кількість рівних частин (вісім), як і на діаграмі переміщення штовхача. Через отримані точки проводимо відповідні промені з центра обертання кулачка O_2 , які в оберненому русі визначають точки контакту кулачка і штовхача.

Після цього точки $1', 2', 3', \dots, 17'$ із перпендикуляра до тарілки дуговими засічками з центра O_2 обертання кулачка зносимо на відповідні промені в оберненому русі і отримуємо точки $1'', 2'', 3'', \dots, 17''$. З'єднавши отримані точки плавною суцільною кривою, одержимо теоретичний профіль кулачка для періодів віддалення і повернення. Профілі кулачка для періодів дальнього і ближнього стояння будуються дугами кола відповідно радіусами $O_2 8'$ та $O_2 0'$ (рис. 6.17). Оскільки заданий кулачковий механізм є механізмом з тарілчастим штовхачем, то в ньому теоретичний і практичний профілі кулачка збігаються.

Профіль кулачка позацентрового кулачкового механізму з тарілчастим штовхачем показано на рис. 6.17.

6.5. Синтез коромислового кулачкового механізму

В коромисловому кулачковому механізмі, на відміну від трьох попередніх механізмів, ведена ланка здійснює хитний рух, тобто обертальний рух кулачка приводить до відхилення на деякий кут коромисла. Для синтезу такого механізму заданими є закон руху коромисла та його довжина, закон руху кулачка та кут передачі руху. Необхідно визначити параметри кулачка та побудувати його профіль. Розглянемо приклад синтезу коромислового кулачкового механізму.

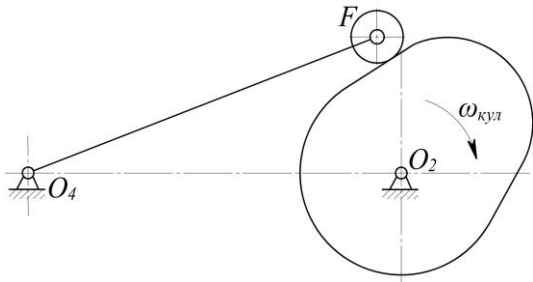


Рис. 6.18. Схема кулачкового механізму

другої передаточної функції (рис. 6.19); максимальне відхилення коромисла $\beta_{\max} = 19^\circ$; фазові кути кулачкового механізму – кут віддалення $\varphi_B = 120^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 10^\circ$, кут повернення $\varphi_{II} = 130^\circ$; довжина коромисла $l_{O_4F} = 0,2 \text{ м}$; мінімально-допустиме значення кута передачі руху $\gamma_{\min} = 60^\circ$; значення кутової швидкості кулачка $\omega_{кул} = 25 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ та її напрямок – за рухом годинникової стрілки.

Приклад 6.4. Визначити геометричні параметри та побудувати профіль кулачка коромислового кулачкового механізму. Вихідними даними для цієї задачі є: схема механізму (рис. 6.18.); закон руху коромисла – графік зміни його

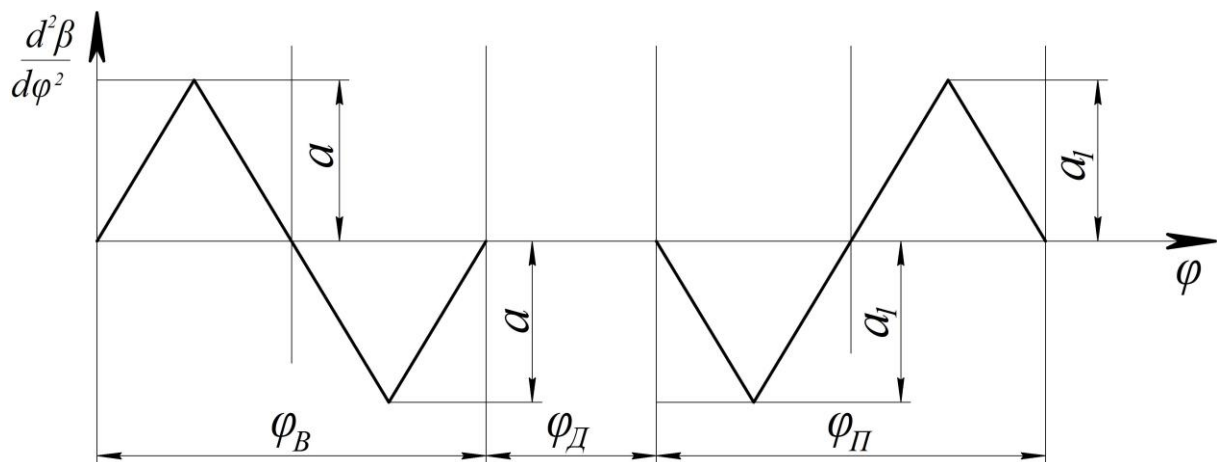


Рис. 6.19. Графік зміни другої передаточної функції (аналога прискорення) коромисла

На аркуші зображаємо систему координат, в якій по осі абсцис відкладаємо кут повороту кулачка, а по осі ординат – значення другої передаточної функції.

Визначаємо масштаб кута повороту кулачка:

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{300} = 0,0209 \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

де $L = 300$ мм – величина, якою на графіку зображується повний оберт кулачка.

Залежно від величини кожного фазового кута механізму відкладаємо на графіку довжини, що відповідають:

– куту віддалення:

$$l_{\varphi_B} = \frac{\varphi_B \cdot L}{360} = \frac{120 \cdot 300}{360} = 100 \text{ мм};$$

– куту дальнього стояння:

$$l_{\varphi_D} = \frac{\varphi_D \cdot L}{360} = \frac{10 \cdot 300}{360} = 8,3 \text{ мм};$$

– куту повернення:

$$l_{\varphi_{\Pi}} = \frac{\varphi_{\Pi} \cdot L}{360} = \frac{130 \cdot 300}{360} = 108,4 \text{ мм},$$

де $\varphi_B = 120^\circ$, $\varphi_D = 10^\circ$, $\varphi_{\Pi} = 130^\circ$ – фазові кути віддалення, дальнього стояння та повернення відповідно.

Максимальну висоту графіка a протягом кута віддалення вибираємо конструктивно і беремо $a = 70$ мм. Тоді висоту графіка a_1 протягом кута повернення визначаємо із залежності:

$$\frac{a}{a_1} = \frac{\varphi_{\Pi}^2}{\varphi_B^2}, \text{ звідси } a_1 = a \cdot \frac{\varphi_B^2}{\varphi_{\Pi}^2} = 70 \cdot \frac{120^2}{130^2} = 59,6 \text{ мм}.$$

З побудованої діаграми другої передаточної функції коромисла методом графічного інтегрування отримуємо діаграму першої передаточної функції, а з неї діаграму кутового переміщення коромисла (рис. 6.20). Визначаємо масштаби:

– діаграми кутового переміщення коромисла:

$$\mu_{\beta} = \frac{\beta_{\max}}{S_{\max}} = \frac{0,332}{100} = 0,00332 \frac{\text{рад}}{\text{мм}};$$

– діаграми першої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\mu_{\beta}}{\mu_{\varphi} \cdot H_2} = \frac{0,00332}{0,0209 \cdot 25} = 0,006354 \frac{\text{рад}}{\text{мм}};$$

– діаграми другої передаточної функції:

$$\mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}}{\mu_{\varphi} \cdot H_1} = \frac{0,006354}{0,0209 \cdot 35} = 0,008686 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

де $\beta_{\max} = 19^\circ = 0,332 \text{ рад}$ – максимальне відхилення коромисла, береться із завдання; $S_{\max} = 100 \text{ мм}$ – максимальна висота графіка кутового переміщення коромисла; $H_1 = 35 \text{ мм}$, $H_2 = 25 \text{ мм}$ – полюсні відстані, що використані при першому та другому інтегруванні відповідно.

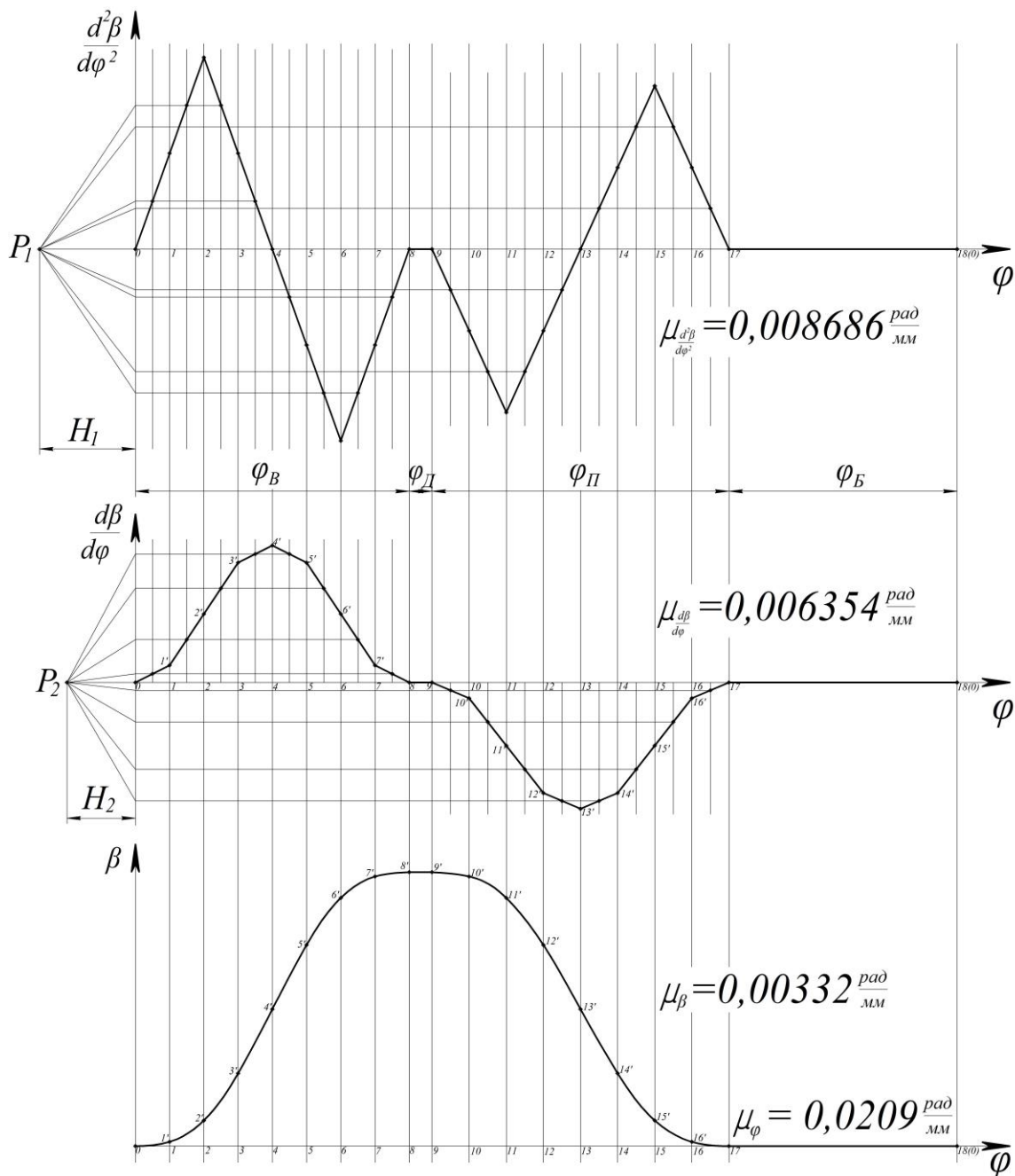


Рис. 6.20. Діаграми руху коромисла

Для визначення мінімального радіуса кулачка будують діаграму залежності кутового переміщення коромисла від його першої передаточної функції $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$ (рис. 6.21). Причому цю діаграму будують в спільному лінійному масштабі.

Для цієї діаграми задаємо масштаб $\mu_S = 0,00125 \frac{м}{мм}$.

Вибираємо центр обертання коромисла O_4 і проводимо з нього дугу радіусом O_4F . На цій дузі відкладаємо кутові переміщення коромисла із діаграми переміщення від нульового до сімнадцятого положення. Через кожну утворену на дузі точку відкладаємо із центра обертання коромисла O_4 промені, а на них відкладаємо значення першої передаточної функції коромисла. Причому значення першої передаточної функції на фазі віддалення (від нульового до восьмого положення) відкладаємо від точки F на продовженні коромисла, оскільки напрямки обертання кулачка і коромисла протилежні. Якщо ці напрямки співпадають, то значення першої передаточної функції на фазі віддалення необхідно відкладати від точки F до центра обертання коромисла (до точки O_4).

Величина першої передаточної функції на діаграмі $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$ визначається як добуток її дійсного значення на довжину коромисла O_4F в масштабі даної діаграми:

$$S_{\frac{d\beta_i}{d\varphi}} = O_4F \cdot \frac{d\beta_i}{d\varphi}.$$

З'єднавши плавною суцільною лінією отримані точки в певній послідовності, отримаємо графік залежності кутового переміщення коромисла від його першої передаточної функції $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$.

До крайніх точок отриманого графіка проводимо дотичні під кутом, що дорівнює мінімально-допустимому значенню кута передачі руху $\gamma_{\min} = 60^\circ$, до променів, на яких розташовуються ці крайні

точки. У місці перетину дотичних утвориться точка O_2 , що відповідає центру обертання кулачка. Відстань від точки O_2 до початку системи координат (до точки 0) відповідає значенню мінімального радіуса кулачка, яке дорівнює:

$$R_{\min} = O_2O \cdot \mu_S = 62,4 \cdot 0,00125 = 0,078 \text{ м} = 78 \text{ мм},$$

де $O_2O = 62,4 \text{ мм}$ – відстань від точки перетину дотичних O_2 до початку системи координат, яка вимірюється безпосередньо з графіка.

Також із цієї побудови визначають міжосьову відстань кулачка та коромисла:

$$L_0 = O_2O_4 \cdot \mu_S = 178 \cdot 0,00125 = 0,222 \text{ м} = 222 \text{ мм}.$$

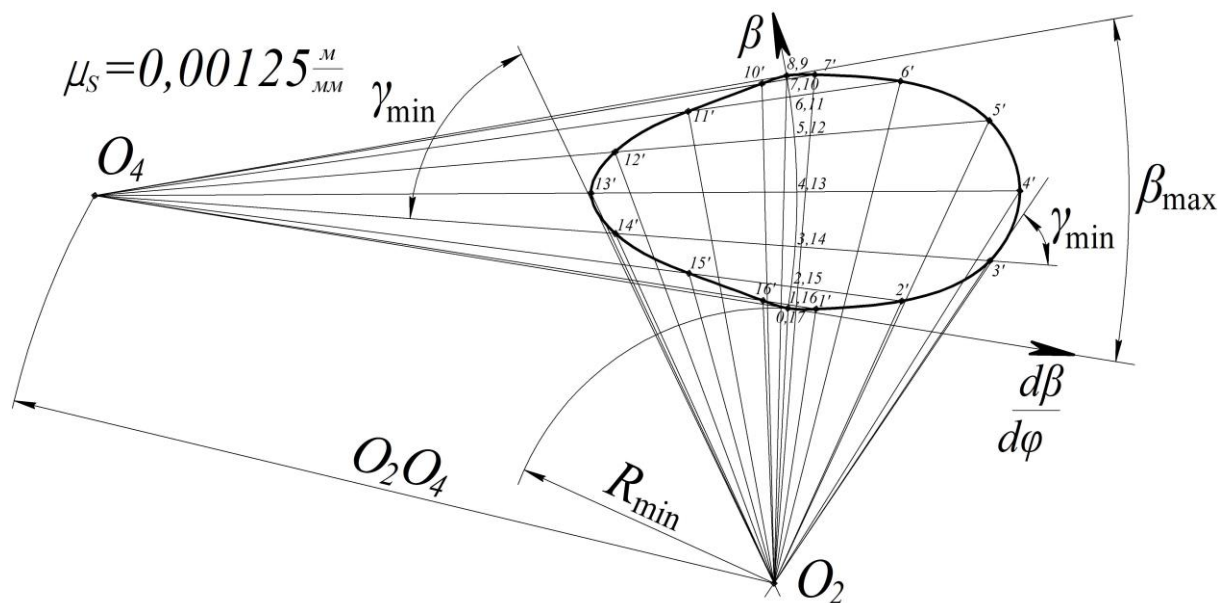


Рис. 6.21. Визначення мінімального радіуса кулачка

Далі з точки перетину дотичних O_2 , тобто з умовного центра обертання кулачка, проводимо промені через точки, що утворюють діаграму $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$. Вимірюємо кут між променями, проведеними через кожену точку в кожному положенні з центрів O_2 та O_4 , і відкладаємо значення цього кута на графіку зміни кута передачі руху в масштабі $\mu_\gamma = 1 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$.

Графік зміни кута передачі руху зображено на рис. 6.22.

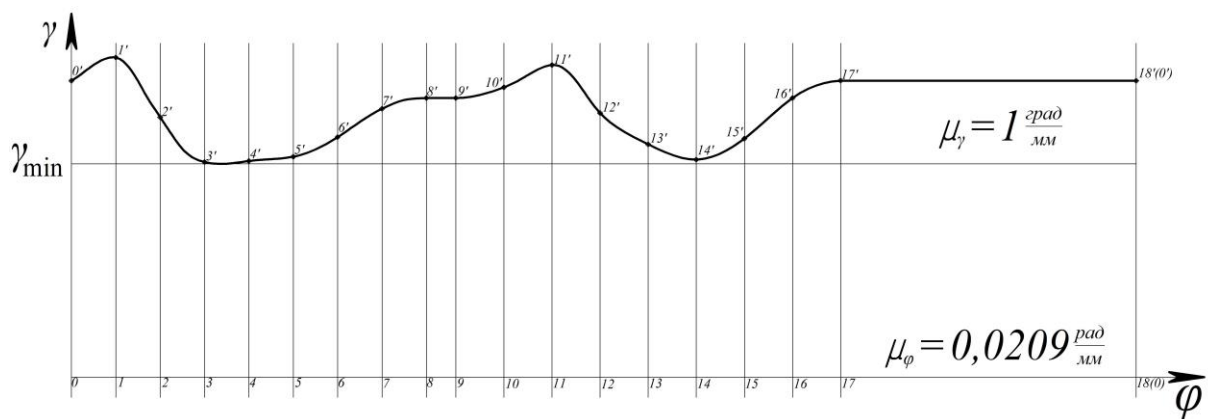


Рис. 6.22. Графік зміни кута передачі руху

Наступним етапом є побудова профілю кулачка, яка здійснюється методом обернення руху і виконується в певній послідовності.

З центра обертання кулачка O_2 проводимо основне коло радіусом R_{\min} та коло радіусом L_0 (рис. 6.23). На колі радіусом L_0 вибираємо початкову точку 0 і проводимо із центром у ній дугу радіусом O_4F від основного кола. Проведена дуга буде траєкторією руху точки F коромисла. На цій дузі відкладаємо вгору кутове переміщення коромисла в кожному його положенні із 17 наведених на діаграмі кутового переміщення. Це переміщення можна відкладати як кут повороту коромисла, а можна і відкладати по дузі величину кожного кроку, яка визначається як добуток дійсного значення кута повороту коромисла на його довжину:

$$S_{\beta_i} = O_4F \cdot \beta_i.$$

Із центра обертання кулачка O_2 проводимо промінь до точки 0 , а від нього відкладаємо в бік, протилежний руху кулачка, фазові кути: кут віддалення $\varphi_B = 120^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_D = 10^\circ$, кут повернення $\varphi_{\Pi} = 130^\circ$ та кут ближнього стояння, який визначається як різниця $\varphi_B = 360^\circ - \varphi_B - \varphi_D - \varphi_{\Pi} = 360^\circ - 120^\circ - 10^\circ - 130^\circ = 100^\circ$. Дуги кола радіусом L_0 , що відповідають кутам віддалення та повернення ділимо на таку кількість однакових частин (вісім), як і на діаграмі кутового переміщення коромисла і отримуємо точки $0, 1, 2, 3, \dots, 17$. В кожную отриману точку ставимо ніжку циркуля і

Для побудови практичного (дійсного) профілю кулачка з різних точок теоретичного профілю кулачка (чим більше точок, тим точніше будується профіль) проводимо кола радіусом ролика $R_{рол}$. Значення радіуса ролика визначається з умов $R_{рол} \leq 0,7 \cdot \rho_{\min}$, де ρ_{\min} – мінімальний радіус кривини профілю кулачка, та $R_{рол} \leq 0,4 \cdot R_{\min}$. Тому визначаємо радіус ролика:

$$R_{рол} = 0,3 \cdot R_{\min} = 0,3 \cdot 0,078 = 0,0234 \text{ м} = 23,4 \text{ мм}.$$

Кола, проведені радіусом ролика по теоретичному профілю кулачка, показують положення ролика в оберненому русі. Тоді, провівши огинаючу дотичну криву до внутрішніх поверхонь положень ролика, отримаємо практичний профіль кулачка. Для періодів вистою практичний профіль кулачка описується дугами кола, радіуси яких: $O_2 8' - R_{рол}$ – для періоду дальнього стояння та $O_2 0' - R_{рол}$ – для періоду ближнього стояння.

Профіль кулачка коромислового кулачкового механізму показано на рис. 6.23.

7. СИНТЕЗ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

7.1. Загальні положення

Для перетворення або передачі механічного руху у механізмах і машинах використовуються передачі. В загальному випадку передачі можуть виконувати ряд функцій: розподіляти енергію між механізмами; знижувати або підвищувати швидкість ланок; перетворювати рух (наприклад, із обертального в поступальний або навпаки); здійснювати пуск, зупинку і реверсування механізму або машини.

Використання передач здебільшого зумовлене різницею швидкостей робочих органів машин і приводних двигунів, необхідністю одним двигуном приводити в рух декілька механізмів, змінювати швидкість машини при постійній швидкості вибраного двигуна, передавати рух на значну відстань.

Для передачі руху від двигуна до робочого органу машини використовуються різні передаточні механізми: електричні, механічні, гідравлічні, пневматичні. В курсі ТММ розглядаються в основному механічні передачі і в першу чергу передачі обертального руху, які найбільш поширені в техніці, оскільки обертальний рух можна відтворити найпростішими способами.

Механічні передачі класифікуються:

1. За фізичними умовами передачі руху: **передачі тертям** (фрикційні, пасові, канатні); **передачі зачепленням** однієї ланки з іншою (зубчасті, гвинтові, цівкові, ланцюгові);

2. За способом з'єднання ведучої та веденої ланок: **передачі з безпосереднім контактом** ведучої та веденої ланок (фрикційні, зубчасті, гвинтові); **передачі з проміжною гнучкою ланкою**, що з'єднує ведучу та ведену ланки (пасові, канатні, ланцюгові).

У процесі проектування механізмів і машин вибір виду передачі залежить від конкретних умов проектування та вимог до приводу механізму або машини. **Основні вимоги до передач:** надійність і необхідна довговічність; простота конструкції; компактність і невеликі габаритні розміри; малий опір руху, особливо в момент

пуску двигуна; висока точність перетворення руху; можливість отримати найменшого значення зведеного до вала двигуна моменту інерції обертальних ланок; безшумність дії і висока вібростійкість, а також простота керування. При виборі виду передачі також враховуються технологічні вимоги, що висуваються до машини, наприклад, постійність передаточного відношення, коефіцієнт корисної дії, маса, точність і вартість виготовлення передачі.

Під час виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин основна увага приділяється зубчастим передачам.

Зубчастою передачею називається триланковий механізм, у якому два рухомі зубчасті колеса утворюють із стояком обертальну нижчу кінематичну пару, а між собою – вищу кінематичну пару. У таких механізмах передача руху здійснюється механічним зачепленням – зачеплення зубів ведучого колеса за зуби веденого. Ведуче зубчасте колесо називається шестірня, ведене – зубчасте колесо.

Залежно від розміщення осей валів, між якими здійснюється передача обертального руху, зубчасті передачі поділяються на три типи:

1. Передачі циліндричними зубчастими колесами між паралельними валами;
2. Передачі конічними зубчастими колесами між валами, осі яких перетинаються;
3. Передачі гіперболоїдними зубчастими колесами між валами, осі яких схрещуються.

У курсовому проектуванні з ТММ розглядаються зубчасті передачі із першого типу – циліндричні.

7.2. Визначення параметрів евольвентного зубчастого зачеплення

Для побудови головного профілю зубців циліндричних зубчастих коліс, що використовуються в машинобудуванні, найчастіше застосовується евольвентний профіль. Плоскою евольвентою кола називається траєкторія будь-якої точки, наприклад A (рис. 7.1),

прямої лінії, яка перекочується без ковзання по колу радіусом r_b ; таке колесо називається еволютою, або основним колом, а пряма – твірною прямою.

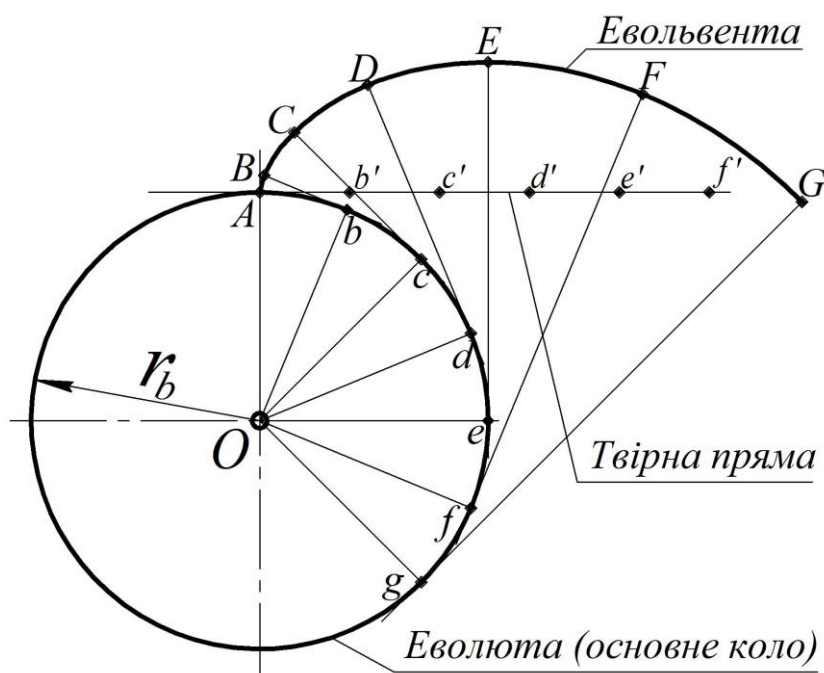


Рис. 7.1. Побудова евольвенти

Побудова евольвенти зображена на рис. 7.1. Проводимо до основного кола твірну пряму, яка дотикається до нього у точці A . Потім перекочуємо твірну пряму по основному колу без ковзання. Для цього від точки A відкладаємо на твірній прямій ряд однакових відрізків $A-b'$, $b'-c'$, $c'-d'$, $d'-e'$, $e'-f'$ і т.д. На основному колі від цієї ж точки відкладаємо дуги $A-b$, $b-c$, $c-d$, $d-e$, $e-f$ і т.д., що дорівнюють цим відрізкам.

При перекочуванні прямої по колу без ковзання точка b' збігається з точкою b , точка c' – з точкою c і т.д. Проведемо через точки b, c, d, e, f і т.д. дотичні до кола (для точної побудови дотичної слід спочатку провести радіус у відповідну точку, а потім провести до нього перпендикуляр) і відкладаємо на них з точок дотику відрізки $b-B, c-C, d-D, e-E, f-F$ і т.д., що дорівнюють відповідно відрізкам $A-b', A-c', A-d', A-e', A-f'$ і т.д. (або дугам $A-b, A-c, A-d, A-e, A-f$ і т.д.). З'єднаючи точки A, B, C, D, E і т.д. плавною кривою, одержуємо евольвенту.

Широке використання евольвенти при проектуванні профілів зубців пояснюється низкою важливих властивостей. Зазначимо *основні властивості евольвенти*.

1. Твірна пряма завжди нормальна до евольвенти. Дійсно, точка контакту твірної прямої з основним колом при утворенні евольвенти є миттєвим центром обертання твірної прямої, а тому відповідні відрізки ($b-B$, $c-C$, $d-D$, $e-E$, $f-F$ і т.д.) є миттєвими радіусами кривини евольвенти. Оскільки радіус кривини завжди розміщений нормально до кривої, то твірна пряма завжди нормальна до евольвенти.

2. Евольвента є кривою без перегинів, що дуже важливо при виготовленні різального інструмента.

3. Форма евольвенти залежить тільки від радіуса основного кола, тобто не залежить від параметрів спряженого колеса – це дає змогу використовувати евольвентні зубчасті колеса в коробках передач, тобто у механізмах зі змінними зубчастими колесами, у яких з одним колесом можуть входити в зачеплення колеса з різним числом зубців.

4. Евольвента починається на основному колі і завжди розташована за його межами.

5. Радіус кривини на початку евольвенти (на основному колі) дорівнює нулю, а радіус основного кола, проведений через початок евольвенти, є плавним продовженням евольвенти всередині основного кола.

6. Дві евольвенти одного основного кола є еквідестантними (рівновіддаленими) кривими, а відстань між ними при спільній нормалі є евольвентним кроком p_α і дорівнює довжині дуги кола між початками кривих, тобто дорівнює кроку по основному колу p_b .

Зубчасті евольвентні колеса характеризуються певними параметрами. До таких параметрів можна віднести кількість зубів колеса; крок зубів; модуль зубчастого зачеплення; радіус ділильного та основного кола; радіус кола западин та виступів; висота ніжки, головки та повна висота зуба; товщина зуба.

Кроком зубчастого зачеплення p називається відстань між однойменними точками сусідніх зубів, виміряних по будь-якому колу:

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z},$$

де d – діаметр кола, на якому вимірюється крок; z – кількість зубів зубчастого колеса.

Розміри зубчастих коліс зручно задавати через певну лінійну величину, що пов'язана із зубом. Такою величиною вибрано **модуль зубчастого зачеплення**, значення якого визначається як відношення кроку по ділильному колу p_d (рис. 7.2) до числа π :

$$m = \frac{p_d}{\pi}.$$

Модуль вимірюється у міліметрах і є стандартною величиною. Для одного й того самого колеса модуль m , так само як і крок p , залежить від діаметра кола, до якого він належить. Прийнято коло, для якого визначається стандартне значення модуля, називати **ділильним**. Звідси можна сказати, що **ділильним** називається коло, діаметр якого визначається добутком модуля на кількість зубів.

Основне коло – це коло, яке є основою для побудови евольвенти, тобто еволютою. Діаметр основного кола визначається як добуток діаметра ділильного кола на косинус кута зачеплення α (рис. 7.2):

$$d_b = d_d \cdot \cos \alpha.$$

Для зубчастих евольвентних коліс значення кута зачеплення беруть $\alpha = 20^\circ$.

Кола западин та виступів – це кола, на яких відповідно починаються і закінчуються зуби зубчастих коліс (рис. 7.2). **Висота ніжки зуба** – це частина зуба від кола западин до ділильного кола, **висота головки зуба** – частина зуба від ділильного кола до кола виступів, а **повна висота зуба** – це сума висоти ніжки та головки зуба.

Зубчасте евольвентне зачеплення можна розділити на три групи:

1. нульове зачеплення (нарізання зубців здійснюється без зміщення інструментальної рейки), коли кількість зубів меншого колеса (шестірні) $z_1 \geq 17$;

2. рівнозміщене зачеплення (зміщення для обох коліс зачеплення однакове, але з різними знаками), коли $z_1 < 17$, а $(z_1 + z_2) > 34$;

3. нерівнозміщене зачеплення (зміщення для обох коліс зачеплення має різне значення за величиною і за знаком), коли $z_1 < 17$, а $(z_1 + z_2) < 34$.

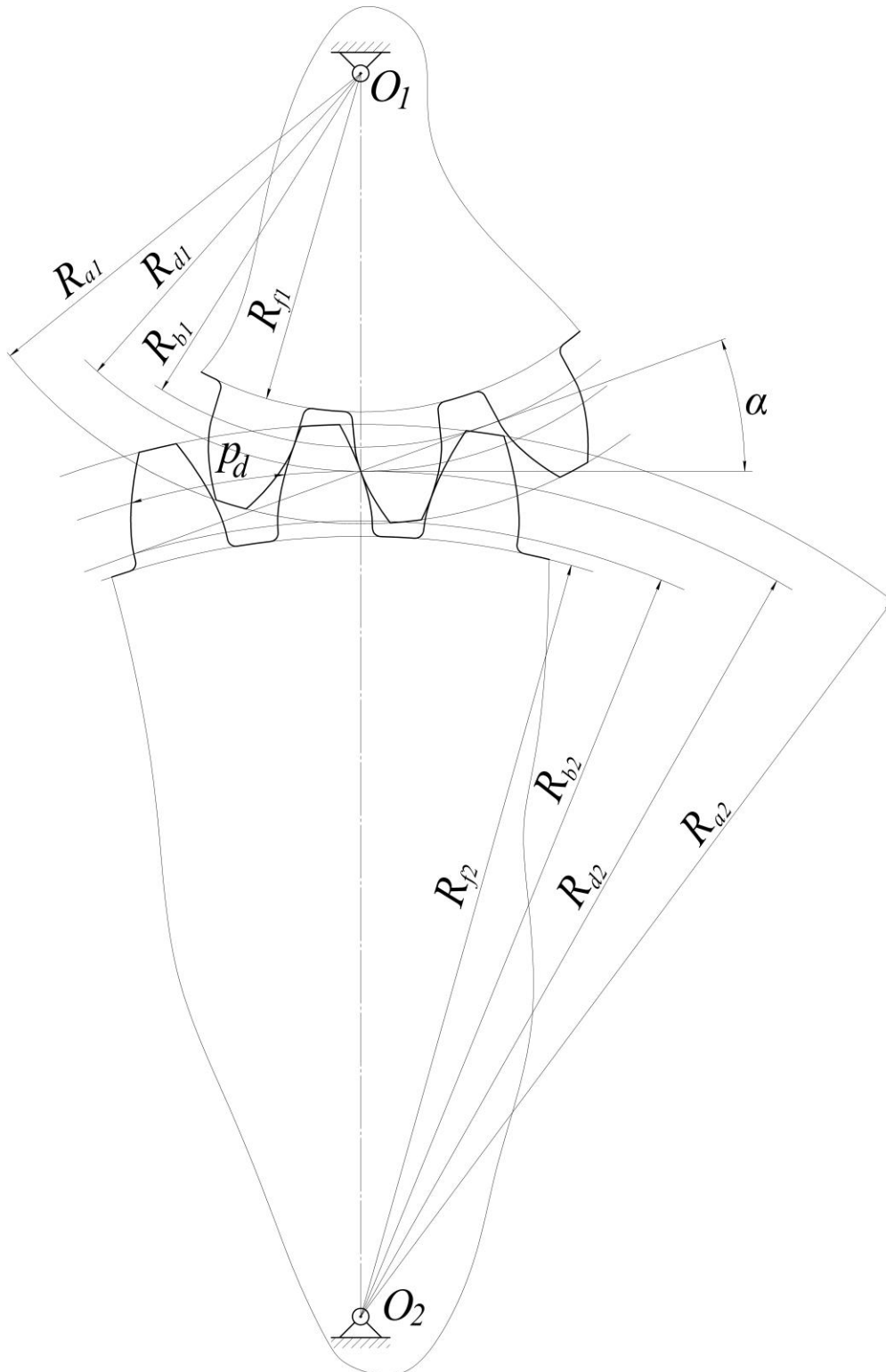


Рис. 7.2. Параметри зубчастого зачеплення

У завдання на курсовий проект включено лише нульове та рівнозміщене зачеплення. Тому на прикладах розглянемо визначення параметрів нульового та рівнозміщеного зубчастого евольвентного зачеплення.

Приклад 7.1. Визначити параметри зубчастого евольвентного зачеплення. Вихідними даними для поставленої задачі є: кількість зубів на першому і другому зубчастому колесах $z_1 = 21$ та $z_2 = 42$, модуль зубчастого зачеплення $m = 11$ мм, коефіцієнт висоти головки зуба $f_0 = 1,0$; коефіцієнт радіального зазору $C_0 = 0,25$.

Визначаємо геометричні параметри зубчастих коліс.

Діаметри ділільних кіл першого та другого колеса:

$$d_{d1} = m \cdot z_1 = 11 \cdot 21 = 231 \text{ мм};$$

$$d_{d2} = m \cdot z_2 = 11 \cdot 42 = 462 \text{ мм}.$$

Діаметри основних кіл першого та другого колеса:

$$d_{b1} = d_{d1} \cdot \cos \alpha = 231 \cdot \cos 20^\circ = 217 \text{ мм};$$

$$d_{b2} = d_{d2} \cdot \cos \alpha = 462 \cdot \cos 20^\circ = 434 \text{ мм},$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

Діаметри кіл западин першого та другого колеса:

$$d_{f1} = d_{d1} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + C_0 - \xi_1) = 231 - 2 \cdot 11 \cdot (1,0 + 0,25 - 0) = 203,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_{d2} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + C_0 - \xi_2) = 462 - 2 \cdot 11 \cdot (1,0 + 0,25 - 0) = 434,5 \text{ мм},$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зубця; $C_0 = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору; $\xi_1 = 0$, $\xi_2 = 0$ – коефіцієнти зміщення інструментальної рейки першого та другого колеса відповідно, оскільки мінімальна кількість зубів $z_1 = 21 > 17$, тобто нарізання зубів на зубчастих колесах здійснюється без зміщення інструментальної рейки.

Висота головки зуба першого та другого колеса:

$$h_{a1} = f_0 \cdot m + b_1 = 1,0 \cdot 11 + 0 = 11 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = f_0 \cdot m + b_2 = 1,0 \cdot 11 + 0 = 11 \text{ мм},$$

де $b_1 = \xi_1 \cdot m = 0 \cdot 11 = 0$ мм, $b_2 = \xi_2 \cdot m = 0 \cdot 11 = 0$ мм – величина зміщення інструментальної рейки першого та другого колеса відповідно.

Висота ніжки зуба першого та другого колеса:

$$h_{f1} = (f_0 + C_0) \cdot m - b_1 = (1,0 + 0,25) \cdot 11 - 0 = 13,75 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (f_0 + C_0) \cdot m - b_2 = (1,0 + 0,25) \cdot 11 - 0 = 13,75 \text{ мм}.$$

Повна висота зуба першого та другого колеса:

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 11 + 13,75 = 24,75 \text{ мм};$$

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 11 + 13,75 = 24,75 \text{ мм}.$$

Діаметр кола виступів першого та другого колеса:

$$d_{a1} = d_{f1} + 2 \cdot h_1 = 203,5 + 2 \cdot 24,75 = 253 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_{f2} + 2 \cdot h_2 = 434,5 + 2 \cdot 24,75 = 484 \text{ мм}.$$

Крок по ділильному колу:

$$p_d = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 11 = 34,54 \text{ мм}.$$

Товщина зуба по ділильному колу першого та другого колеса:

$$S_{d1} = \frac{1}{2} \cdot p_d + 2 \cdot b_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{2} \cdot 34,54 + 2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 17,27 \text{ мм};$$

$$S_{d2} = \frac{1}{2} \cdot p_d + 2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{2} \cdot 34,54 + 2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 17,27 \text{ мм}.$$

Міжцентрова (міжосьова) відстань:

$$A = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 11 \cdot \frac{21 + 42}{2} = 346,5 \text{ мм}.$$

Приклад 7.2. Визначити параметри зубчастого евольвентного зачеплення. Вихідними даними для поставленої задачі є: кількість зубів на першому і другому зубчастому колесах $z_1 = 15$ та $z_2 = 36$, модуль зубчастого зачеплення $m = 8$ мм, коефіцієнт висоти головки зуба $f_0 = 1,0$; коефіцієнт радіального зазору $C_0 = 0,25$.

Визначаємо геометричні параметри зубчастих коліс.

Діаметри ділильних кіл першого та другого колеса:

$$d_{d1} = m \cdot z_1 = 8 \cdot 15 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{d2} = m \cdot z_2 = 8 \cdot 36 = 288 \text{ мм}.$$

Діаметри основних кіл першого та другого колеса:

$$d_{b1} = d_{d1} \cdot \cos \alpha = 120 \cdot \cos 20^\circ = 112,76 \text{ мм};$$

$$d_{b2} = d_{d2} \cdot \cos \alpha = 288 \cdot \cos 20^\circ = 270,63 \text{ мм},$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

Оскільки кількість зубів на меншому зубчастому колесі $z_1 = 15 < 17$, а сума кількості зубів першого і другого зубчастих коліс $z_1 + z_2 = 15 + 36 = 51 > 34$, то нарізання зубів на зубчастих колесах здійснюється зі зміщенням інструментальної рейки. Визначаємо значення коефіцієнтів зміщення для першого та другого коліс:

$$\xi_1 = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 15}{17} = 0,118;$$

$$\xi_2 = -\xi_1 = -0,118,$$

а залежно від них отримуємо значення зміщення інструментальної рейки для першого та другого зубчастих коліс:

$$b_1 = \xi_1 \cdot m = 0,118 \cdot 8 = 0,94 \text{ мм};$$

$$b_2 = \xi_2 \cdot m = (-0,118) \cdot 8 = -0,94 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл западин першого та другого колеса:

$$d_{f1} = d_{d1} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + C_0 - \xi_1) = 120 - 2 \cdot 8 \cdot (1,0 + 0,25 - 0,118) = 101,9 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_{d2} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + C_0 - \xi_2) = 288 - 2 \cdot 8 \cdot (1,0 + 0,25 + 0,118) = 266,1 \text{ мм},$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зубця; $C_0 = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору.

Висота головки зуба першого та другого колеса:

$$h_{a1} = f_0 \cdot m + b_1 = 1,0 \cdot 8 + 0,94 = 8,94 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = f_0 \cdot m + b_2 = 1,0 \cdot 8 - 0,94 = 7,06 \text{ мм}.$$

Висота ніжки зуба першого та другого колеса:

$$h_{f1} = (f_0 + C_0) \cdot m - b_1 = (1,0 + 0,25) \cdot 8 - 0,94 = 9,06 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (f_0 + C_0) \cdot m - b_2 = (1,0 + 0,25) \cdot 8 + 0,94 = 10,94 \text{ мм}.$$

Повна висота зуба першого та другого колеса:

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 8,94 + 9,06 = 18 \text{ мм};$$

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 7,06 + 10,94 = 18 \text{ мм}.$$

Діаметр кола виступів першого та другого колеса:

$$d_{a1} = d_{f1} + 2 \cdot h_1 = 101,9 + 2 \cdot 18 = 137,9 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_{f2} + 2 \cdot h_1 = 266,1 + 2 \cdot 18 = 302,1 \text{ мм.}$$

Крок по ділильному колу:

$$p_d = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 8 = 25,12 \text{ мм.}$$

Товщина зуба по ділильному колу першого та другого колеса:

$$S_{d1} = \frac{1}{2} \cdot p_d + 2 \cdot b_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{2} \cdot 25,12 + 2 \cdot 0,94 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 13,24 \text{ мм};$$

$$S_{d2} = \frac{1}{2} \cdot p_d + 2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{2} \cdot 25,12 - 2 \cdot 0,94 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 11,88 \text{ мм.}$$

Міжцентрова (міжосьова) відстань:

$$A = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 8 \cdot \frac{15 + 36}{2} = 204 \text{ мм.}$$

7.3. Побудова картини зубчастого зовнішнього евольвентного зачеплення

Вихідними даними для побудови картини зубчастого зовнішнього евольвентного зачеплення є параметри, що визначаються за методикою, наведеною в попередньому пункті. Побудова картини зубчастого зачеплення для нульового та рівнозміщеного зачеплення здійснюється аналогічно, різниця між цими зачепленнями полягає лише в значенні однойменних параметрів.

Розглянемо на прикладі побудову картини рівнозміщеного зубчастого зовнішнього евольвентного зачеплення.

Приклад 7.3. Побудувати картину зубчастого зовнішнього евольвентного зачеплення. Вихідними даними є кількість зубів першого та другого зубчастих коліс $z_1 = 15$ та $z_2 = 36$, а також модуль зубчастого зачеплення $m = 8 \text{ мм}$. Залежно від цих даних у прикладі 7.2 було визначено всі геометричні параметри зубчастих евольвентних коліс. Вибираємо масштаб побудови картини зубчастого евольвентного зачеплення 2,5:1. Значення масштабу вибрано з умови, щоб висота зуба на кресленні була не менше ніж 40 – 50 мм.

Залежно від вибраного масштабу визначаємо розміри геометричних параметрів зубчастого зачеплення на кресленні:

– радіуси ділильних кіл першого та другого колеса:

$$R'_{d1} = \frac{d_{d1}}{2} \cdot 2,5 = \frac{120}{2} \cdot 2,5 = 150 \text{ мм};$$

$$R'_{d2} = \frac{d_{d2}}{2} \cdot 2,5 = \frac{288}{2} \cdot 2,5 = 360 \text{ мм};$$

– радіуси основних кіл першого та другого колеса:

$$R'_{b1} = \frac{d_{b1}}{2} \cdot 2,5 = \frac{112,76}{2} \cdot 2,5 = 140,95 \text{ мм};$$

$$R'_{b2} = \frac{d_{b2}}{2} \cdot 2,5 = \frac{270,63}{2} \cdot 2,5 = 338,3 \text{ мм};$$

– радіуси кіл западин першого та другого колеса:

$$R'_{f1} = \frac{d_{f1}}{2} \cdot 2,5 = \frac{101,9}{2} \cdot 2,5 = 127,4 \text{ мм};$$

$$R'_{f2} = \frac{d_{f2}}{2} \cdot 2,5 = \frac{266,1}{2} \cdot 2,5 = 332,6 \text{ мм};$$

– висота головки зуба першого та другого колеса:

$$h'_{a1} = h_{a1} \cdot 2,5 = 8,94 \cdot 2,5 = 22,35 \text{ мм};$$

$$h'_{a2} = h_{a2} \cdot 2,5 = 7,06 \cdot 2,5 = 17,65 \text{ мм};$$

– висота ніжки зуба першого та другого колеса:

$$h'_{f1} = h_{f1} \cdot 2,5 = 9,06 \cdot 2,5 = 22,65 \text{ мм};$$

$$h'_{f2} = h_{f2} \cdot 2,5 = 10,94 \cdot 2,5 = 27,35 \text{ мм};$$

– повна висота зуба першого та другого колеса:

$$h'_1 = h_1 \cdot 2,5 = 18 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм};$$

$$h'_2 = h_2 \cdot 2,5 = 18 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм};$$

– радіуси кіл виступів першого та другого колеса:

$$R'_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} \cdot 2,5 = \frac{137,9}{2} \cdot 2,5 = 172,4 \text{ мм};$$

$$R'_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} \cdot 2,5 = \frac{302,1}{2} \cdot 2,5 = 377,6 \text{ мм};$$

– крок по ділильному колу:

$$p'_d = p_d \cdot 2,5 = 25,12 \cdot 2,5 = 62,8 \text{ мм};$$

– товщина зуба по ділильному колу першого та другого колеса:

$$S'_{d1} = S_{d1} \cdot 2,5 = 13,24 \cdot 2,5 = 33,1 \text{ мм};$$

$$S'_{d2} = S_{d2} \cdot 2,5 = 11,88 \cdot 2,5 = 29,7 \text{ мм};$$

– міжцентрова (міжосьова) відстань:

$$A' = A \cdot 2,5 = 204 \cdot 2,5 = 510 \text{ мм}.$$

На аркуші у вибраному масштабі проводимо міжцентрову відстань $O_1O_2 = A' = 510 \text{ мм}$. Після цього з точок O_1 та O_2 проводимо ділильні кола першого та другого колеса радіусами $R'_{d1} = 150 \text{ мм}$ та $R'_{d2} = 360 \text{ мм}$, а потім основні кола радіусами $R'_{b1} = 140,95 \text{ мм}$ та $R'_{b2} = 338,3 \text{ мм}$ відповідно (рис. 7.3). У місці дотику ділильних кіл першого та другого колеса утвориться точка p – полюс зачеплення.

Через точку p проводимо спільну дотичну до початкових кіл першого та другого колеса, яка утворює кут $\alpha = 20^\circ$ з перпендикуляром до міжцентрової відстані. У місці дотику спільної дотичної з основним колом першого колеса утворюється точка N_1 , в місці дотику з основним колом другого колеса – точка N_2 . Із центрів O_1 та O_2 опускаємо перпендикуляри O_1N_1 та O_2N_2 на спільну дотичну.

Далі будуємо евольвенти, які описує точка прямої N_1N_2 при перекочуванні її по основних колах першого та другого колеса.

При побудові евольвенти для першого зубчастого колеса відрізок $N_1 - p$ ділимо на чотири рівні частини $p-1$, $1-2$, $2-3$ та $3-N_1$ (рис. 7.4). Точка 4 співпадає із точкою N_1 . Від точки N_1 відкладаємо в інший бік ще чотири відрізки такої ж довжини N_1-5 , $5-6$, $6-7$ та $7-8$. Із точки N_1 по основному колу відкладаємо вліво і вправо дуги N_13' , N_12' , N_11' , N_1p' , N_15' , N_16' , N_17' та N_18' , довжини яких дорівнюють відрізкам N_1-3 , N_1-2 , N_1-1 , N_1-p , N_1-5 , N_1-6 , N_1-7 та N_1-8 відповідно на спільній дотичній N_1N_2 . Точка p' , що лежить на основному колі, є початком евольвенти. До отриманих на основному колі точок $1'$, $2'$, $3'$, $5'$, $6'$,

7' та 8' опускаємо з точки O_1 промені, до яких із цих точок проводимо перпендикуляри у напрямку до полюса зубчастого зачеплення p . На цих перпендикулярах відкладаємо відрізки 1'–1'', 2'–2'', 3'–3'', 5'–5'', 6'–6'', 7'–7'' та 8'–8'', довжини яких дорівнюють довжинам відрізків N_1-3 , N_1-2 , N_1-1 , N_1-p , N_1-5 , N_1-6 , N_1-7 та N_1-8 відповідно на спільній дотичній N_1N_2 .

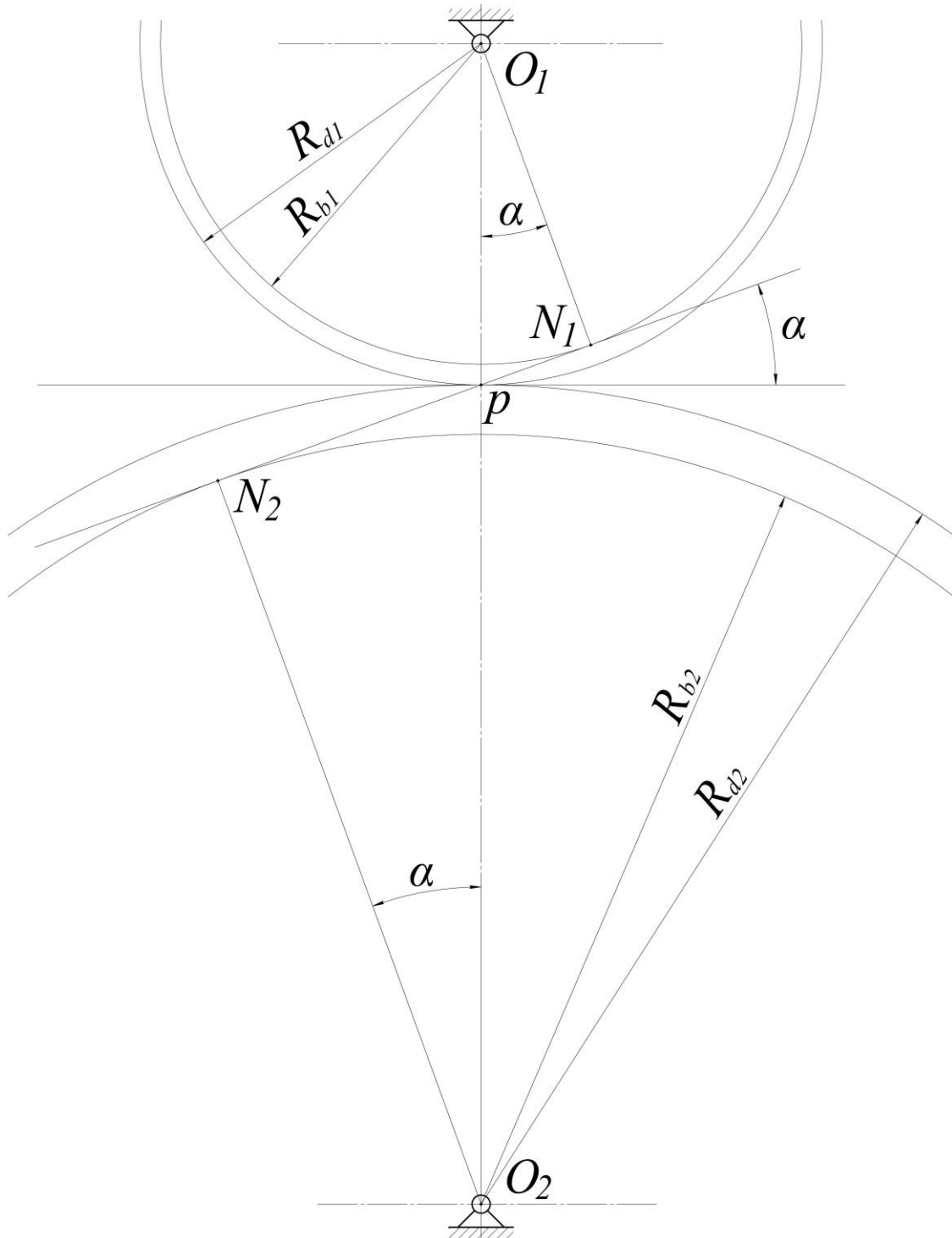


Рис. 7.3. Побудова ділительних та основних кіл

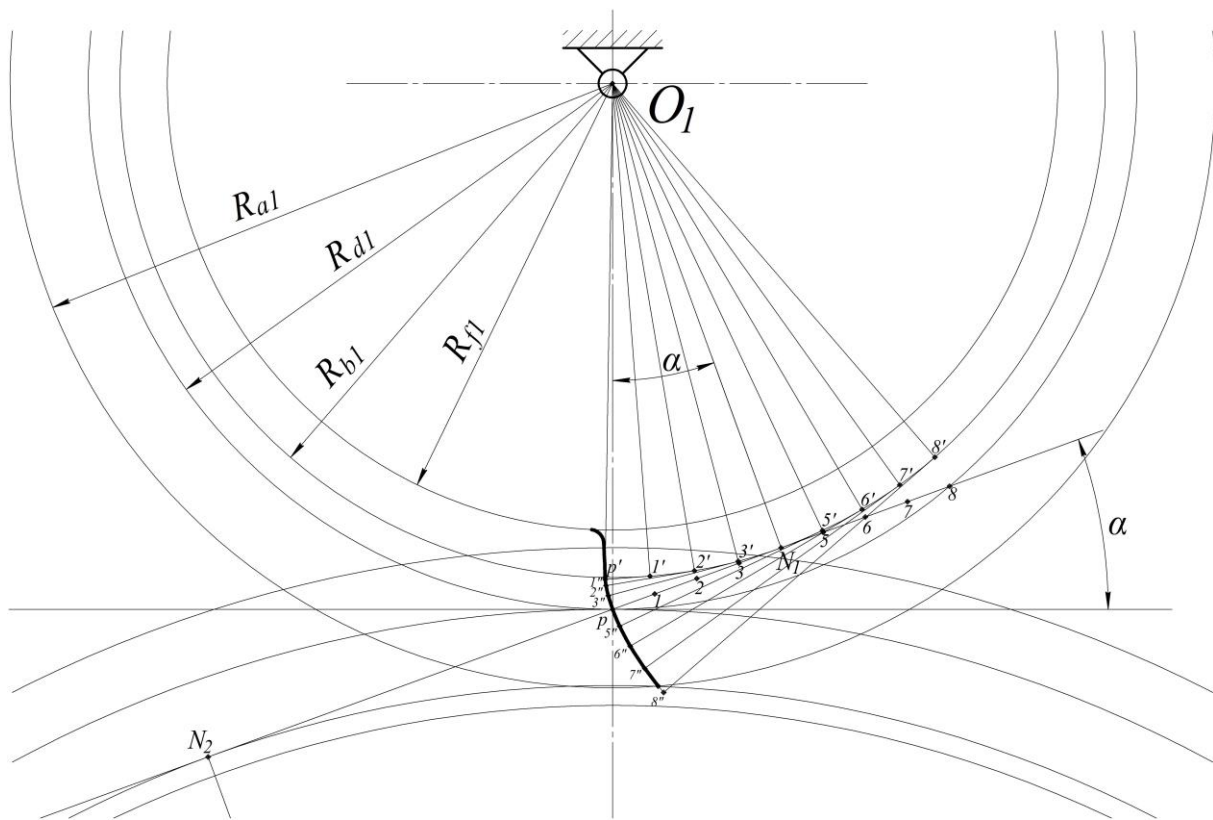


Рис. 7.4. Побудова евольвентного профілю

З'єднуючи послідовно точки p' , $1''$, $2''$, $3''$, p , $5''$, $6''$, $7''$ та $8''$ плавною кривою, отримуємо евольвенту для першого колеса.

Таким же методом будуюмо евольвенту і для другого зубчастого колеса.

Будуємо кола виступів обох коліс. Побудувавши кола виступів, знайдемо точки перетину їх з відповідними евольвентами – крайні точки на профілях головок зубців.

Будуємо кола западин обох коліс. Ніжку зубця від основи евольвенти до кола западин спрощено викреслюємо по радіальній прямій, яку з'єднуємо з колом западин дугою радіусом $0,2 \cdot m$.

Далі від точки p (рис. 7.5) відкладаємо по ділильному колу вправо половину товщини першого зуба в масштабі і через отриману точку проводимо з точки O_1 промінь, який буде віссю симетрії зуба. Від отриманої точки, через яку проходить вісь симетрії зуба, відкладаємо по ділильному колу вліво і вправо значення кроку і через отримані точки також проводимо осі симетрії сусідніх зубів.

Після цього вирізаємо із цупкого паперу шаблон половини зуба, яким користуємося для побудови інших зубів. Обов'язково є

побудова трьох зубів – першого, профіль якого побудований по точках, та двох сусідніх, що розташовані справа та зліва відносно першого зуба.

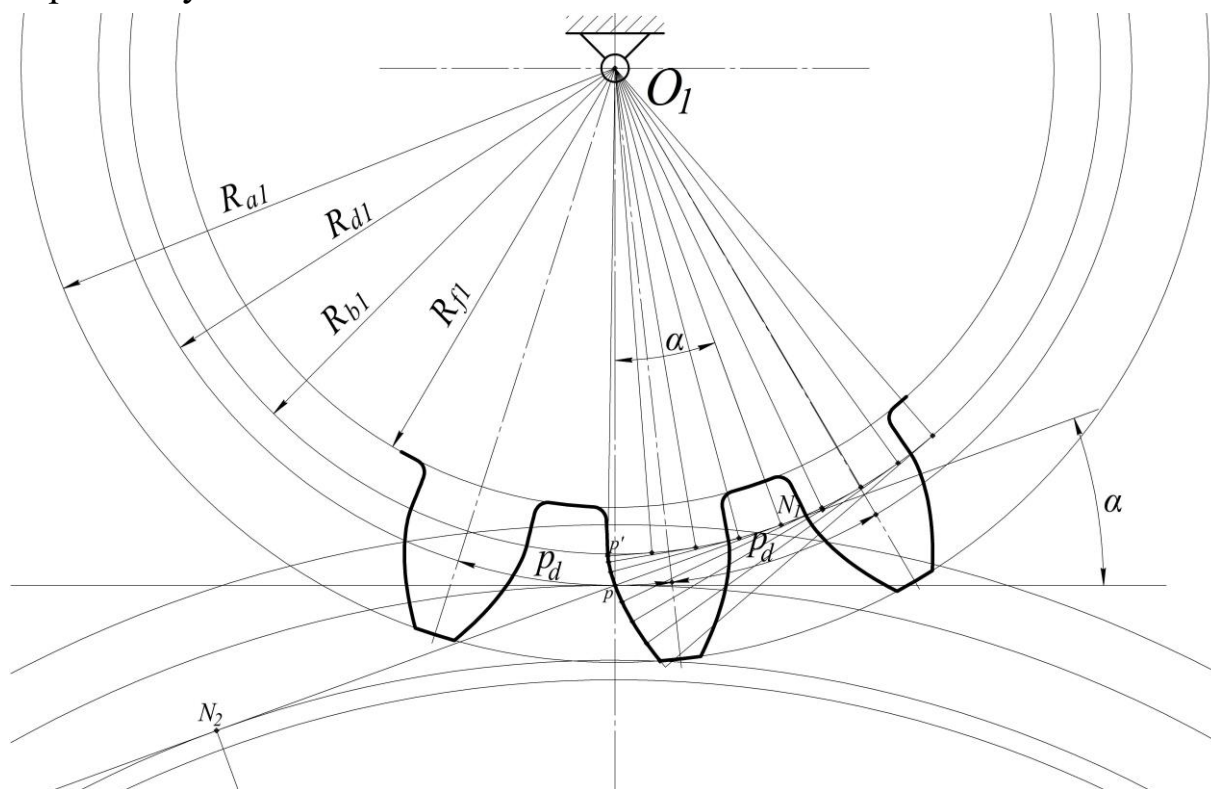


Рис. 7.5. Розмноження профілів зубців

Аналогічно будуюмо три зуба для другого колеса.

Після побудови зубів на зубчастих колесах виділяємо активну частину лінії зачеплення. Активною частиною лінії зачеплення називається відрізок AB (рис. 7.6) теоретичної лінії зачеплення N_1N_2 , що обмежується точками її перетину з колами виступів першого та другого колеса. Активна частина лінії зачеплення є геометричним місцем точок зачеплення (дотику) профілів зубів на нерухомій площині.

Визначаємо робочі ділянки профілів зубів. Ті ділянки профілів зубців, які задіяні у зачепленні, називаються робочими. Щоб знайти ці ділянки, потрібно на профілі зуба першого колеса знайти точку, спряжену з крайньою точкою головки другого колеса, а на профілі зуба другого колеса – точку, спряжену з крайньою точкою головки першого колеса. Для цього через точку A із центра O_2 проводимо дугу радіусом O_2A до перетину в точці A' з профілем зуба другого

колеса та через точку B із центра O_1 проводимо дугу радіусом O_1B до перетину в точці B' з профілем зуба першого колеса. Ділянки $A'A''$ та $B'B''$ профілів зубів є робочими ділянками профілів. Щоб позначити на кресленні ці ділянки, потрібно провести лінії еквідистантні (рівновіддалені) кривим $A'A''$ та $B'B''$ на відстані 2...3 мм та заштрихувати отримані полоски.

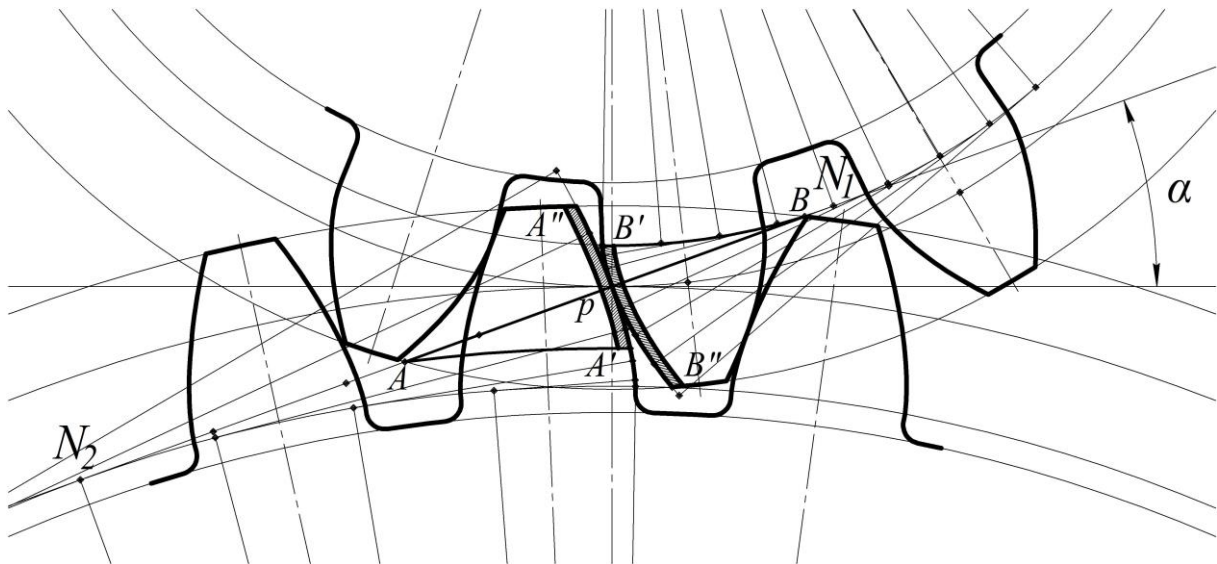


Рис. 7.6. Визначення активної частини лінії зачеплення та робочих ділянок профілів зубів

Визначаємо коефіцієнт перекриття. Коефіцієнт перекриття дає можливість визначити кількість пар зубів, що перебувають у зачепленні одночасно. Він не повинен бути менше одиниці, оскільки це призведе до переривання у передачі руху від ведучого колеса до веденого і до виникнення ударів зубів коліс.

Коефіцієнт перекриття ε визначається відношенням довжини активної частини лінії зачеплення AB до довжини кроку по основному колу p_b :

$$\varepsilon = \frac{AB}{p'_b} = \frac{AB}{p'_d \cdot \cos \alpha} = \frac{92,6}{62,8 \cdot \cos 20^\circ} = 1,569,$$

де $AB = 92,6$ мм – довжина активної лінії зачеплення на кресленні;
 $p'_d = 62,8$ мм – крок по ділільному колу в масштабі виконання побудови картини зубчастого зовнішнього евольвентного зачеплення.

7.4. Проектування планетарного редуктора

У деяких багатоланкових зубчастих передачах осі окремих коліс є рухомими. Такі зубчасті механізми з одним ступенем рухомості називаються *планетарними механізмами*, а з двома і більше ступенями рухомості – *диференціальними механізмами*, або просто *диференціалами*. Колеса з рухомими осями називаються планетарними або *сателітами*, а ланка, на якій розміщена вісь сателітів, – *водилом*. На схемах водило зазвичай позначають літерою *H*. Зубчасті колеса з нерухомими осями обертання називаються *сонячними* або *центральноними*.

Планетарні механізми широко використовуються в зубчастих редукторах як механізми для виконання складного руху робочих органів машин.

Для проектування планетарного редуктора за заданою схемою та кількістю зубів його зубчастих коліс основними задачами є: визначення передаточного відношення редуктора; перевірка умови співвісності; визначення за умовою сусідства максимально-можливої кількості сателітів та уточнення їх кількості за умовою складання; побудова перерізу та картин лінійних і кутових швидкостей елементів редуктора.

Перевірка *умови співвісності* планетарного редуктора виконується для того, щоб знати чи співпадають осі центральних коліс редуктора. Із *умови сусідства* визначається максимально-можлива кількість сателітів за умови, що вони не контактують між собою, тобто між сателітами є зазори.

Для того, щоб планетарний редуктор міг бути зібраним і сателіти були розміщені в ньому рівномірно, тобто центральні кути між сателітами були однакові, необхідно уточнити їх кількість за *умовою складання*.

Для полегшення вивчення студентами наведених умов під час виконання курсового проекту, розглянемо на прикладах проектування планетарних редукторів різних схем.

Приклад 7.4. Спроекувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та

картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

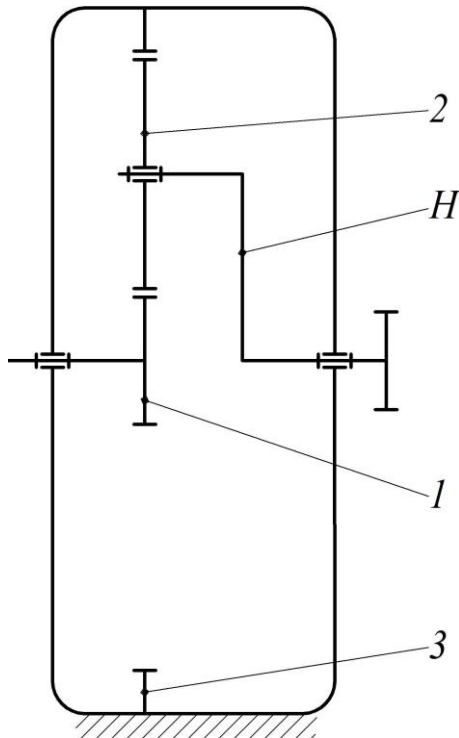


Рис. 7.7. Кінематична схема планетарного редуктора

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.7); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 20$, $z_2 = 35$, $z_3 = 90$; модуль зубчастого зачеплення $m = 2,5$ мм; кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 25 \text{ рад/с}$.

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділільних кіл коліс:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 35 = 87,5 \text{ мм};$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 2,5 \cdot 90 = 225 \text{ мм}.$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора за формулою Р. Вілліса:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{90}{20} = 5,5,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у планетарному редукторі.

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} - \frac{m \cdot z_2}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \rightarrow 20 + 35 = 90 - 35 \rightarrow 55 = 55.$$

Умова виконується.

За умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k – кількість сателітів.

Підставляючи в попередній вираз кількість зубів z_1 та z_2 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість за умови, що вони не будуть дотикатися

$$(20 + 35) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (35 + 2 \cdot 1,0),$$

$$k = 1, 2, 3, 4.$$

Підставивши кількість сателітів $k = 5$, нерівність не виконується. Отже, максимально-можлива кількість сателітів для заданого редуктора становить $k = 4$.

Для того щоб механізм, що вміщує декілька сателітів, міг бути складеним, потрібно, щоб зуби кожного із сателітів могли одночасно зайти в зачеплення з обома центральними колесами. Встановлення першого сателіта легко виконати, оскільки можливо повертати колесо 1 (рис. 7.7). Після того, як цей сателіт буде встановлений, відносне розташування зубів коліс 1 та 3 буде фіксованим. Для того щоб інші сателіти могли бути введені в зачеплення з обома колесами, повинні виконуватися визначені співвідношення між кількістю зубів z_1 та z_3 , а також кількістю сателітів k . Таке співвідношення називається умовою складання:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = A,$$

де A – повинно бути ціле число.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_1 та z_3 , а також можливу кількість сателітів k визначених із умови сусідства, визначаємо реальну кількість сателітів:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{20 + 90}{1} = 110;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{20 + 90}{2} = 55;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{20 + 90}{3} = 36,67;$$

$$k = 4 \Rightarrow \frac{20 + 90}{4} = 27,5.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$ та $k = 2$.

З вищенаведених умов вибираємо кількість сателітів $k = 2$. Будуємо в масштабі 1:2 планетарний редуктор та його переріз по лінії $A - A$ (рис. 7.8).

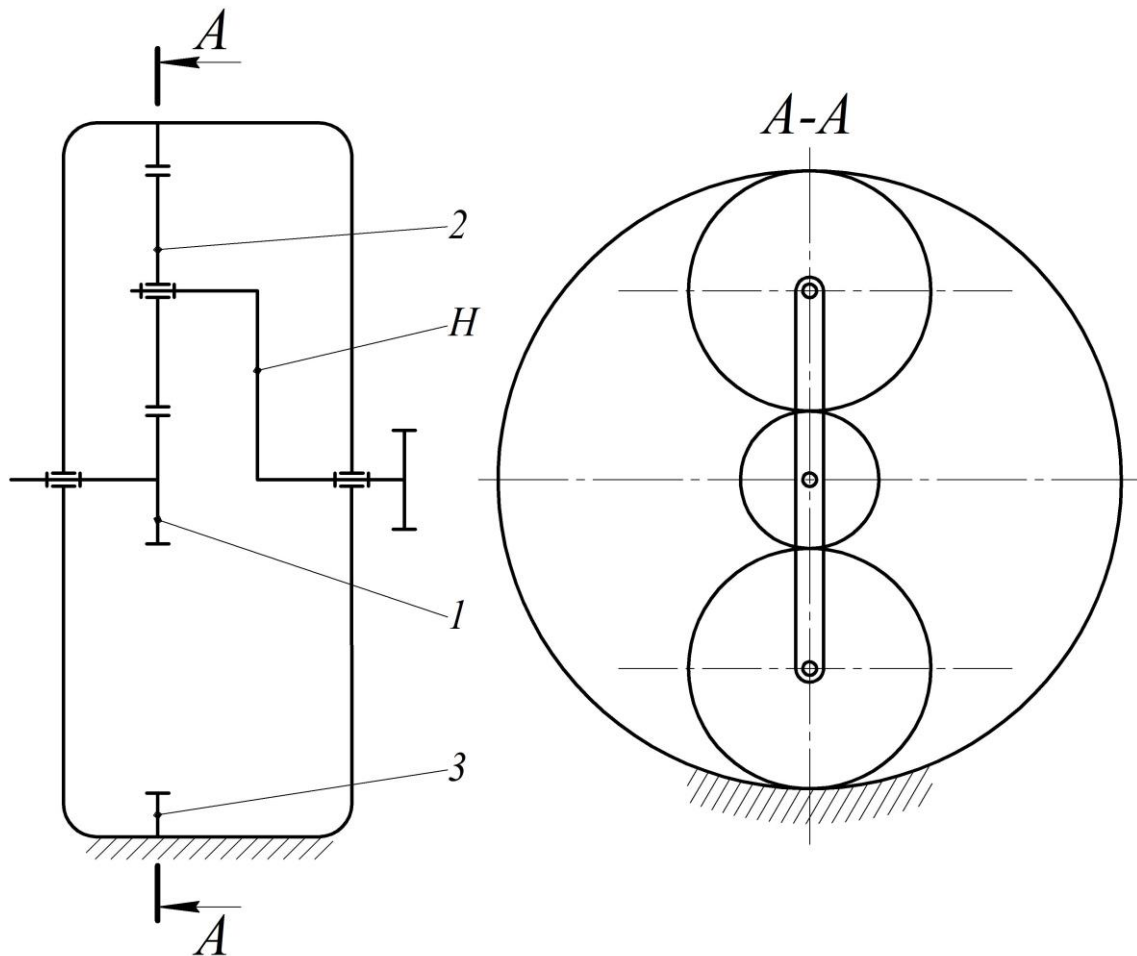


Рис. 7.8. Планетарний редуктор у перерізі

Далі будуємо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.9) проводимо відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає закон зміни лінійних швидкостей точок першого колеса, а пряма aB – другого колеса (сателіта), оскільки точка B є центром миттєвого обертання другого колеса в його абсолютному русі і, відповідно,

швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку C проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці c з прямою aB ; лінія Cc відображає лінійну швидкість точки C водила, а лінія Oc відображає закон зміни лінійних швидкостей точок водила H .

Після побудови картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора будуюмо картину кутових швидкостей ланок цього ж редуктора (рис. 7.9). Для цього нижче картини лінійних швидкостей відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB та Oc , до перетину їх в точках 1, 2 та H з горизонтальною лінією, проведеною через точку O . Відрізки $O1$, $O2$ та OH відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки та водила відповідно в певному масштабі.

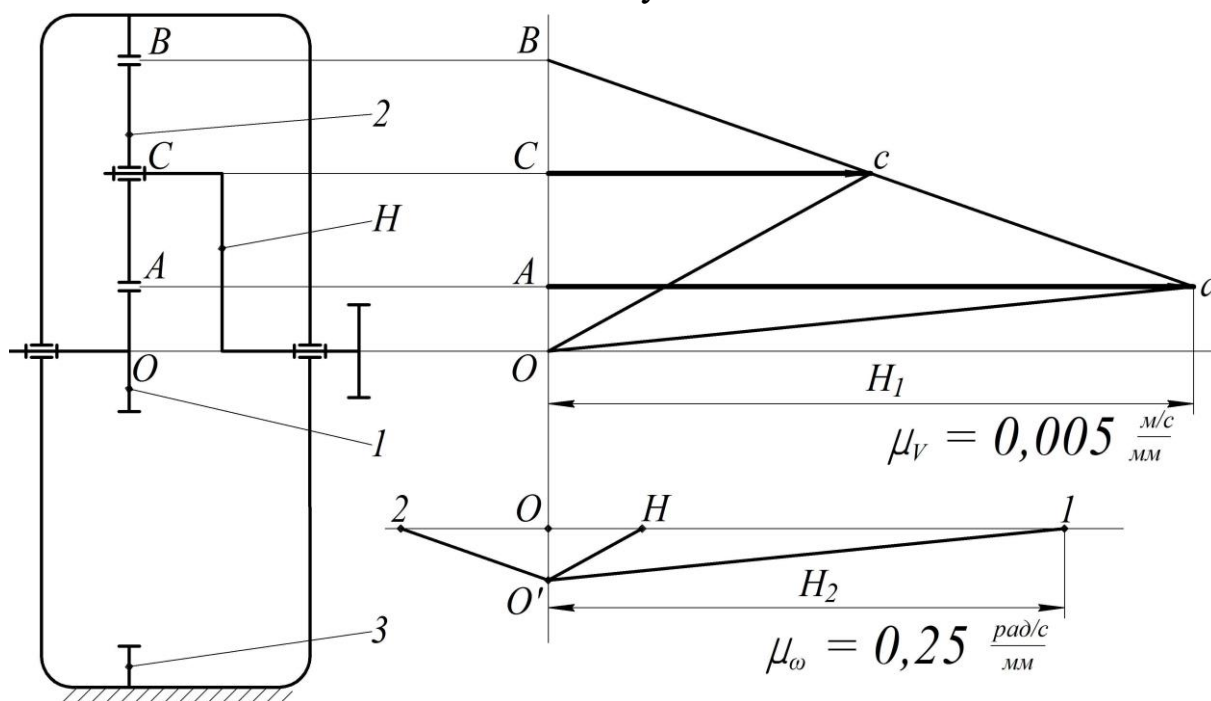


Рис. 7.9. Побудова картин лінійних та кутових швидкостей планетарного редуктора

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_V = \frac{V_A}{H_1} = \frac{0,625}{125} = 0,005 \frac{m/c}{mm},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 25 \cdot \frac{0,05}{2} = 0,625 \frac{m}{c}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 125 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A

першого колеса, $\omega_1 = 25 \text{ рад}/\text{с}$ – кутова швидкість першого колеса, $d_1 = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{25}{100} = 0,25 \frac{\text{рад}/\text{с}}{\text{мм}},$$

де $H_2 = 100 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H розташовані на одному боці відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме додатне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH :

$$i_{1H}^* = \frac{O1}{OH} = \frac{100}{18,2} = 5,495,$$

де $O1 = 100 \text{ мм}$, $OH = 18,2 \text{ мм}$ – довжини відрізків $O1$ та OH на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H} - i_{1H}^*}{i_{1H}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{5,5 - 5,495}{5,5} \right| \cdot 100 = 0,091\%.$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,091\%$, що є в межах допустимого значення.

Приклад 7.5. Спроекувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.10); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 20$,

$z_2 = 45$, $z_2' = 30$, $z_3 = 95$; модуль зубчастого зачеплення $m = 4$ мм;
кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 37 \text{ рад/с}$.

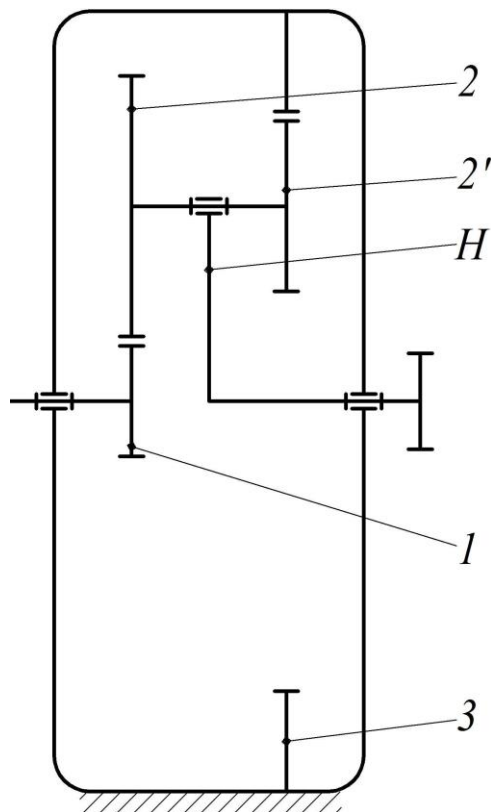


Рис. 7.10. Кінематична схема планетарного редуктора

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділительних кіл коліс:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 45 = 180 \text{ мм};$$

$$d_2' = m \cdot z_2' = 4 \cdot 30 = 120 \text{ мм};$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 4 \cdot 95 = 380 \text{ мм}.$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора за формулою Р. Вілліса:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'}$$

$$= 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'}$$

$$= 1 + \frac{45 \cdot 95}{20 \cdot 30} = 8,125,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у планетарному редукторі.

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2'}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} - \frac{m \cdot z_2'}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2' \rightarrow 20 + 45 = 95 - 30 \rightarrow 65 = 55.$$

Умова виконується.

Оскільки в заданому планетарному редукторі використовується блок сателітів, за умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів кожного ряду:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0) \quad \text{та} \quad (z_3 - z_2') \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (z_2' + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k_1 та k_2 – кількість сателітів першого та другого рядів відповідно.

Підставляючи в попередні вирази кількість зубів z_1, z_2, z_2' та z_3 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість за умови, що вони не будуть дотикатися:

$$(20 + 45) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (45 + 2 \cdot 1,0); \quad k_1 = 1, 2, 3;$$

$$(95 - 30) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (30 + 2 \cdot 1,0); \quad k_2 = 1, 2, 3, 4, 5, 6.$$

Для першого перерізу максимально-можлива кількість сателітів для заданого редуктора становить $k_1 = 3$, а для другого перерізу – $k_2 = 6$. Оскільки сателіти першого і другого перерізу утворюють один блок сателітів і закріплюються на одному водилі, їх кількість повинна бути однаковою. Тому максимально-можливу кількість сателітів приймаємо рівною їх максимальному спільному значенню $k = 3$.

Для заданого редуктора за умовою складання уточнюємо кількість сателітів:

$$\frac{z_1 \cdot z_2' + z_2 \cdot z_3}{k \cdot B_{22'}} = A,$$

де A – повинно бути ціле число, $B_{22'}$ – найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_2 та z_2' сателітів.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_1, z_2, z_2' та z_3 , найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_2 та z_2' сателітів $B_{22'} = 15$, а також можливу кількість сателітів k , визначених із умови сусідства, визначаємо їх реальну кількість:

$$k = 1 \quad \frac{20 \cdot 30 + 45 \cdot 95}{1 \cdot 15} = 325;$$

$$k = 2 \quad \frac{20 \cdot 30 + 45 \cdot 95}{2 \cdot 15} = 162,5;$$

$$k = 3 \quad \frac{20 \cdot 30 + 45 \cdot 95}{3 \cdot 15} = 108,333.$$

Умову складання задовольняє один сателіт $k = 1$.

З вищенаведених умов вибираємо кількість сателітів $k = 1$. Будуємо в масштабі 1:4 планетарний редуктор та його переріз по лініях $A - A$ та $B - B$ (рис. 7.11).

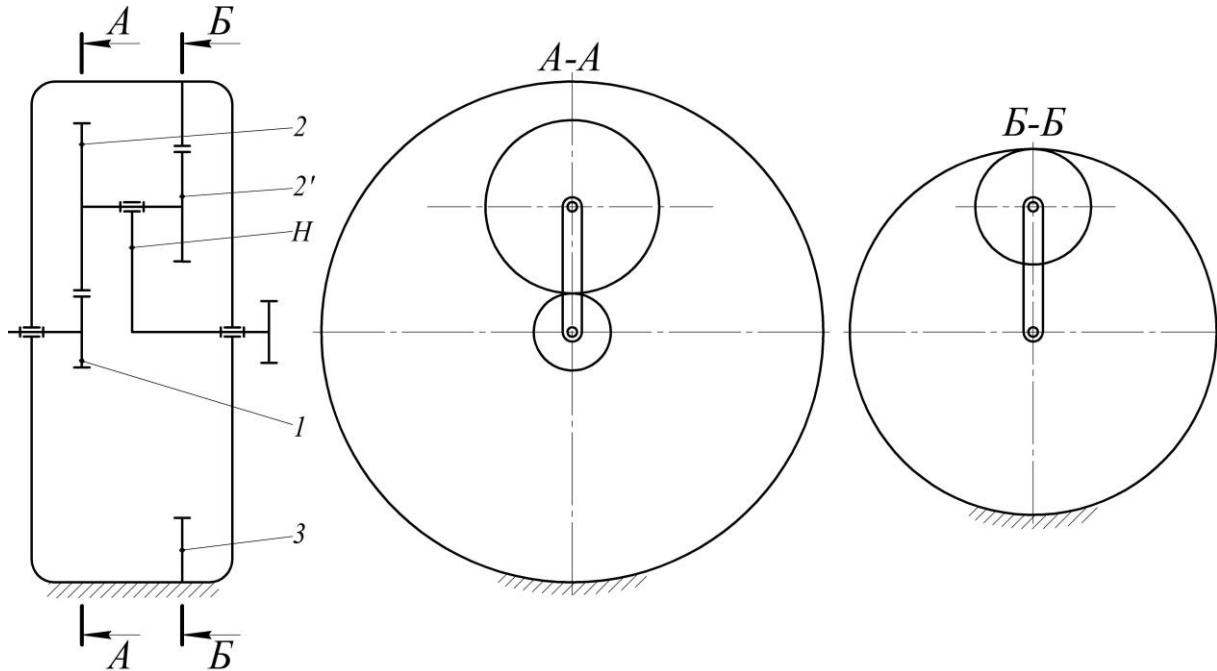


Рис. 7.11. Планетарний редуктор у перерізі

Далі будуюмо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.12) проводимо відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає закон зміни лінійних швидкостей точок першого колеса, а пряма aB – другого колеса (блоку сателітів), оскільки точка B є центром миттєвого обертання другого колеса в його абсолютному русі і, відповідно, швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку C проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці c з прямою aB ; лінія Cc відображає лінійну швидкість точки C водила, а лінія Oc відображає закон зміни лінійних швидкостей точок водила H .

Після побудови картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора будуюмо картину кутових швидкостей ланок цього ж редуктора (рис. 7.12). Для цього вище картини лінійних швидкостей відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB та Oc , до перетину їх в точках 1,

2 та H з горизонтальною лінією, проведеною через точку O . Відрізки $O1$, $O2$ та OH відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки (блоку сателітів) та водила відповідно в певному масштабі.

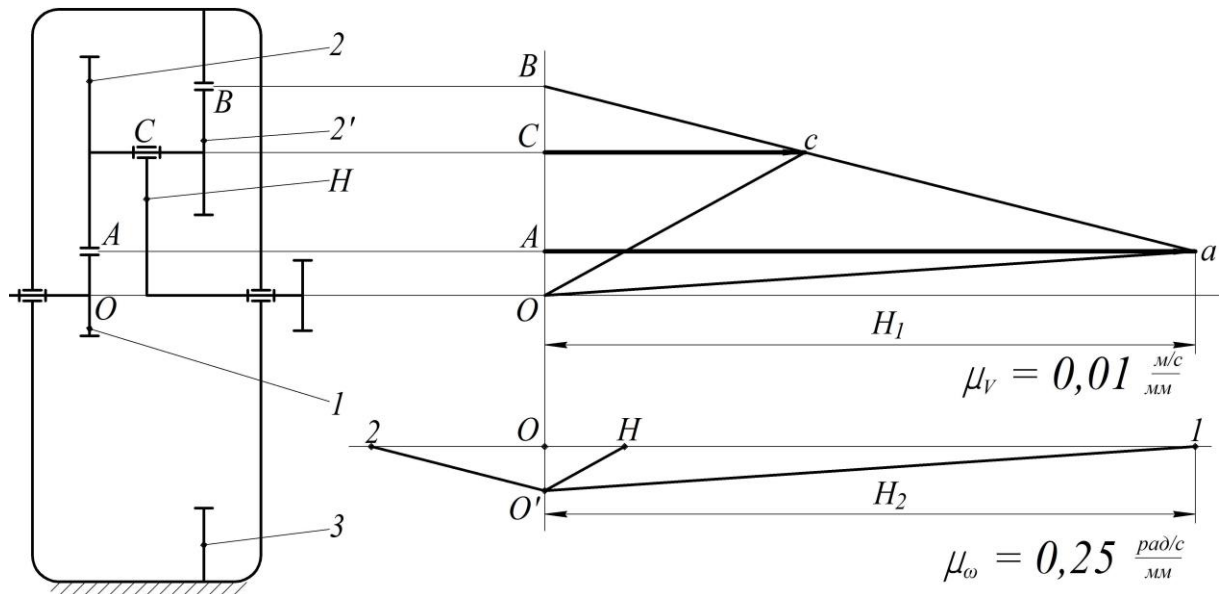


Рис. 7.12. Побудова картин лінійних та кутових швидкостей планетарного редуктора

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_V = \frac{V_A}{H_1} = \frac{1,48}{148} = 0,01 \frac{m/c}{mm},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 37 \cdot \frac{0,08}{2} = 1,48 \text{ м/с}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 148 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A першого колеса, $\omega_1 = 37 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість першого колеса, $d_1 = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{37}{148} = 0,25 \frac{rad/c}{mm},$$

де $H_2 = 148 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H розташовані на одному боці відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме додатне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH :

$$i_{1H}^* = \frac{O1}{OH} = \frac{148}{18,2} = 8,132,$$

де $O1 = 148$ мм, $OH = 18,2$ мм – довжини відрізків $O1$ та OH на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H} - i_{1H}^*}{i_{1H}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{8,125 - 8,132}{8,125} \right| \cdot 100 = 0,086\% .$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,086\%$, що є в межах допустимого значення.

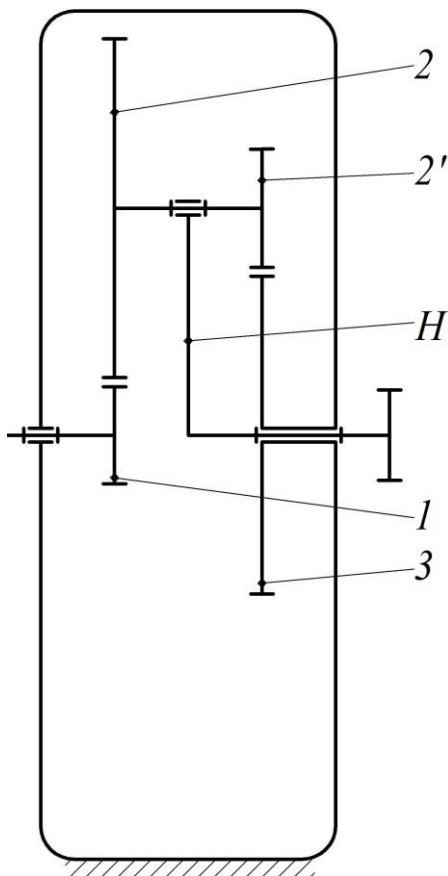


Рис. 7.13. Кінематична схема планетарного редуктора

Приклад 7.6. Спроекувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.13); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 25$, $z_2 = 82$, $z_{2'} = 30$, $z_3 = 77$; модуль

зубчастого зачеплення $m = 3 \text{ мм}$; кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 25 \text{ рад/с}$.

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділительних кіл коліс:

$$\begin{aligned}d_1 &= m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ мм}; \\d_2 &= m \cdot z_2 = 3 \cdot 82 = 246 \text{ мм}; \\d_{2'} &= m \cdot z_{2'} = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм}; \\d_3 &= m \cdot z_3 = 3 \cdot 77 = 231 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора за формулою Р. Вілліса:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_{2'}} = 1 - (-1)^2 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_{2'}} = 1 - \frac{82 \cdot 77}{25 \cdot 30} = -7,4187,$$

де $n = 2$ – кількість зовнішніх зачеплень у планетарному редукторі.

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} + \frac{d_{2'}}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} + \frac{m \cdot z_{2'}}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_{2'} \rightarrow 25 + 82 = 77 + 30 \rightarrow 107 = 107.$$

Умова виконується.

Оскільки в заданому планетарному редукторі використовується блок сателітів, за умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів кожного ряду:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0) \quad \text{та} \quad (z_3 + z_{2'}) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (z_{2'} + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k_1 та k_2 – кількість сателітів першого та другого рядів відповідно.

Підставляючи в попередні вирази кількість зубів z_1 , z_2 , $z_{2'}$ та z_3 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість за умови, що вони не будуть дотикатися:

$$(25 + 82) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (82 + 2 \cdot 1,0); \quad k_1 = 1, 2, 3;$$

$$(77 + 30) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (30 + 2 \cdot 1,0); \quad k_2 = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10.$$

Для першого перерізу максимально-можлива кількість сателітів для заданого редуктора становить $k_1 = 3$, а для другого перерізу – $k_2 = 10$. Оскільки сателіти першого і другого перерізу утворюють один блок сателітів і закріплюються на одному водилі, їх кількість повинна бути однаковою. Тому максимально-можливу кількість сателітів беремо рівною їх максимальному спільному значенню $k = 3$.

Для заданого редуктора за умовою складання уточнюємо кількість сателітів:

$$\frac{z_1 \cdot z_2' - z_2 \cdot z_3}{k \cdot B_{22'}} = A,$$

де A – повинно бути ціле число, $B_{22'}$ – найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_2 та z_2' сателітів.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_1 , z_2 , z_2' та z_3 , найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_2 та z_2' сателітів $B_{22'} = 2$, а також можливу кількість сателітів k , знайдених із умови сусідства, визначаємо реальну кількість сателітів:

$$k = 1 \quad \frac{25 \cdot 30 - 82 \cdot 77}{1 \cdot 2} = -2782;$$

$$k = 2 \quad \frac{25 \cdot 30 - 82 \cdot 77}{2 \cdot 2} = -1391;$$

$$k = 3 \quad \frac{25 \cdot 30 - 82 \cdot 77}{3 \cdot 2} = -927,333.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$ та $k = 2$.

З вищенаведених умов вибираємо кількість сателітів $k = 2$. Будуємо в масштабі 1:4 планетарний редуктор та його переріз по лініях $A - A$ та $B - B$ (рис. 7.14).

Далі будуємо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.15) проводимо

відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає закон зміни лінійних швидкостей точок першого колеса, а пряма aB – другого колеса (блоку сателітів), оскільки точка B є центром миттєвого обертання другого колеса в його абсолютному русі і відповідно швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку C проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці c з продовженням прямої aB ; лінія Cc відображає лінійну швидкість точки C водила, а лінія Oc відображає закон зміни лінійних швидкостей точок водила H . Також можна визначити напрям і величину швидкості крайньої точки D блоку сателітів. Для цього її зносимо горизонтальною лінією до перетину з продовженням прямої aB ; отриманий вектор Dd відображає лінійну швидкість точки D блоку сателітів.

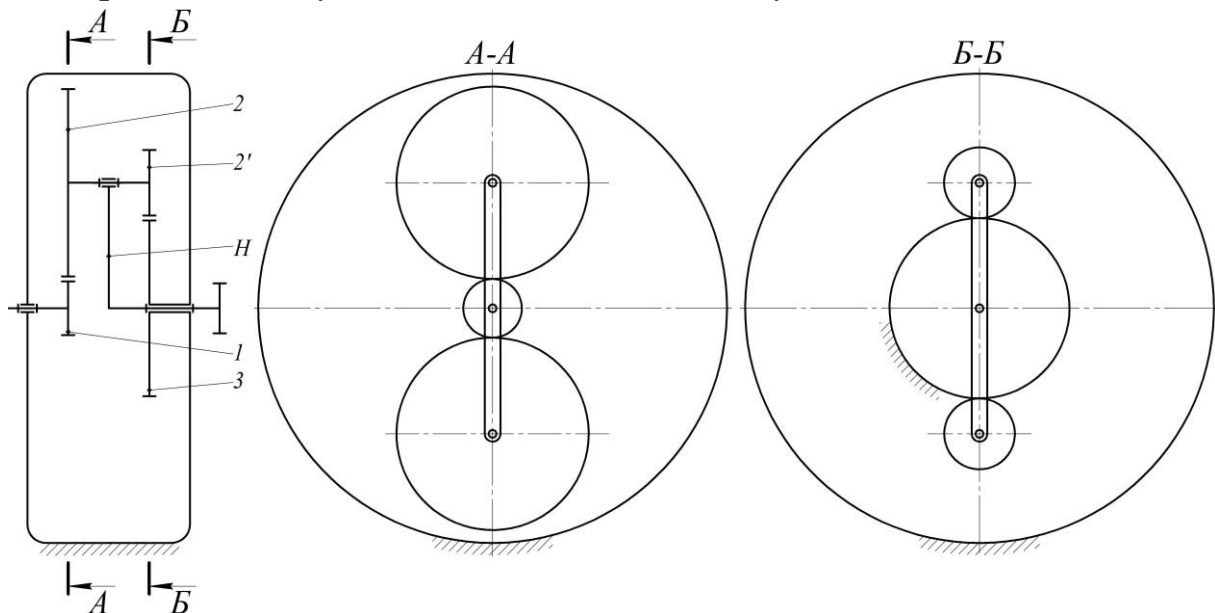


Рис. 7.14. Планетарний редуктор у перерізі

Після побудови картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора будуємо картину кутових швидкостей ланок цього ж редуктора (рис. 7.15). Для цього нижче картини лінійних швидкостей відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB та Oc , до перетину їх в точках 1, 2 та H з горизонтальною лінією, проведеною через точку O . Відрізки $O1$, $O2$ та OH відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки (блоку сателітів) та водила відповідно в певному масштабі.

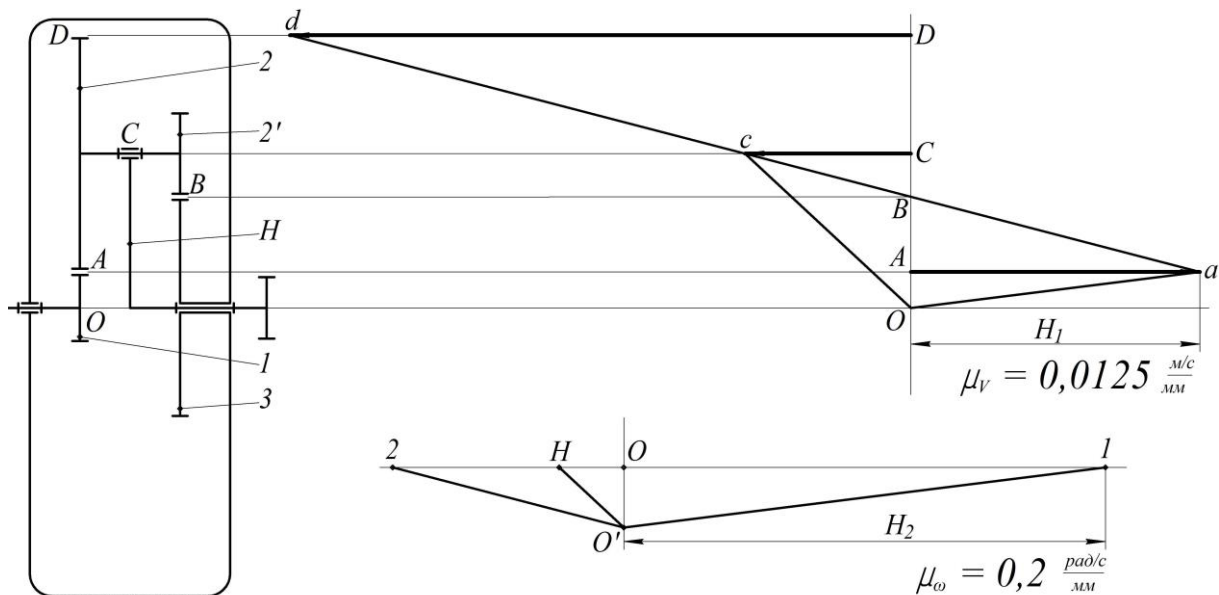


Рис. 7.15. Побудова картин лінійних та кутових швидкостей планетарного редуктора

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_V = \frac{V_A}{H_1} = \frac{0,9375}{75} = 0,0125 \frac{м/с}{мм},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 25 \cdot \frac{0,075}{2} = 0,9375 \frac{м}{с}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 75 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A першого колеса, $\omega_1 = 25 \frac{рад}{с}$ – кутова швидкість першого колеса, $d_1 = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{25}{125} = 0,2 \frac{рад/с}{мм},$$

де $H_2 = 125 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H розташовані по різні сторони відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме від'ємне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH :

$$i_{1H}^* = -\frac{O1}{OH} = -\frac{125}{16,8} = -7,44,$$

де $O1 = 125$ мм, $OH = 16,8$ мм – довжини відрізків $O1$ та OH на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H} - i_{1H}^*}{i_{1H}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{(-7,4187) - (-7,44)}{(-7,4187)} \right| \cdot 100 = 0,29\%.$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,29\%$, що є в межах допустимого значення.

Приклад 7.7. Спроектувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

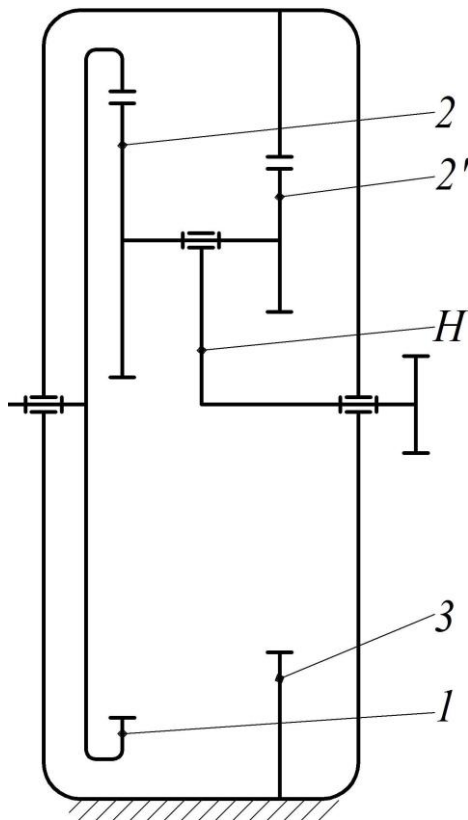


Рис. 7.16. Кінематична схема планетарного редуктора

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.16); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 405$, $z_2 = 265$, $z_{2'} = 45$, $z_3 = 185$; модуль зубчастого зачеплення $m = 1$ мм; кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 20$ рад/с.

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділільних кіл коліс:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1 \cdot 405 = 405 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1 \cdot 265 = 265 \text{ мм};$$

$$d_{2'} = m \cdot z_{2'} = 1 \cdot 45 = 45 \text{ мм};$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 1 \cdot 185 = 185 \text{ мм}.$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора за формулою Р. Вілліса:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} = 1 - (-1)^0 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} = 1 - \frac{265 \cdot 185}{405 \cdot 45} = -1,69,$$

де $n = 0$ – кількість зовнішніх зачеплень у планетарному редукторі.

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

$$\frac{d_1}{2} - \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2'}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} - \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} - \frac{m \cdot z_2'}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 - z_2 = z_3 - z_2' \rightarrow 405 + 265 = 185 - 45 \rightarrow 140 = 140.$$

Умова виконується.

Оскільки в заданому планетарному редукторі використовується блок сателітів, за умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів кожного ряду:

$$(z_1 - z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0) \quad \text{та} \quad (z_3 - z_2') \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (z_2' + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k_1 та k_2 – кількість сателітів першого та другого рядів відповідно.

Підставляючи в попередні вирази кількість зубів z_1 , z_2 , z_2' та z_3 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість за умови, що вони не будуть дотикатися:

$$(405 - 265) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (265 + 2 \cdot 1,0); \quad k_1 = 1;$$

$$(185 - 45) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (45 + 2 \cdot 1,0); \quad k_2 = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9.$$

Для першого перерізу максимально-можлива кількість сателітів для заданого редуктора становить $k_1 = 1$, а для другого перерізу – $k_2 = 9$. Оскільки сателіти першого і другого перерізу утворюють один блок сателітів і закріплюються на одному водилі, їх кількість повинна бути однаковою. Тому максимально-можливу кількість сателітів

беремо такою, що дорівнює їх максимальному спільному значенню, тобто вибираємо один сателіт $k = 1$.

Оскільки для заданого редуктора підбрано лише один сателіт, умову складання для нього не перевіряємо.

Якщо, при інших значеннях можливої кількості сателітів, необхідно уточнити кількість сателітів, то вираз умови складання для такого редуктора буде такий же, як і в прикладі 7.6.

З вищенаведених умов вибираємо кількість сателітів $k = 1$. Будуємо планетарний редуктор та його переріз по лініях $A-A$ в масштабі 1:4 та $B-B$ в масштабі 1:2 (рис. 7.17).

Далі будуємо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.18) проводимо відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає закон зміни лінійних швидкостей точок першого колеса, а пряма aB – другого колеса (блоку сателітів), оскільки точка B є центром миттєвого обертання другого колеса в його абсолютному русі і відповідно швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку C проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці c з продовженням прямої aB ; лінія Cc відображає лінійну швидкість точки C водила, а лінія Oc відображає закон зміни лінійних швидкостей точок водила H .

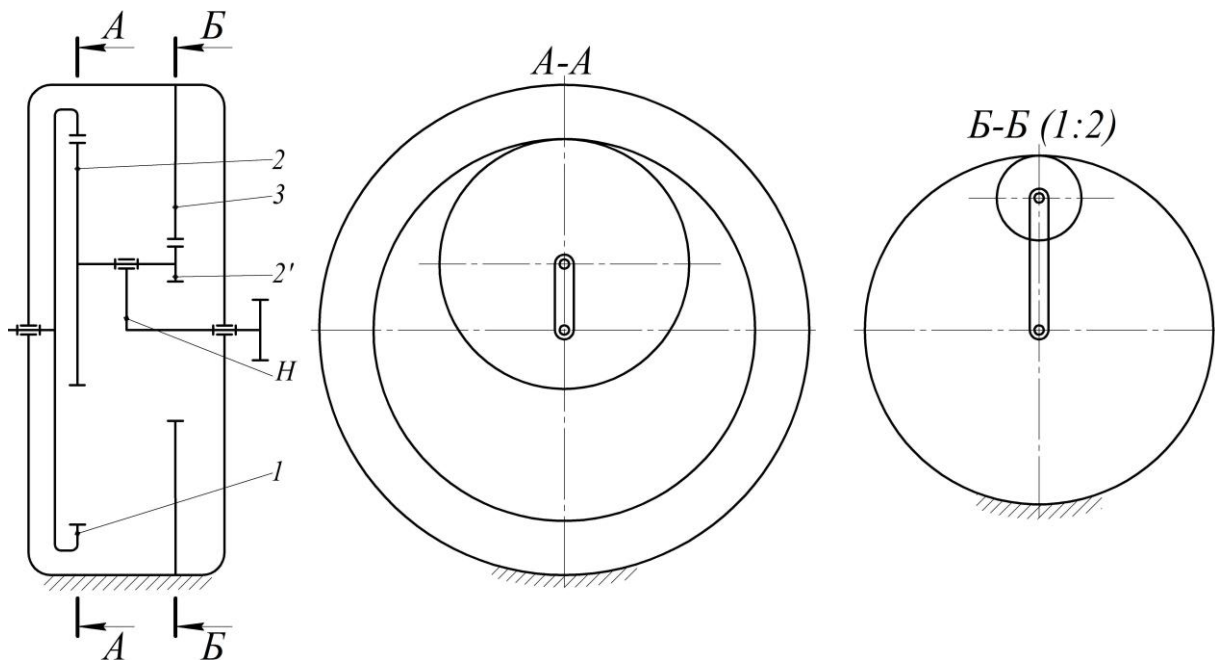


Рис. 7.17. Планетарний редуктор у перерізі

Після побудови картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора будують картину кутових швидкостей ланок цього ж редуктора (рис. 7.18). Для цього нижче картини лінійних швидкостей відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB та Oc , до перетину їх в точках 1, 2 та H з горизонтальною лінією, проведеною через точку O . Відрізки $O1$, $O2$ та OH відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки (блоку сателітів) та водила відповідно в певному масштабі.

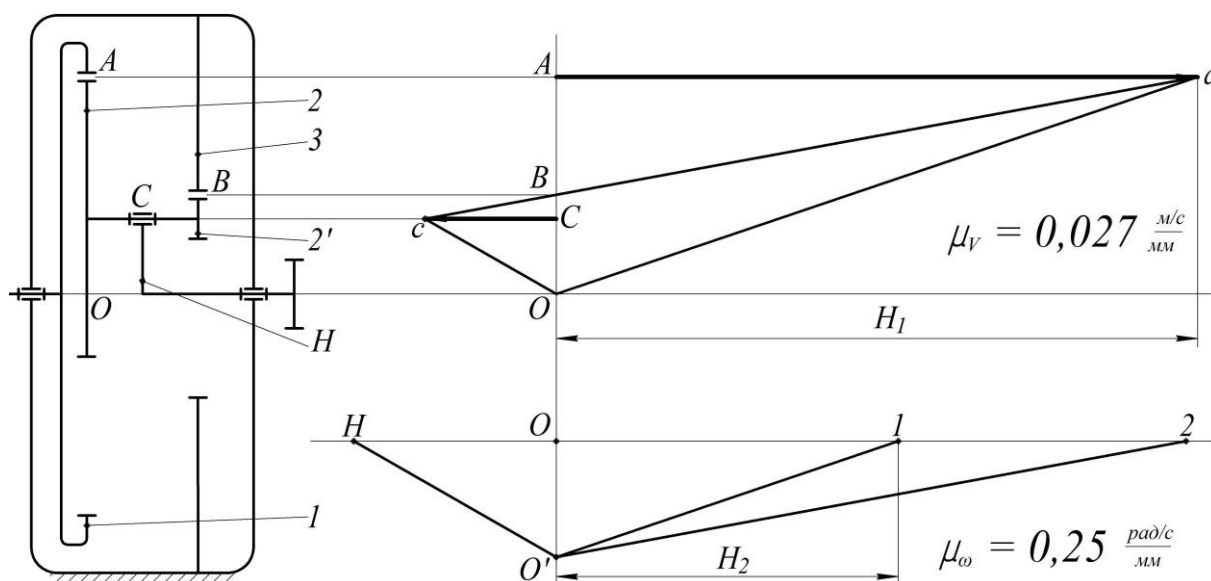


Рис. 7.18. Побудова картин лінійних та кутових швидкостей планетарного редуктора

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_V = \frac{V_A}{H_1} = \frac{4,05}{150} = 0,027 \frac{m/c}{mm},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 20 \cdot \frac{0,405}{2} = 4,05 \text{ м/с}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 150 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A першого колеса, $\omega_1 = 20 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість першого колеса, $d_1 = 405 \text{ мм} = 0,405 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_{\omega} = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{20}{80} = 0,25 \frac{\text{рад}/\text{с}}{\text{мм}},$$

де $H_2 = 80 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H розташовані по різні сторони відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме від'ємне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH :

$$i_{1H}^* = -\frac{O1}{OH} = -\frac{80}{47,2} = -1,695,$$

де $O1 = 80 \text{ мм}$, $OH = 47,2 \text{ мм}$ – довжини відрізків $O1$ та OH на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H} - i_{1H}^*}{i_{1H}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{(-1,69) - (-1,695)}{(-1,69)} \right| \cdot 100 = 0,29\% .$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,29\%$, що є в межах допустимого значення.

Приклад 7.8. Спроекувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.19); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 17$, $z_2 = 34$, $z_3 = 85$; $z_4 = 25$, $z_5 = 30$, $z_6 = 85$, модуль зубчастого зачеплення $m = 4 \text{ мм}$; кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 15 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$.

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділительних кіл коліс:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 17 = 68 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 34 = 136 \text{ мм};$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 4 \cdot 85 = 340 \text{ мм};$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм};$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 4 \cdot 30 = 120 \text{ мм};$$

$$d_6 = m \cdot z_6 = 4 \cdot 85 = 340 \text{ мм}.$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора. Оскільки заданий планетарний редуктор є двоступеневим, його передаточне відношення визначається добутком передаточних відношень кожної ступені. За формулою Р. Вілліса визначаємо передаточні відношення кожної ступені редуктора:

– першої ступені:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{85}{17} = 6,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у першій ступені;

– другої ступені:

$$i_{4H_1} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_6}{z_4} = 1 + \frac{85}{25} = 4,4,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у другій ступені.

Визначаємо загальне передаточне відношення:

$$i_{1H_1} = i_{1H} \cdot i_{4H_1} = 6 \cdot 4,4 = 26,4.$$

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

– першої ступені:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} - \frac{m \cdot z_2}{2}.$$

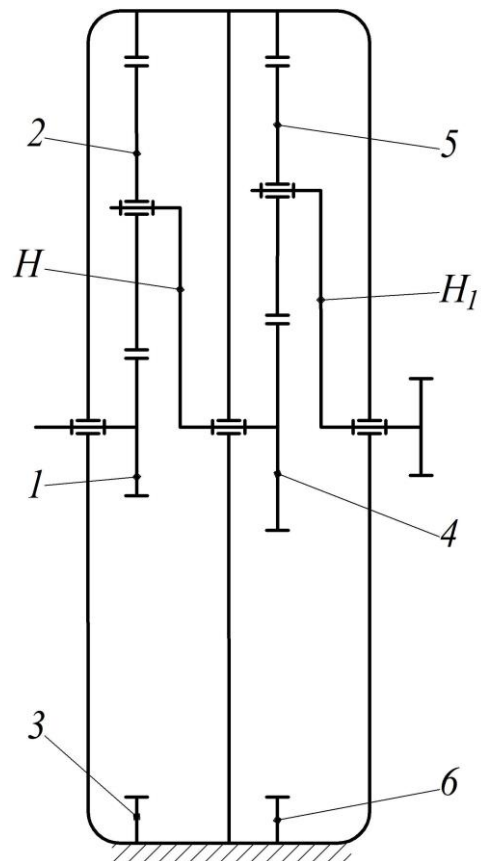


Рис. 7.19. Кінематична схема планетарного редуктора

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \rightarrow 17 + 34 = 85 - 34 \rightarrow 51 = 51.$$

Умова виконується.

– другої ступені:

$$\frac{d_4}{2} + \frac{d_5}{2} = \frac{d_6}{2} - \frac{d_5}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_4}{2} + \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{m \cdot z_6}{2} - \frac{m \cdot z_5}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_4 + z_5 = z_6 - z_5 \rightarrow 25 + 30 = 85 - 30 \rightarrow 55 = 55.$$

Умова виконується.

За умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів:

– першої ступені:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k – кількість сателітів.

Підставляючи в попередній вираз кількість зубів z_1 та z_2 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(17 + 34) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (34 + 2 \cdot 1,0); \quad k = 1, 2, 3, 4.$$

Підставивши кількість сателітів $k = 5$ нерівність не виконується. Отже, максимально-можлива кількість сателітів для першої ступені редуктора складає $k = 4$.

– другої ступені:

$$(z_4 + z_5) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (z_5 + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k – кількість сателітів.

Підставляючи в попередній вираз кількість зубів z_4 та z_5 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(25 + 30) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (30 + 2 \cdot 1,0); \quad k = 1, 2, 3, 4, 5.$$

Підставивши кількість сателітів $k = 6$ нерівність не виконується. Отже, максимально-можлива кількість сателітів для другої ступені редуктора складає $k = 5$.

Визначаємо умову складання редуктора. Оскільки редуктор має дві ступені, умову складання кожної ступені визначаємо окремо.

Перша ступень:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = A,$$

де A – повинно бути ціле число.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_1 та z_3 , а також можливу кількість сателітів k визначених із умови сусідства, визначаємо реальну кількість сателітів:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{17 + 85}{1} = 102;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{17 + 85}{2} = 51;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{17 + 85}{3} = 34;$$

$$k = 4 \Rightarrow \frac{17 + 85}{4} = 25,5.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$, $k = 2$ та $k = 3$.

Друга ступень:

$$\frac{z_4 + z_6}{k} = A,$$

де A – повинно бути ціле число.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_4 та z_6 , а також можливу кількість сателітів k визначених із умови сусідства, визначаємо реальну кількість сателітів:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{25 + 85}{1} = 110;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{25 + 85}{1} = 55;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{25 + 85}{3} = 36,667;$$

$$k = 4 \Rightarrow \frac{25 + 85}{4} = 27,5;$$

$$k = 5 \Rightarrow \frac{25 + 85}{5} = 22;$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$, $k = 2$ та $k = 5$.

З вищенаведених умов для першої ступені редуктора вибираємо кількість сателітів $k = 3$, а для другої ступені – $k = 5$. Будуємо в масштабі 1:2,5 планетарний редуктор та його переріз по лініях $A - A$ та $B - B$ (рис. 7.20).

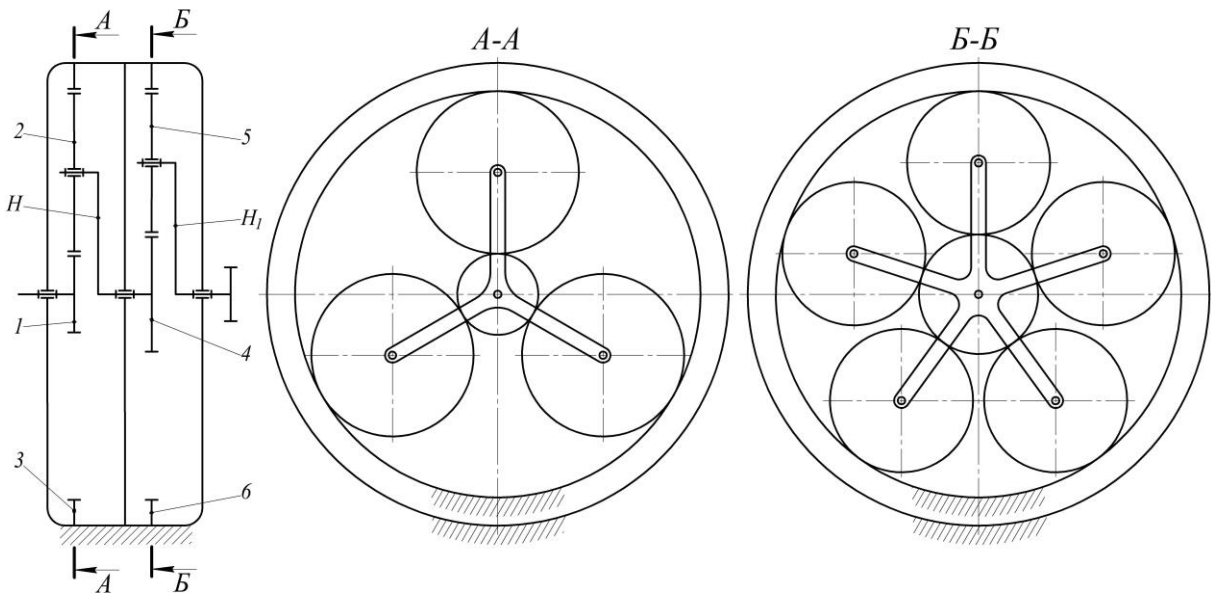


Рис. 7.20. Планетарний редуктор у перерізі

Далі будуюмо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.21) проводимо відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає закон зміни лінійних швидкостей точок першого колеса, а пряма aB – другого колеса (сателіта), оскільки точка B є центром миттєвого обертання другого колеса в його абсолютному русі і, відповідно,

швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку C проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці c з прямою aB ; лінія Cc відображає лінійну швидкість точки C водила H , а лінія Oc відображає закон зміни лінійних швидкостей точок цього водила.

Оскільки водило H та четверте зубчасте колесо з'єднані жорстко, то вони здійснюють обертальний рух з однаковою кутовою швидкістю. Тоді вектор лінійної швидкості точки D зубчастого колеса 4 буде вектор проведений через цю точку до перетину її у точці d із лінією Oc . Точку d з'єднуємо з точкою E прямою лінією. Пряма dE відображає закон зміни лінійних швидкостей точок п'ятого колеса, оскільки точка E є центром миттєвого обертання п'ятого колеса в його абсолютному русі і, відповідно, швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку F проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці f з прямою dE ; лінія Ff відображає лінійну швидкість точки F водила H_1 , а лінія Of відображає закон зміни лінійних швидкостей точок цього водила.

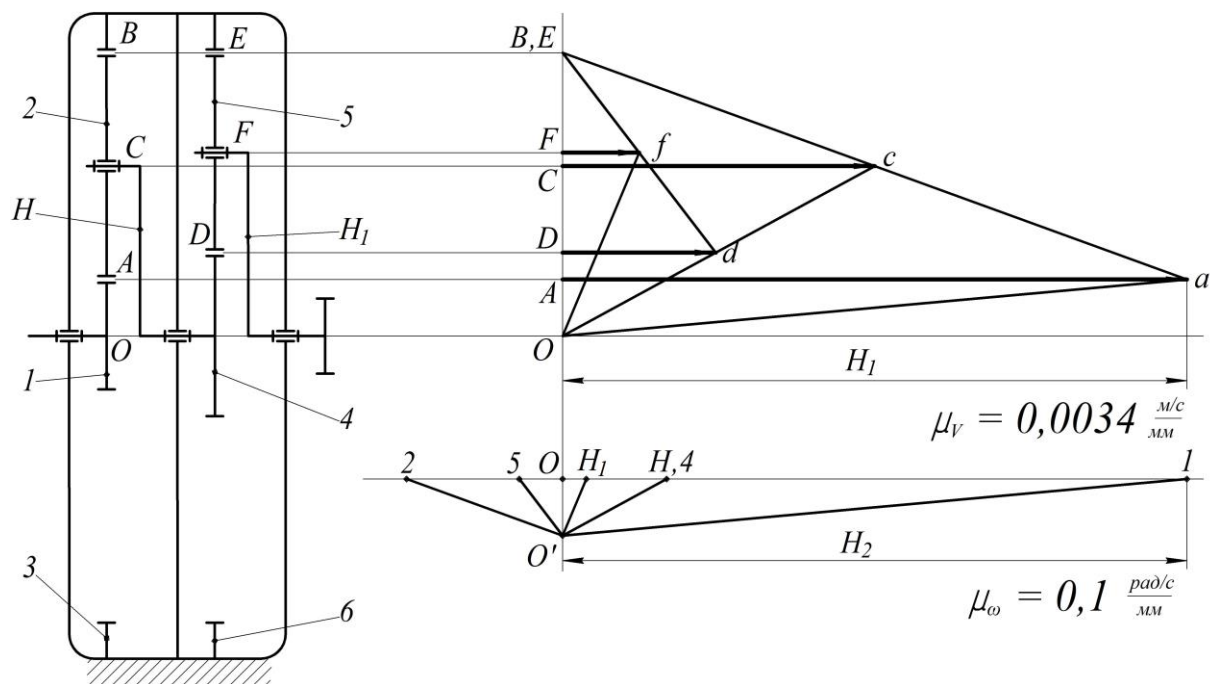


Рис. 7.21. Побудова картин лінійних та кутових швидкостей планетарного редуктора

Після побудови картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора будуюмо картину кутових швидкостей ланок цього ж редуктора (рис. 7.21). Для цього нижче картини лінійних швидкостей

відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB , Oc , dE та Of до перетину їх в точках 1, 2, H_4 , 5 та H_1 з горизонтальною лінією, проведеною через точку O . Відрізки $O1$, $O2$, OH_4 , $O5$ та OH_1 відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки, водила H , п'ятої ланки та водила H_1 відповідно в певному масштабі.

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_V = \frac{V_A}{H_1} = \frac{0,51}{150} = 0,0034 \frac{м/с}{мм},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 15 \cdot \frac{0,068}{2} = 0,51 \text{ м/с}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 150 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A першого колеса, $\omega_1 = 15 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість першого колеса, $d_1 = 68 \text{ мм} = 0,068 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{15}{150} = 0,1 \frac{рад/с}{мм},$$

де $H_2 = 150 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H_1 розташовані на одному боці відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме додатне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH_1 :

$$i_{1H_1}^* = \frac{O1}{OH_1} = \frac{150}{5,7} = 26,316,$$

де $O1 = 150 \text{ мм}$, $OH_1 = 5,7 \text{ мм}$ – довжини відрізків $O1$ та OH_1 на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H_1} - i_{1H_1}^*}{i_{1H_1}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{26,4 - 26,316}{26,4} \right| \cdot 100 = 0,32\% .$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,785\%$, що є в межах допустимого значення.

Приклад 7.9. Спроектувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.22); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 23$, $z_2 = 41$, $z_3 = 105$; $z_4 = 20$, $z_5 = 50$, $z_{5'} = 40$, $z_6 = 110$, модуль зубчастого зачеплення $m = 3$ мм; кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 20 \text{ рад/с}$.

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділільних кіл коліс:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 41 = 123 \text{ мм};$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 3 \cdot 105 = 315 \text{ мм};$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм};$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 3 \cdot 50 = 150 \text{ мм};$$

$$d_{5'} = m \cdot z_{5'} = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм};$$

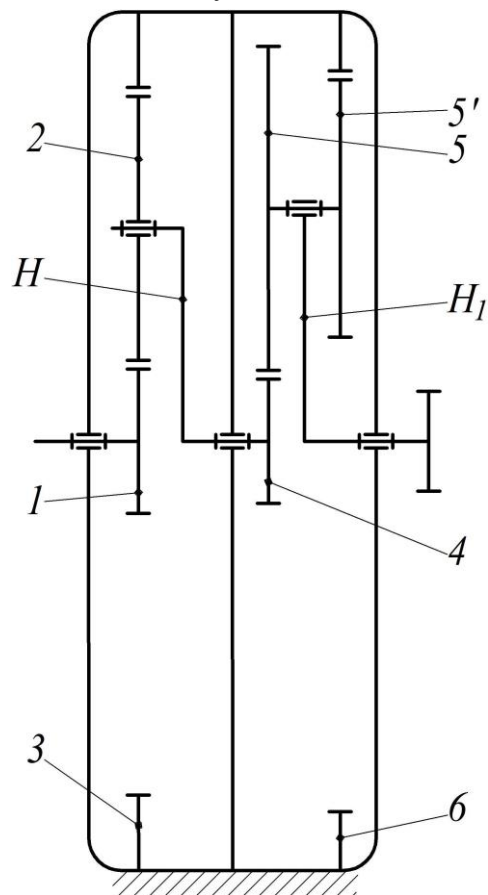


Рис. 7.22. Кінематична схема планетарного редуктора

$$d_6 = m \cdot z_6 = 3 \cdot 110 = 330 \text{ мм.}$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора. Оскільки заданий планетарний редуктор є двоступеневим, його передаточне відношення визначається добутком передаточних відношень кожної ступені. За формулою Р. Вілліса визначаємо передаточні відношення кожної ступені редуктора:

– першої ступені:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{105}{23} = 5,565,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у першій ступені;

– другої ступені:

$$i_{4H_1} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5'} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5'} = 1 + \frac{50 \cdot 110}{20 \cdot 40} = 7,875,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у другій ступені.

Визначаємо загальне передаточне відношення:

$$i_{1H_1} = i_{1H} \cdot i_{4H_1} = 5,565 \cdot 7,875 = 43,824.$$

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

– першої ступені:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} - \frac{m \cdot z_2}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \rightarrow 23 + 41 = 105 - 41 \rightarrow 64 = 64.$$

Умова виконується.

– другої ступені:

$$\frac{d_4}{2} + \frac{d_5}{2} = \frac{d_6}{2} - \frac{d_5'}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_4}{2} + \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{m \cdot z_6}{2} - \frac{m \cdot z_5'}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_4 + z_5 = z_6 - z_5' \rightarrow 20 + 50 = 110 - 40 \rightarrow 70 = 70.$$

Умова виконується.

За умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів:

– першої ступені:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k – кількість сателітів.

Підставляючи в попередній вираз кількість зубів z_1 та z_2 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(23 + 41) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (41 + 2 \cdot 1,0); \quad k = 1, 2, 3, 4.$$

Підставивши кількість сателітів $k = 5$ нерівність не виконується. Отже, максимально-можлива кількість сателітів для першої ступені редуктора складає $k = 4$.

– другої ступені:

Оскільки в другій ступені планетарного редуктора використовується блок сателітів, за умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів кожного ряду:

$$(z_4 + z_5) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (z_5 + 2 \cdot f_0) \quad \text{та} \quad (z_6 - z_{5'}) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (z_{5'} + 2 \cdot f_0),$$

де k_1 та k_2 – кількість сателітів першого та другого рядів відповідно.

Підставляючи в попередні вирази кількість зубів z_4 , z_5 , $z_{5'}$ та z_6 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(20 + 50) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (50 + 2 \cdot 1,0); \quad k_1 = 1, 2, 3;$$

$$(110 - 40) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (40 + 2 \cdot 1,0); \quad k_2 = 1, 2, 3, 4.$$

Для першого перерізу максимально-можлива кількість сателітів для заданого редуктора становить $k_1 = 3$, а для другого перерізу – $k_2 = 4$. Оскільки сателіти першого і другого перерізу утворюють один блок сателітів і закріплюються на одному водилі, їх кількість повинна

бути однаковою. Тому максимально-можливу кількість сателітів приймаємо рівною їх максимальному спільному значенню $k = 3$.

Визначаємо умову складання редуктора. Оскільки редуктор має дві ступені, умову складання кожної ступені визначаємо окремо.

Перша ступень:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = A,$$

де A – повинно бути ціле число.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_1 та z_3 , а також можливу кількість сателітів k визначених із умови сусідства, визначаємо реальну кількість сателітів:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{23 + 105}{1} = 128;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{23 + 105}{2} = 64;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{23 + 105}{3} = 42,667;$$

$$k = 4 \Rightarrow \frac{23 + 105}{4} = 32.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$, $k = 2$ та $k = 4$.

Друга ступень:

$$\frac{z_4 \cdot z_{5'} + z_5 \cdot z_6}{k \cdot B_{55'}} = A,$$

де A – повинно бути ціле число, $B_{55'}$ – найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_5 та $z_{5'}$ сателітів.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_4 , z_5 , $z_{5'}$ та z_6 , найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_5 та $z_{5'}$ сателітів $B_{55'} = 10$, а також можливу кількість сателітів k , визначених із умови сусідства, визначаємо їх реальну кількість:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{20 \cdot 40 + 50 \cdot 110}{1 \cdot 10} = 630;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{20 \cdot 40 + 50 \cdot 110}{2 \cdot 10} = 315;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{20 \cdot 40 + 50 \cdot 110}{1 \cdot 10} = 210.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$, $k = 2$ та $k = 3$.

З вищенаведених умов для першої ступені редуктора вибираємо кількість сателітів $k = 4$, а для другої ступені – $k = 3$. Будемо в масштабі 1:2,5 планетарний редуктор та його переріз по лініях $A-A$, $B-B$ та $B-B$ (рис. 7.23).

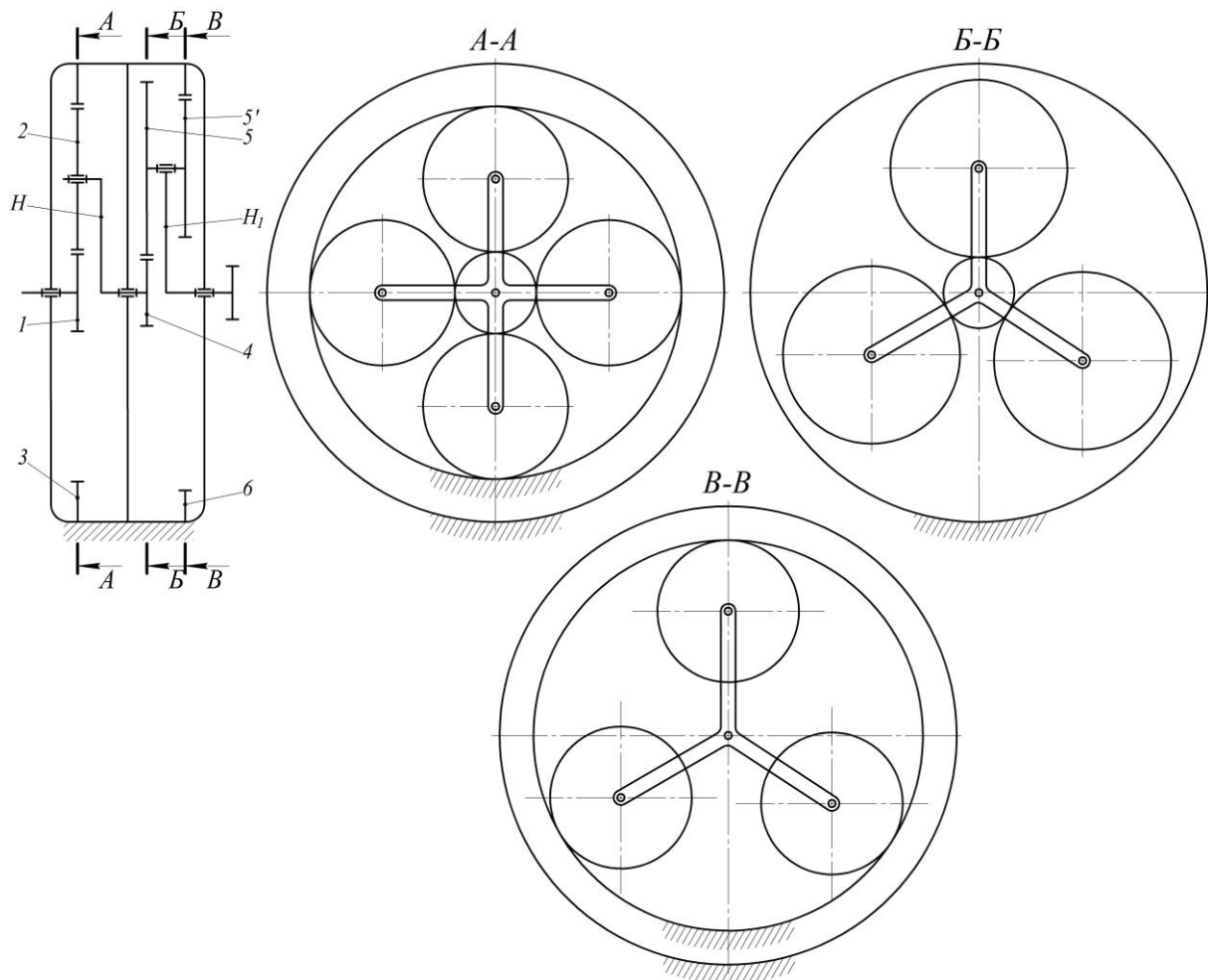


Рис. 7.23. Планетарний редуктор у перерізі

Далі будемо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.24) проводимо відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає

редуктора (рис. 7.24). Для цього нижче картини лінійних швидкостей відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB , Oc , dE та Of до перетину їх в точках 1, 2, H_4 , 5 та H_1 з горизонтальною лінією, проведеною через точку O . Відрізки $O1$, $O2$, OH_4 , $O5$ та OH_1 відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки, водила H , п'ятої ланки та водила H_1 відповідно в певному масштабі.

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_V = \frac{V_A}{H_1} = \frac{0,69}{200} = 0,00345 \frac{м/с}{мм},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 20 \cdot \frac{0,069}{2} = 0,69 \text{ м/с}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 200 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A першого колеса, $\omega_1 = 20 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість першого колеса, $d_1 = 69 \text{ мм} = 0,069 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{20}{200} = 0,1 \frac{рад/с}{мм},$$

де $H_2 = 200 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H_1 розташовані на одному боці відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме додатне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH_1 :

$$i_{1H_1}^* = \frac{O1}{OH_1} = \frac{200}{4,6} = 43,48,$$

де $O1 = 200 \text{ мм}$, $OH_1 = 4,6 \text{ мм}$ – довжини відрізків $O1$ та OH_1 на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H_1} - i_{1H_1}^*}{i_{1H_1}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{43,824 - 43,48}{43,824} \right| \cdot 100 = 0,785\% .$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,785\%$, що є в межах допустимого значення.

Приклад 7.10. Спроекувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.25); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 25$, $z_2 = 60$, $z_3 = 145$; $z_4 = 18$, $z_5 = 66$, $z_{5'} = 24$, $z_6 = 60$, модуль зубчастого зачеплення $m = 4$ мм; кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 15 \text{ рад/с}$.

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділільних кіл коліс:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 60 = 240 \text{ мм};$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 4 \cdot 145 = 580 \text{ мм};$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 4 \cdot 18 = 72 \text{ мм};$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 4 \cdot 66 = 264 \text{ мм};$$

$$d_{5'} = m \cdot z_{5'} = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм};$$

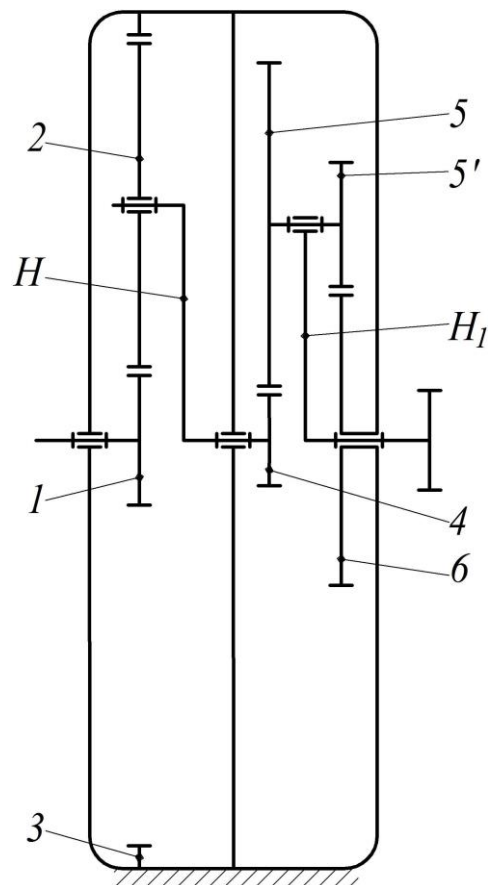


Рис. 7.25. Кінематична схема планетарного редуктора

$$d_6 = m \cdot z_6 = 4 \cdot 60 = 240 \text{ мм.}$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора. Оскільки заданий планетарний редуктор є двоступеневим, його передаточне відношення визначається добутком передаточних відношень кожної ступені. За формулою Р. Вілліса визначаємо передаточні відношення кожної ступені редуктора:

– першої ступені:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{145}{25} = 6,8,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у першій ступені;

– другої ступені:

$$i_{4H_1} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5'} = 1 - (-1)^2 \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5'} = 1 - \frac{66 \cdot 60}{18 \cdot 24} = -8,167,$$

де $n = 2$ – кількість зовнішніх зачеплень у другій ступені.

Визначаємо загальне передаточне відношення:

$$i_{1H_1} = i_{1H} \cdot i_{4H_1} = 6,8 \cdot (-8,167) = -55,533.$$

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

– першої ступені:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} - \frac{m \cdot z_2}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \rightarrow 25 + 60 = 145 - 60 \rightarrow 85 = 85.$$

Умова виконується.

– другої ступені:

$$\frac{d_4}{2} + \frac{d_5}{2} = \frac{d_6}{2} + \frac{d_5'}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_4}{2} + \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{m \cdot z_6}{2} + \frac{m \cdot z_5'}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_4 + z_5 = z_6 + z_5' \rightarrow 18 + 66 = 60 + 24 \rightarrow 84 = 84.$$

Умова виконується.

За умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів:

– першої ступені:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k – кількість сателітів.

Підставляючи в попередній вираз кількість зубів z_1 та z_2 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(25 + 60) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (60 + 2 \cdot 1,0); \quad k = 1, 2, 3.$$

Підставивши кількість сателітів $k = 4$ нерівність не виконується. Отже, максимально-можлива кількість сателітів для першої ступені редуктора складає $k = 3$.

– другої ступені:

Оскільки в другій ступені планетарного редуктора використовується блок сателітів, за умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів кожного ряду:

$$(z_4 + z_5) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (z_5 + 2 \cdot f_0) \quad \text{та} \quad (z_6 + z_{5'}) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (z_{5'} + 2 \cdot f_0),$$

де k_1 та k_2 – кількість сателітів першого та другого рядів відповідно.

Підставляючи в попередні вирази кількість зубів z_4 , z_5 , $z_{5'}$ та z_6 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(18 + 66) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (66 + 2 \cdot 1,0); \quad k_1 = 1, 2, 3;$$

$$(60 + 24) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (24 + 2 \cdot 1,0); \quad k_2 = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9.$$

Для першого перерізу максимально-можлива кількість сателітів для заданого редуктора становить $k_1 = 3$, а для другого перерізу – $k_2 = 9$. Оскільки сателіти першого і другого перерізу утворюють один блок сателітів і закріплюються на одному водилі, їх кількість повинна бути однаковою. Тому максимально-можливу кількість сателітів приймаємо рівною їх максимальному спільному значенню $k = 3$.

Визначаємо умову складання редуктора. Оскільки редуктор має дві ступені, умову складання кожної ступені визначаємо окремо.

Перша ступень:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = A,$$

де A – повинно бути ціле число.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_1 та z_3 , а також можливу кількість сателітів k визначених із умови сусідства, визначаємо реальну кількість сателітів:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{25 + 145}{1} = 170;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{25 + 145}{2} = 85;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{25 + 145}{3} = 56,667.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$ та $k = 2$.

Друга ступень:

$$\frac{z_4 \cdot z_{5'} - z_5 \cdot z_6}{k \cdot B_{55'}} = A,$$

де A – повинно бути ціле число, $B_{55'}$ – найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_5 та $z_{5'}$ сателітів.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_4 , z_5 , $z_{5'}$ та z_6 , найбільше значення спільного дільника для кількості зубів z_5 та $z_{5'}$ сателітів $B_{55'} = 6$, а також можливу кількість сателітів k , визначених із умови сусідства, визначаємо їх реальну кількість:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{18 \cdot 24 - 66 \cdot 60}{1 \cdot 6} = -588;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{18 \cdot 24 - 66 \cdot 60}{2 \cdot 6} = -294;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{18 \cdot 24 - 66 \cdot 60}{1 \cdot 6} = -196.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$, $k = 2$ та $k = 3$.

З вищенаведених умов для першої ступені редуктора вибираємо кількість сателітів $k = 2$, а для другої ступені – $k = 3$. Будуємо в масштабі 1:4 планетарний редуктор та його переріз по лініях $A-A$, $B-B$ та $B-B$ (рис. 7.26).

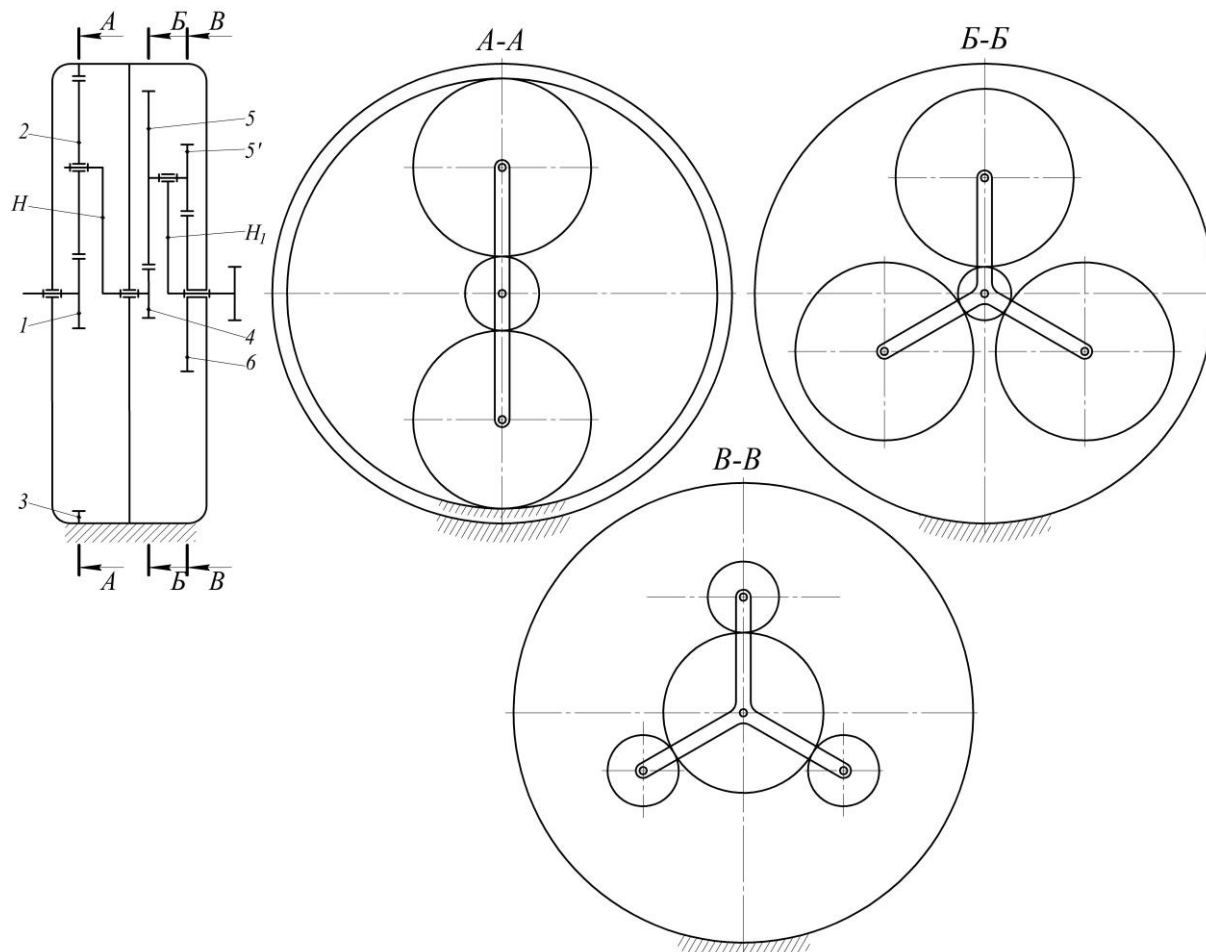


Рис. 7.26. Планетарний редуктор у перерізі

Далі будуюмо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.27) проводимо відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає закон зміни лінійних швидкостей точок першого колеса, а пряма aB – другого колеса (сателіта), оскільки точка B є центром миттєвого обертання другого колеса в його абсолютному русі і, відповідно, швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку C проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці c з прямою aB ; лінія Cc

відображає лінійну швидкість точки C водила H , а лінія Oc відображає закон зміни лінійних швидкостей точок цього водила.

Оскільки водило H та четверте зубчасте колесо з'єднані жорстко, то вони здійснюють обертальний рух з однаковою кутовою швидкістю. Тоді вектор лінійної швидкості точки D зубчастого колеса 4 буде вектор проведений через цю точку до перетину її у точці d із лінією Oc . Точку d з'єднуємо з точкою E прямою лінією. Пряма dE відображає закон зміни лінійних швидкостей точок п'ятого колеса (блоку сателітів), оскільки точка E є центром миттєвого обертання п'ятого колеса в його абсолютному русі і, відповідно, швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку F проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці f з продовженням прямої dE ; лінія Ff відображає лінійну швидкість точки F водила H_1 , а лінія Of відображає закон зміни лінійних швидкостей точок цього водила.

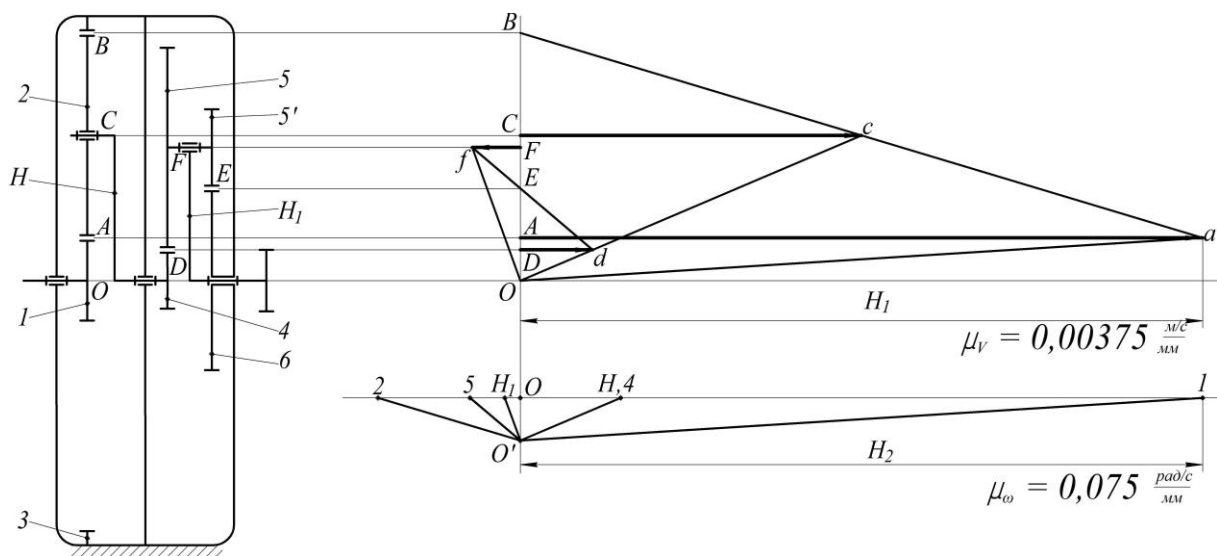


Рис. 7.27. Побудова картин лінійних та кутових швидкостей планетарного редуктора

Після побудови картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора будуємо картину кутових швидкостей ланок цього ж редуктора (рис. 7.27). Для цього нижче картини лінійних швидкостей відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB , Oc , dE та Of до перетину їх в точках 1, 2, $H,4$, 5 та H_1 з горизонтальною лінією, проведеною

через точку O . Відрізки $O1$, $O2$, OH_4 , $O5$ та OH_1 відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки, водила H , п'ятої ланки та водила H_1 відповідно в певному масштабі.

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_V = \frac{V_A}{H_1} = \frac{0,75}{200} = 0,00375 \frac{м/с}{мм},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 15 \cdot \frac{0,1}{2} = 0,75 \frac{м}{с}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 200 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A першого колеса, $\omega_1 = 15 \frac{рад}{с}$ – кутова швидкість першого колеса, $d_1 = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{15}{200} = 0,075 \frac{рад/с}{мм},$$

де $H_2 = 200 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H_1 розташовані по різні сторони відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме від'ємне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH_1 :

$$i_{1H_1}^* = -\frac{O1}{OH_1} = -\frac{200}{3,6} = -55,555,$$

де $O1 = 200 \text{ мм}$, $OH_1 = 3,6 \text{ мм}$ – довжини відрізків $O1$ та OH_1 на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H_1} - i_{1H_1}^*}{i_{1H_1}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{(-55,533) - (-55,555)}{(-55,533)} \right| \cdot 100 = 0,04\% .$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,04\%$, що є в межах допустимого значення.

Приклад 7.11. Спроекувати планетарний редуктор, визначити аналітично його передаточне відношення, побудувати переріз та картини лінійних і кутових швидкостей його елементів, визначити передаточне відношення планетарного механізму графічним методом, порівняти значення передаточних відношень планетарного механізму визначених аналітично і графічно, визначити похибку.

Вихідними даними для поставленої задачі є схема планетарного редуктора (рис. 7.28); кількість зубів його зубчастих коліс $z_1 = 98$, $z_2 = 131$, $z_3 = 360$, $z_4 = 400$, $z_5 = 274$, $z_{5'} = 22$, $z_6 = 148$, модуль зубчастого зачеплення $m = 1,5$ мм; кутова швидкість ведучої ланки (першого колеса) $\omega_1 = 20$ рад/с.

Для заданого планетарного редуктора визначаємо діаметри ділильних кіл коліс:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1,5 \cdot 98 = 147 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1,5 \cdot 131 = 196,5 \text{ мм};$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 1,5 \cdot 360 = 540 \text{ мм};$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 1,5 \cdot 400 = 600 \text{ мм};$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 1,5 \cdot 274 = 411 \text{ мм};$$

$$d_{5'} = m \cdot z_{5'} = 1,5 \cdot 22 = 33 \text{ мм};$$

$$d_6 = m \cdot z_6 = 1,5 \cdot 148 = 222 \text{ мм}.$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора. Оскільки заданий планетарний редуктор є двоступеневим, його передаточне відношення визначається добутком передаточних відно-

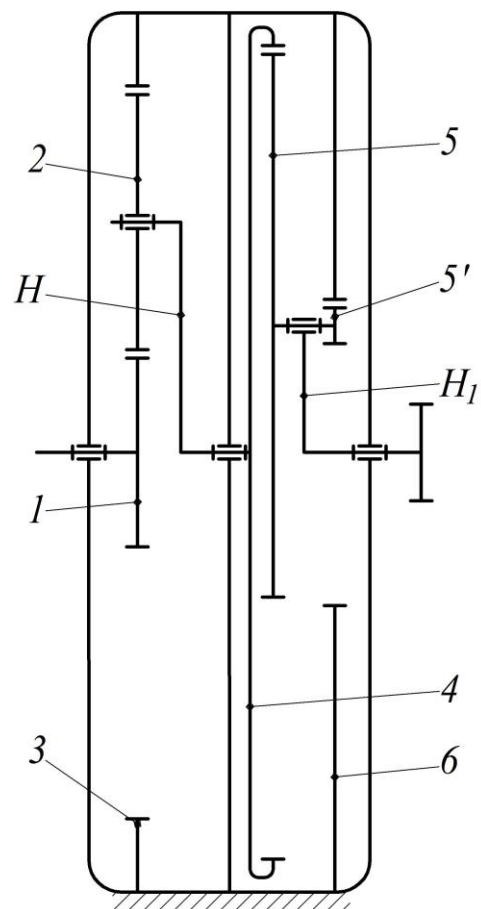


Рис. 7.28. Кінематична схема планетарного редуктора

шень кожної ступені. За формулою Р. Вілліса визначаємо передаточні відношення кожної ступені редуктора:

– першої ступені:

$$i_{1H} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = 1 - (-1)^1 \cdot \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{360}{98} = 4,673,$$

де $n = 1$ – кількість зовнішніх зачеплень у першій ступені;

– другої ступені:

$$i_{4H_1} = 1 - (-1)^n \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_{5'}} = 1 - (-1)^0 \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_{5'}} = 1 - \frac{274 \cdot 148}{400 \cdot 22} = -3,608,$$

де $n = 0$ – кількість зовнішніх зачеплень у другій ступені.

Визначаємо загальне передаточне відношення:

$$i_{1H_1} = i_{1H} \cdot i_{4H_1} = 4,673 \cdot (-3,608) = -16,86.$$

Перевіряємо умову співвісності редуктора:

– першої ступені:

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m \cdot z_3}{2} - \frac{m \cdot z_2}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \rightarrow 98 + 131 = 360 - 131 \rightarrow 229 = 229.$$

Умова виконується.

– другої ступені:

$$\frac{d_4}{2} - \frac{d_5}{2} = \frac{d_6}{2} - \frac{d_{5'}}{2} \rightarrow \frac{m \cdot z_4}{2} - \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{m \cdot z_6}{2} - \frac{m \cdot z_{5'}}{2}.$$

Скоротивши кожний із елементів рівності на $\frac{m}{2}$, отримаємо:

$$z_4 - z_5 = z_6 - z_{5'} \rightarrow 400 - 274 = 148 - 22 \rightarrow 126 = 126.$$

Умова виконується.

За умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів:

– першої ступені:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (z_2 + 2 \cdot f_0),$$

де $f_0 = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки зуба; k – кількість сателітів.

Підставляючи в попередній вираз кількість зубів z_1 та z_2 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(98 + 131) \cdot \sin \frac{\pi}{k} \geq (131 + 2 \cdot 1,0); \quad k = 1, 2, 3, 4, 5.$$

Підставивши кількість сателітів $k = 6$ нерівність не виконується. Отже, максимально-можлива кількість сателітів для першої ступені редуктора складає $k = 5$.

– другої ступені:

Оскільки в другій ступені планетарного редуктора використовується блок сателітів, за умовою сусідства визначаємо максимально-можливу кількість сателітів кожного ряду:

$$(z_4 - z_5) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (z_5 + 2 \cdot f_0) \quad \text{та} \quad (z_6 - z_{5'}) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (z_{5'} + 2 \cdot f_0),$$

де k_1 та k_2 – кількість сателітів першого та другого рядів відповідно.

Підставляючи в попередні вирази кількість зубів z_4 , z_5 , $z_{5'}$ та z_6 , а також можливу кількість сателітів, визначаємо максимально-можливу їх кількість при умові, що вони не будуть дотикатися:

$$(400 - 274) \cdot \sin \frac{\pi}{k_1} \geq (274 + 2 \cdot 1,0); \quad k_1 = 1;$$

$$(148 - 22) \cdot \sin \frac{\pi}{k_2} \geq (22 + 2 \cdot 1,0);$$

$$k_2 = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16.$$

Для першого перерізу максимально-можлива кількість сателітів для заданого редуктора становить $k_1 = 1$, а для другого перерізу – $k_2 = 16$. Оскільки сателіти першого і другого перерізу утворюють один блок сателітів і закріплюються на одному водилі, їх кількість повинна бути однаковою. Тому максимально-можливу кількість сателітів приймаємо рівною їх максимальному спільному значенню $k = 1$.

Визначаємо умову складання редуктора. Оскільки редуктор має дві ступені, умову складання кожної ступені визначаємо окремо.

Перша ступень:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = A,$$

де A – повинно бути ціле число.

Підставляючи в наведений вираз кількість зубів z_1 та z_3 , а також можливу кількість сателітів k визначених із умови сусідства, визначаємо реальну кількість сателітів:

$$k = 1 \Rightarrow \frac{98 + 360}{1} = 458;$$

$$k = 2 \Rightarrow \frac{98 + 360}{2} = 229;$$

$$k = 3 \Rightarrow \frac{98 + 360}{3} = 152,667;$$

$$k = 4 \Rightarrow \frac{98 + 360}{4} = 114,5;$$

$$k = 5 \Rightarrow \frac{98 + 360}{5} = 91,6.$$

Умову складання задовольняє кількість сателітів $k = 1$ та $k = 2$.

Друга ступень:

Оскільки для другої ступені заданого редуктора підібрано лише один сателіт, умову складання для нього не перевіряємо.

Якщо, при інших значеннях можливої кількості сателітів, необхідно уточнити їх кількість, то вираз умови складання для такого редуктора буде такий же, як і в прикладі 7.10 (для другої ступені).

З вищенаведених умов для першої ступені редуктора вибираємо кількість сателітів $k = 2$, а для другої ступені – $k = 1$. Будуємо в масштабі 1:4 планетарний редуктор та його переріз по лініях $A-A$, $B-B$ та $V-V$ (рис. 7.29).

Далі будуємо картину лінійних швидкостей заданого планетарного редуктора. Для цього через точку A (рис. 7.30) проводимо відрізок Aa , який відображає лінійну швидкість V_A , і точку a з'єднуємо з точками O та B прямими лініями. Пряма Oa відображає закон зміни лінійних швидкостей точок першого колеса, а пряма aB –

другого колеса (сателіта), оскільки точка B є центром миттєвого обертання другого колеса в його абсолютному русі і, відповідно, швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку C проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці c з прямою aB ; лінія Cc відображає лінійну швидкість точки C водила H , а лінія Os відображає закон зміни лінійних швидкостей точок цього водила.

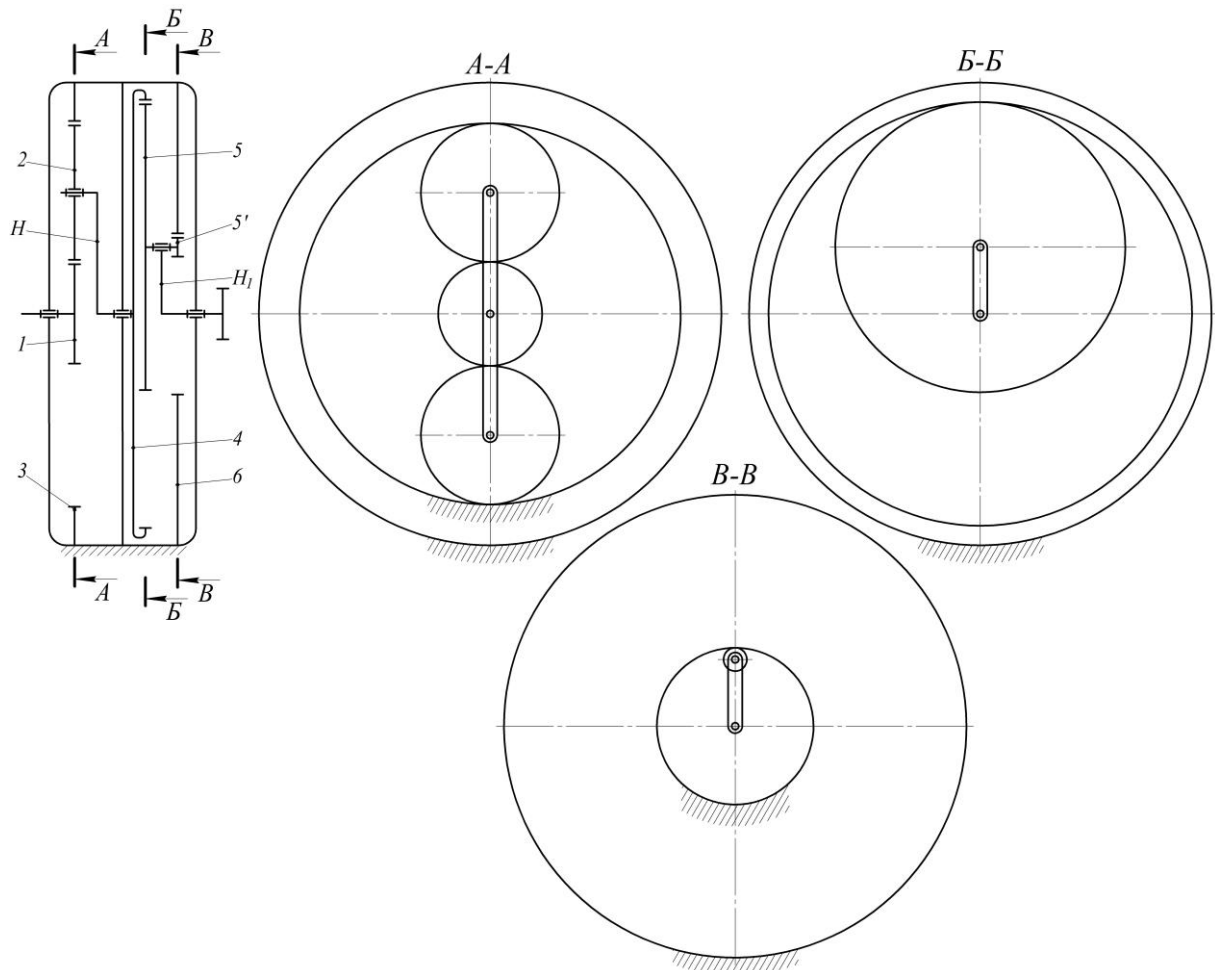


Рис. 7.29. Планетарний редуктор у перерізі

Оскільки водило H та четверте зубчасте колесо з'єднані жорстко, то вони здійснюють обертальний рух з однаковою кутовою швидкістю. Тоді вектор лінійної швидкості точки D зубчастого колеса 4 буде вектор проведений через цю точку до перетину її у точці d із продовженням лінії Os . Точку d з'єднуємо з точкою E прямою лінією. Пряма dE відображає закон зміни лінійних швидкостей точок п'ятого колеса (блоку сателітів), оскільки точка E є центром миттєвого обертання п'ятого колеса в його абсолютному русі і, відповідно, швидкість цієї точки дорівнює нулю. Через точку

F проводимо горизонтальну лінію до її перетину в точці f з продовженням прямої dE ; лінія Ff відображає лінійну швидкість точки F водила H_1 , а лінія Of відображає закон зміни лінійних швидкостей точок цього водила.

Після побудови картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора будуємо картину кутових швидкостей ланок цього ж редуктора (рис. 7.30). Для цього нижче картини лінійних швидкостей відкладаємо вертикальний відрізок OO' . Через точку O' проводимо лінії, паралельні до прямих Oa , aB , Os , dE та Of до перетину їх в точках 1, 2, $H, 4, 5$ та H_1 з горизонтальною лінією, проведеною через точку O . Відрізки $O1$, $O2$, $OH, 4, O5$ та OH_1 відображають кутові швидкості першої ланки, другої ланки, водила H , п'ятої ланки та водила H_1 відповідно в певному масштабі.

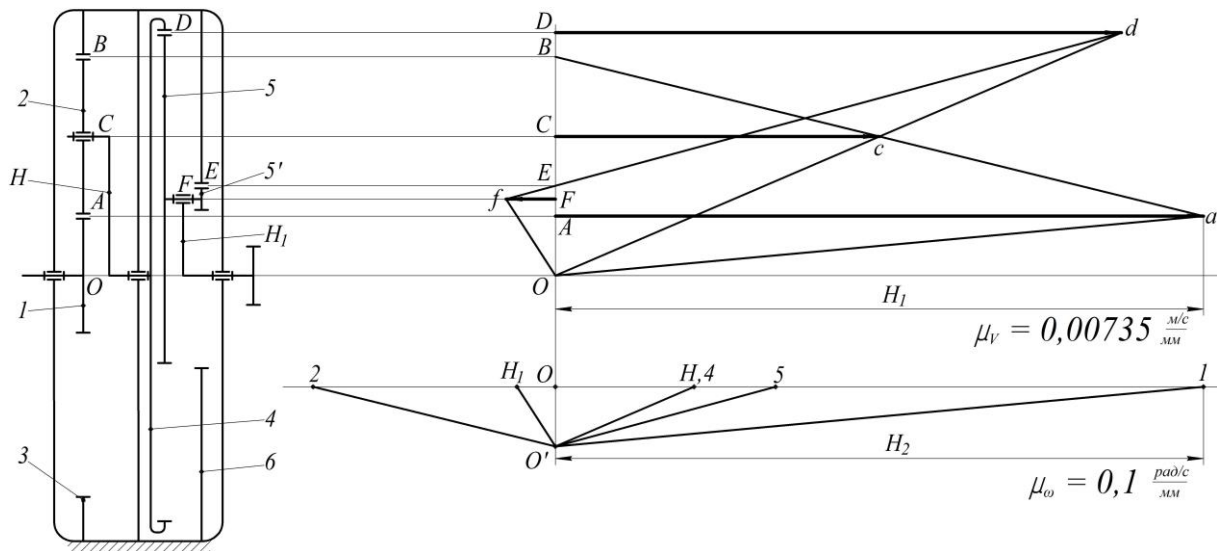


Рис. 7.30. Побудова картин лінійних та кутових швидкостей планетарного редуктора

Визначаємо масштаб картини лінійних швидкостей точок планетарного редуктора:

$$\mu_v = \frac{V_A}{H_1} = \frac{1,47}{200} = 0,00735 \frac{m/c}{mm},$$

де $V_A = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 20 \cdot \frac{0,147}{2} = 1,47 \text{ м/с}$ – швидкість точки A першого колеса, $H_1 = 200 \text{ мм}$ – відстань, що відображає швидкість точки A

першого колеса, $\omega_1 = 20 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість першого колеса,
 $d_1 = 147 \text{ мм} = 0,147 \text{ м}$ – діаметр першого колеса.

Визначаємо масштаб картини кутових швидкостей ланок планетарного редуктора:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{H_2} = \frac{20}{200} = 0,1 \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}},$$

де $H_2 = 200 \text{ мм}$ – відстань, що відображає кутову швидкість першого колеса.

Оскільки на картині кутових швидкостей точки 1 та H_1 розташовані по різні сторони відносно осі OO' , то передаточне відношення матиме від'ємне значення і визначатиметься відношенням довжин відрізків $O1$ та OH_1 :

$$i_{1H_1}^* = -\frac{O1}{OH_1} = -\frac{200}{11,9} = -16,81,$$

де $O1 = 200 \text{ мм}$, $OH_1 = 11,9 \text{ мм}$ – довжини відрізків $O1$ та OH_1 на картині кутових швидкостей.

Знайдемо похибку при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами:

$$\Delta = \left| \frac{i_{1H_1} - i_{1H_1}^*}{i_{1H_1}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{(-16,86) - (-16,81)}{(-16,86)} \right| \cdot 100 = 0,29\% .$$

Отже, похибка при визначенні передаточного відношення планетарного механізму аналітичним і графічним методами складає $\Delta = 0,29\%$, що є в межах допустимого значення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин: учебник. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
2. *Артоболевский С.И.* Теория механизмов и машин: учебное пособие. – М.: Высш. шк., 1967. – 367 с.
3. *Безвесельный Е.С.* Вопросы и задачи по теории механизмов и машин: Учебное пособие. – К.: Вища шк., 1977. – 400 с.
4. *Безвесельный Е.С.* Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах – Х.: Изд-во Харьковского ун-та, 1960. – 524 с.
5. *Вербовский Г.Г.* Теория механизмов и машин: учебное пособие. – Х.: Изд-во Харьковского ун-та, 1968. – 276 с.
6. *Кінденко М.І.* Теорія механізмів і машин: навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей всіх форм навчання. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – 82 с.
7. *Кіницький Я.Т.* Практикум з теорії механізмів і машин: Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2004. – 453 с.
8. *Кіницький Я.Т.* Теорія механізмів і машин: підручник. – К.: Наукова думка, 2002. – 662 с.
9. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин: учебное пособие. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
10. *Кореняко А.С.* Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
11. *Кореняко О.С.* Теорія механізмів і машин. – К.: Вища шк., 1987. – 206 с.
12. *Крайнев А.Ф.* Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1981. – 438 с.
13. *Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. проф. С.И. Артоболевского.* – М.: Высш. шк., 1960. – 248 с.
14. *Ловейкин В.С.* Оценка движения механизмов и машин / Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника. – 1989. – С. 16-18.
15. *Ловейкин В.С., Почка К.І.* Курсове проектування з теорії механізмів і машин: навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2010 – 240 с.

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

17. *Ловейкін В.С., Почка К.І., Кулик В.П.* Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. – Ніжин: МІЛАНІК, 2009. – 246 с.

18. *Ловейкін В.С., Почка К.І.* Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до виконання індивідуального завдання та курсового проекту. – К.: КНУБА, 2007. – 122 с.

19. *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». – К.: КНУБА, 2019 р. – 100 с.

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

21. *Марголин Ш.Ф.* Теория механизмов и машин. – Минск: Вишэйшая школа, 1968. – 359 с.

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

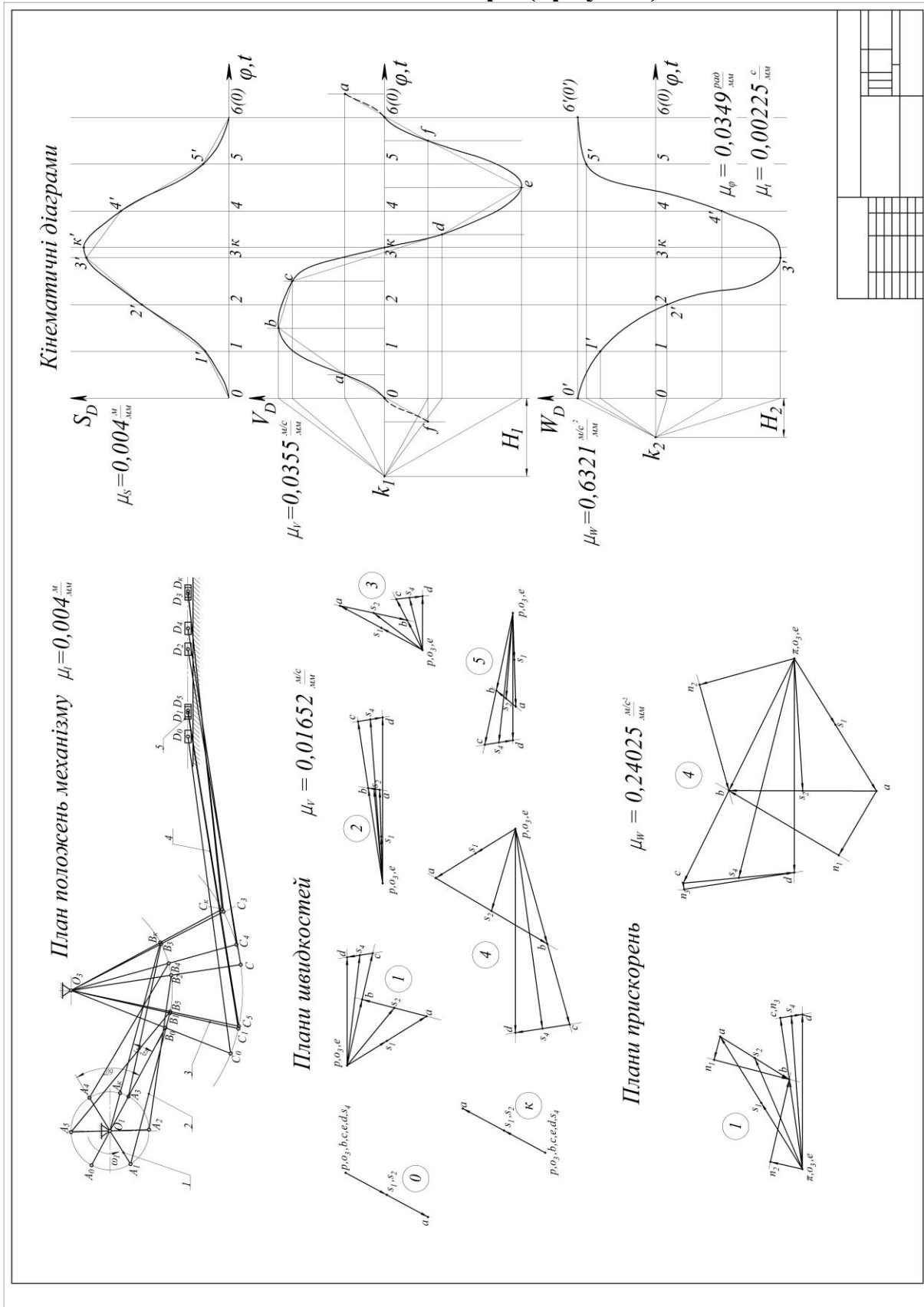
23. *Пирогов В.В., Філімоніхін Г.Б., Невдаха А.Ю.* Теорія механізмів і машин. Частина 1. – Кропивницький, ЦНТУ, 2017. – 88 с.

24. *Сукач М.К., Пелевін Л.Є.* Теорія механізмів і машин: навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2002. – 128 с.

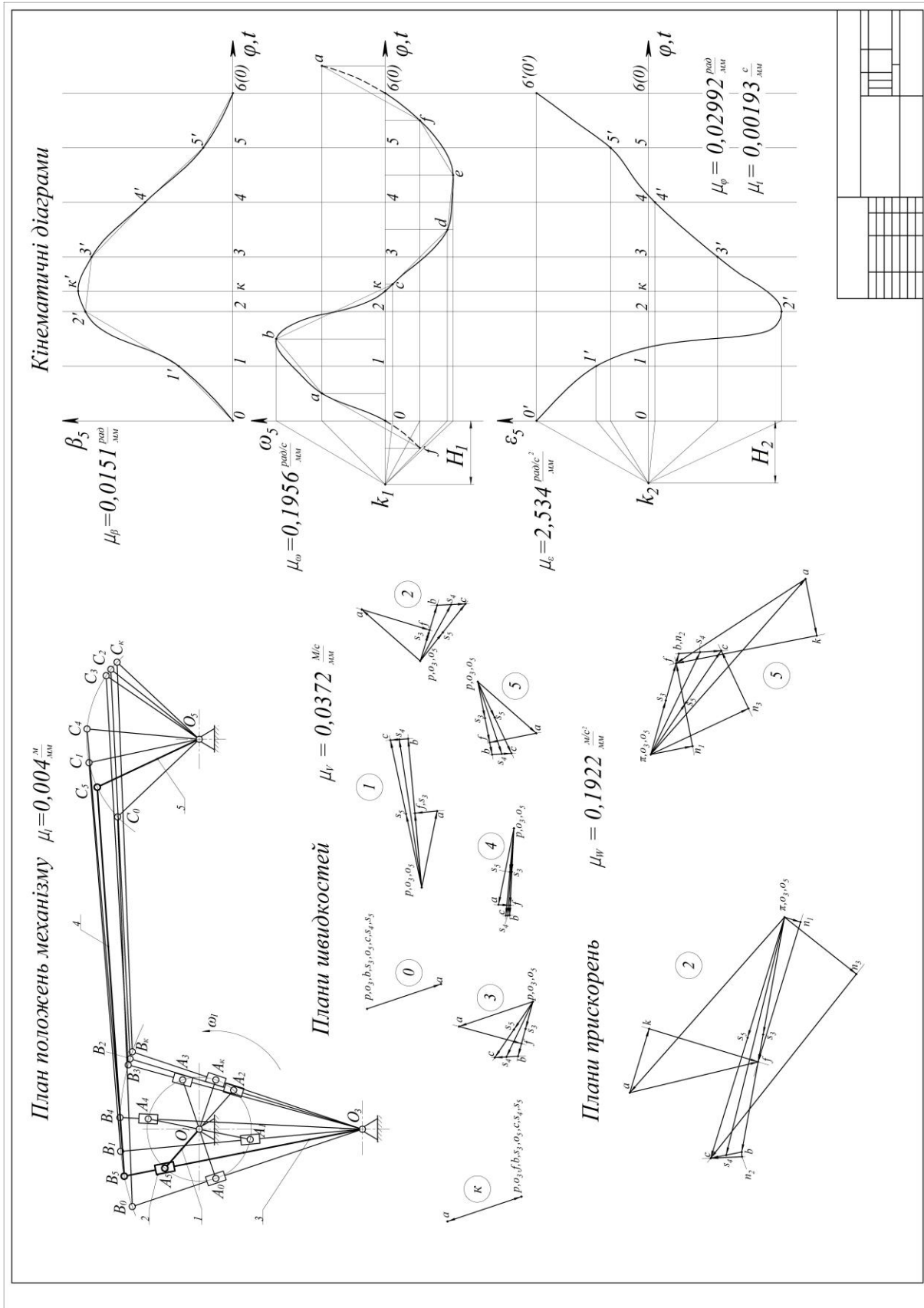
25. *Теория механизмов и машин. Проектирование / под ред. О.И. Кульбачного.* – М.: Высш. шк., 1970. – 288 с.

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

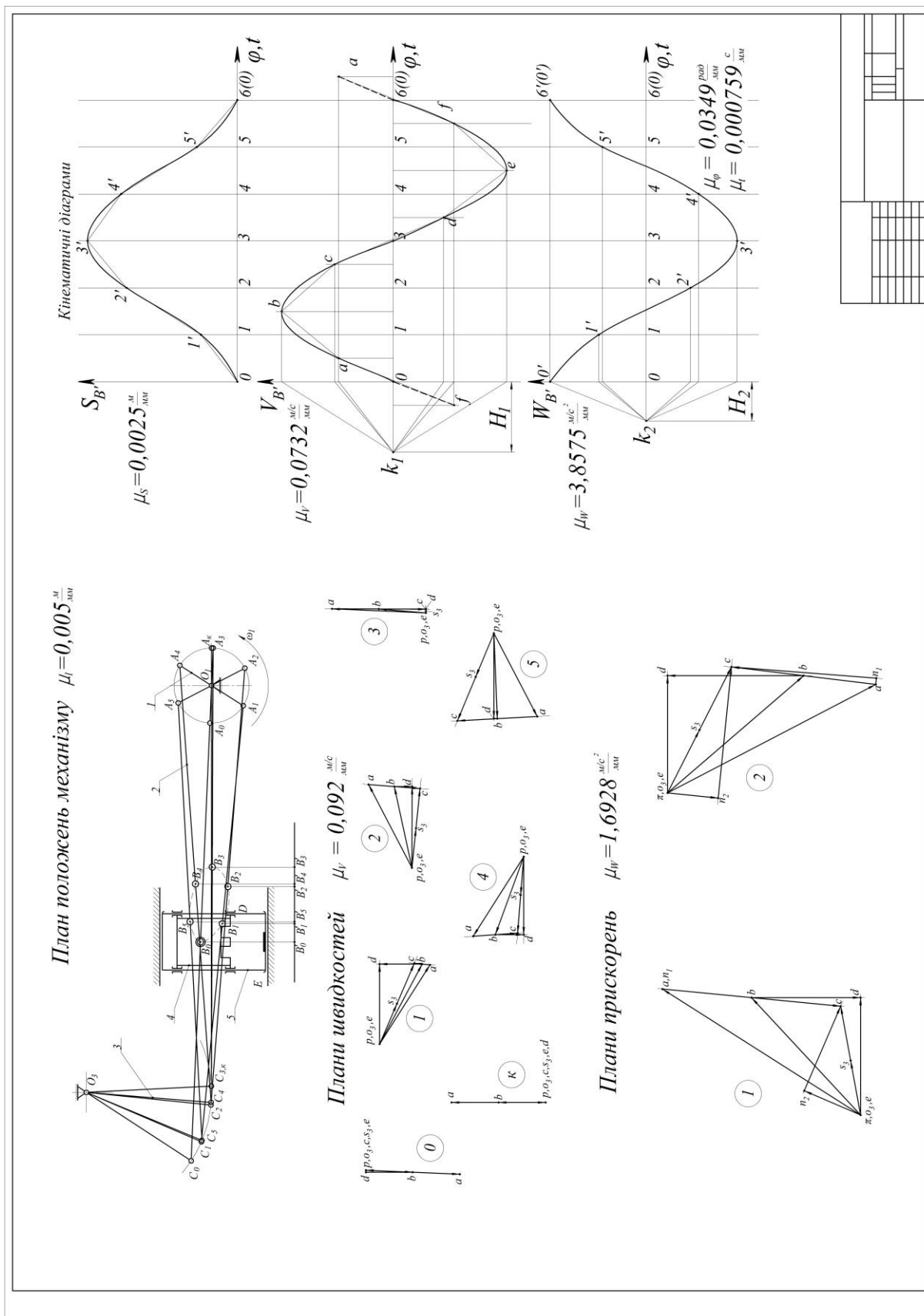
ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ АРКУШІВ
А.1. Кінематичний аналіз механізму приводу
хитного конвеєра (аркуш 1)



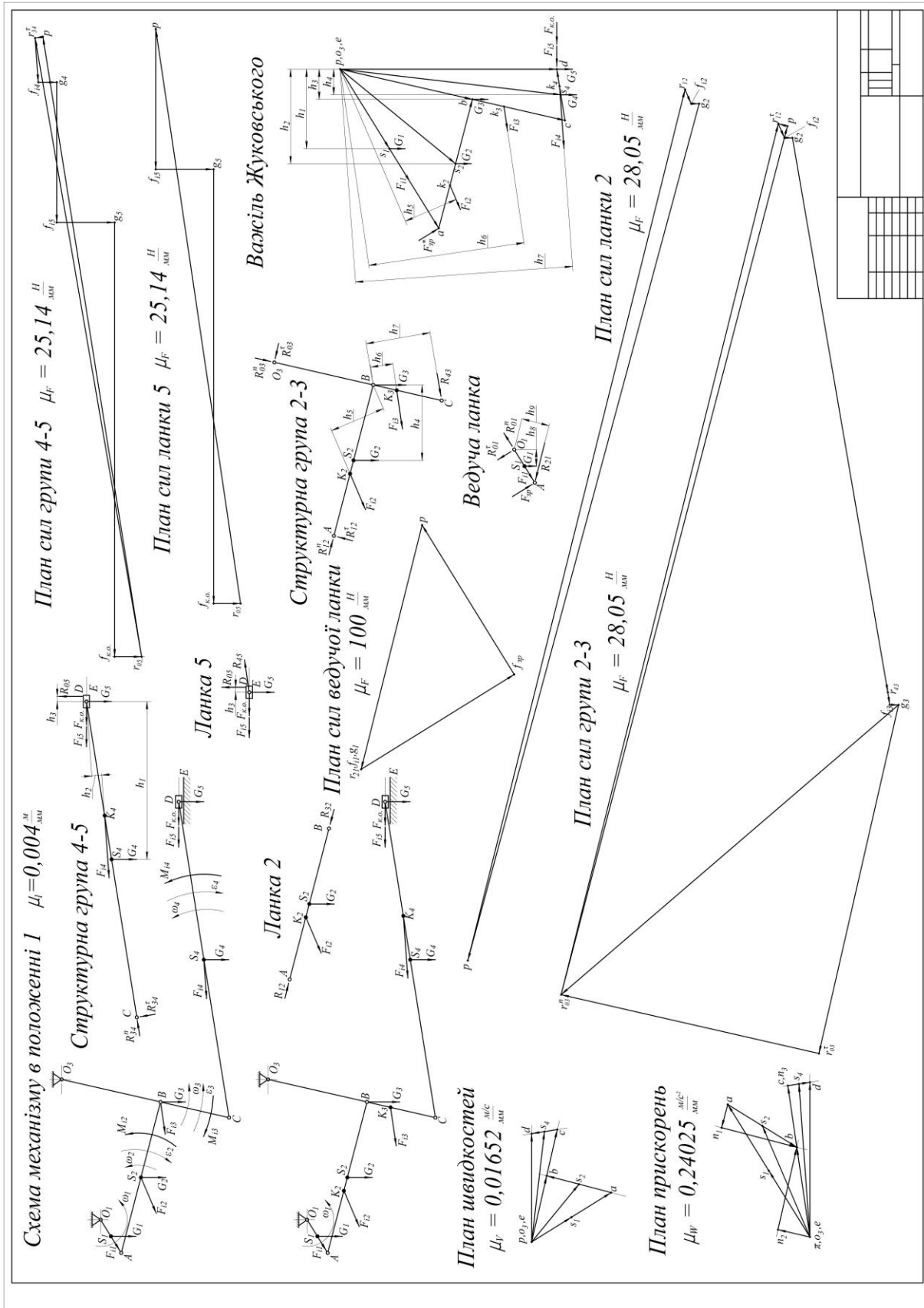
**А.2. Кінематичний аналіз механізму приводу
клапанів бетононаосу (аркуш 1)**



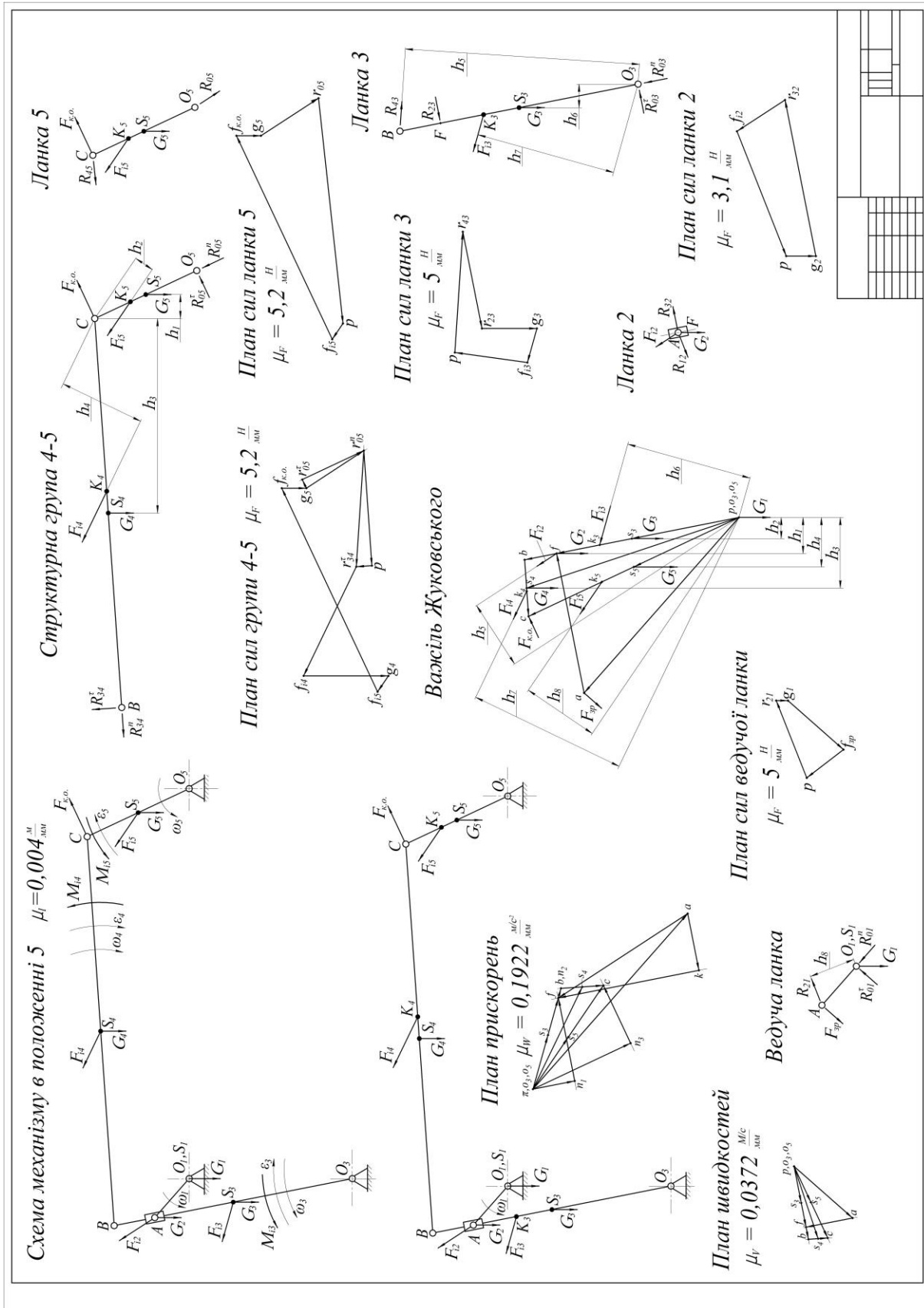
А.3. Кінематичний аналіз механізму приводу преса-автомата з плаваючим повзуном (аркуш 1)



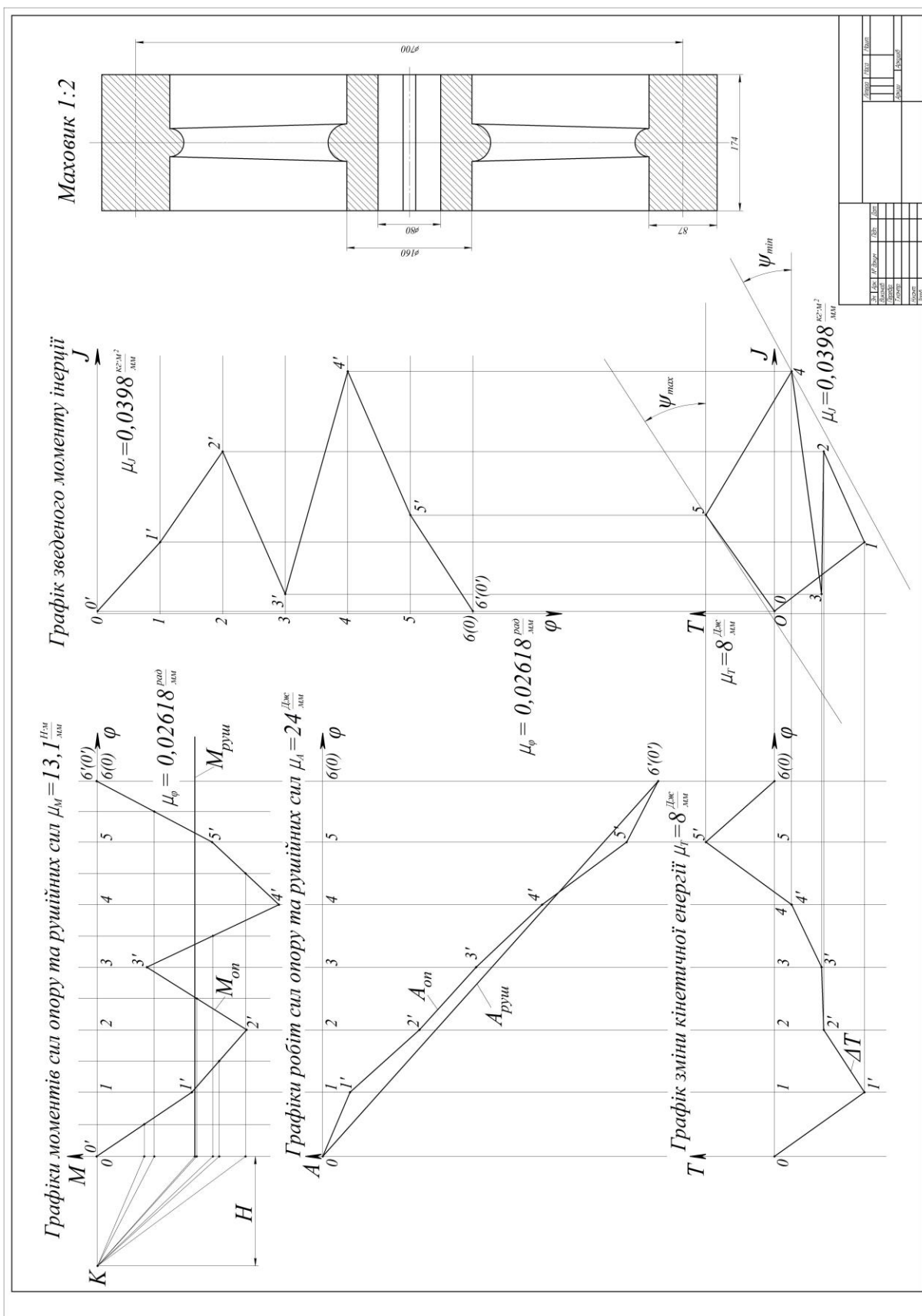
**А.4. Кінетостатичний аналіз механізму приводу
ХИТНОГО КОНВЕЄРА (аркуш 2)**



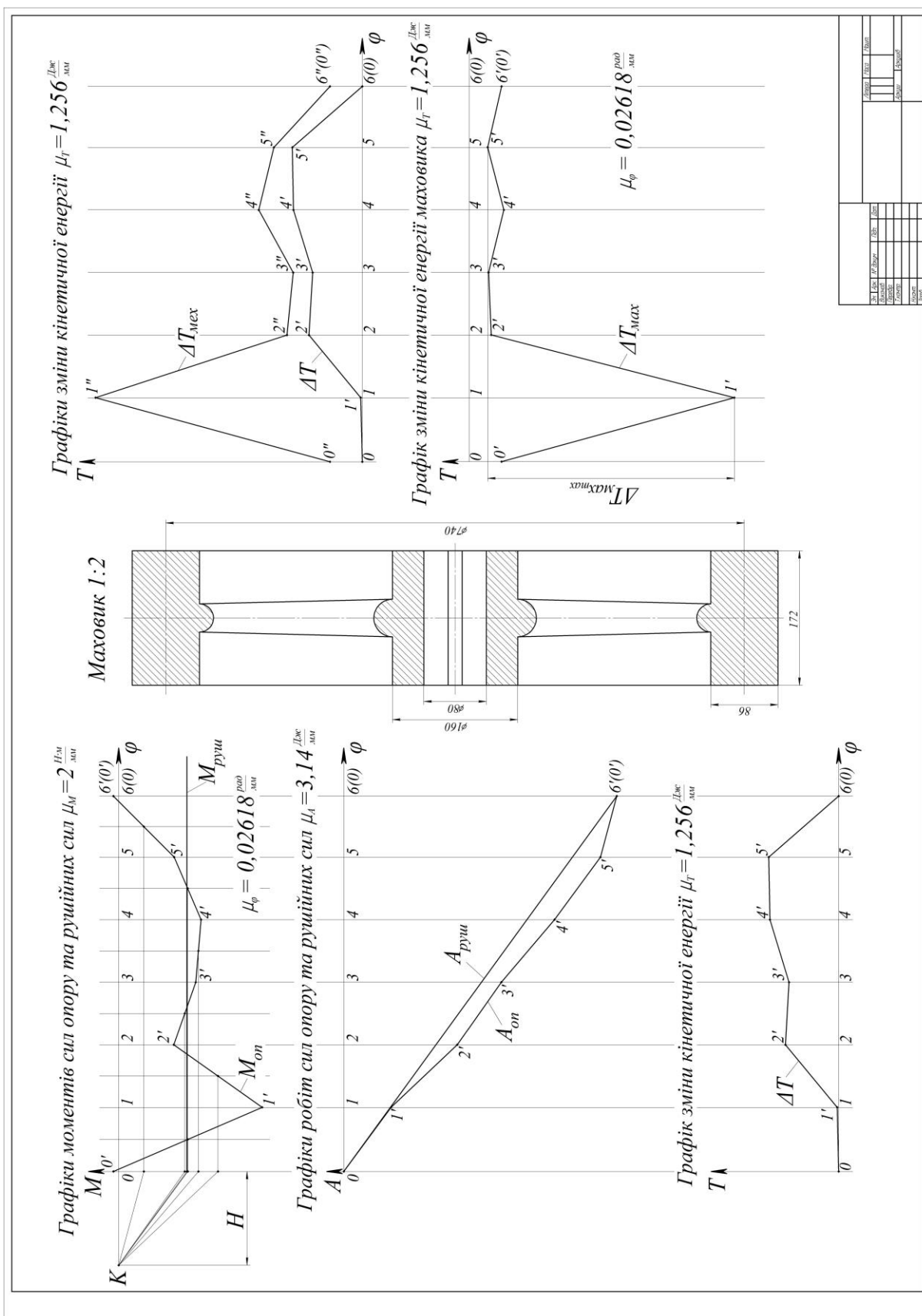
**А.5. Кінетостатичний аналіз механізму приводу
клапанів бетононаосу (аркуш 2)**



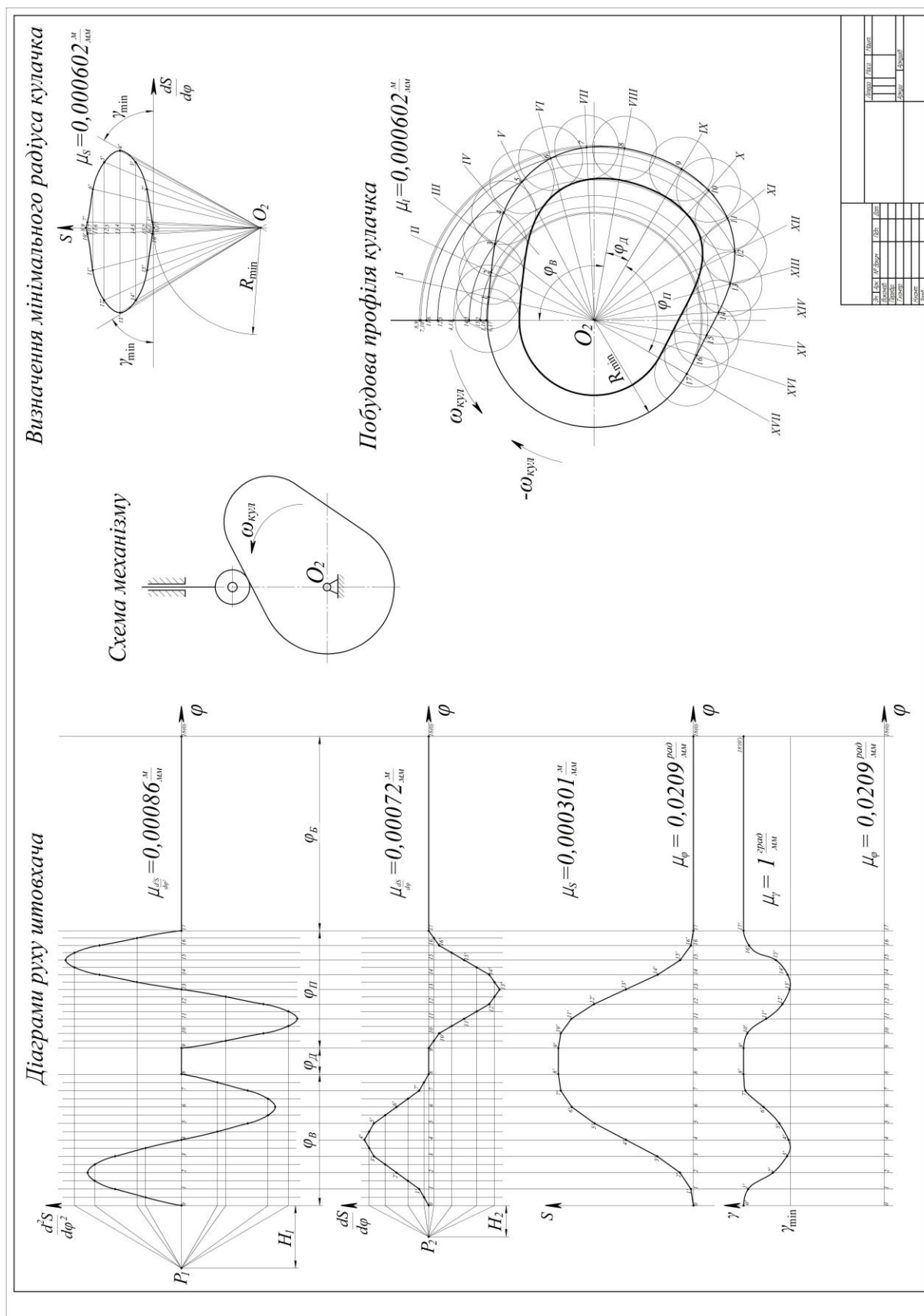
А.7. Визначення моменту інерції маховика методом професора Ф. Віттенбауера (аркуш 3)



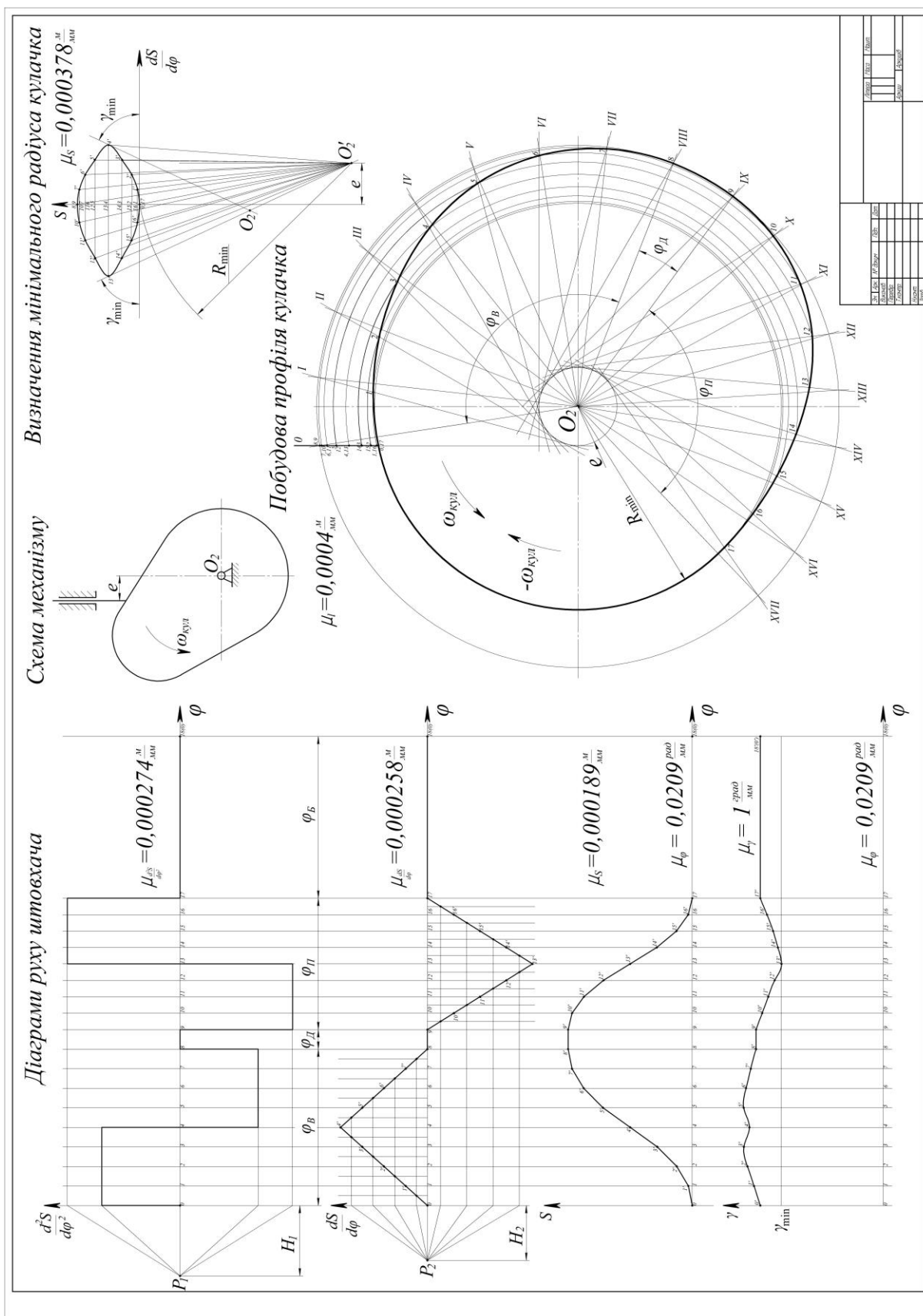
А.8. Визначення моменту інерції маховика методом професора М.І. Мерцалова (аркуш 3)



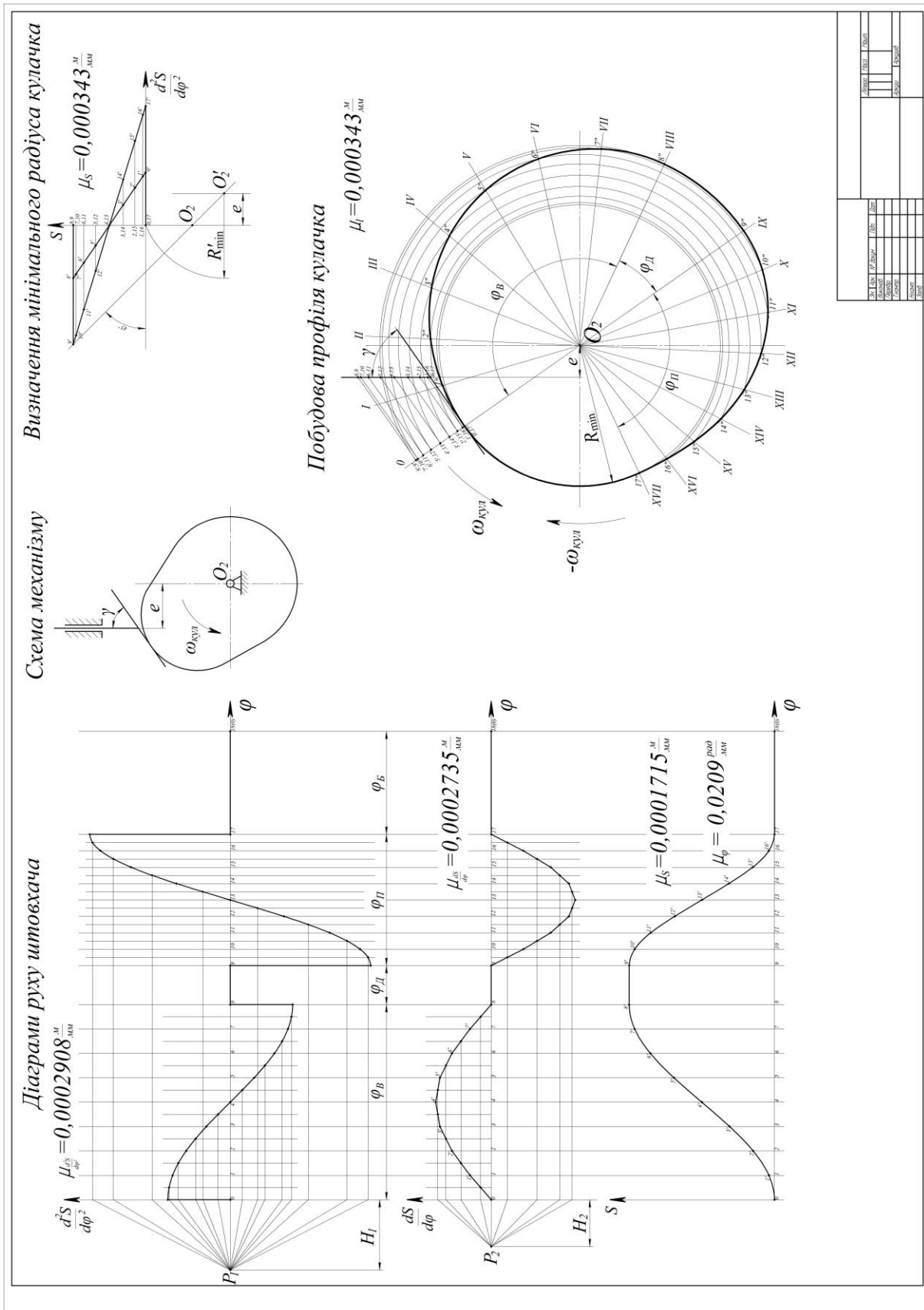
А.9. Синтез центрального кулачкового механізму з роликівим штовхачем (аркуш 4)



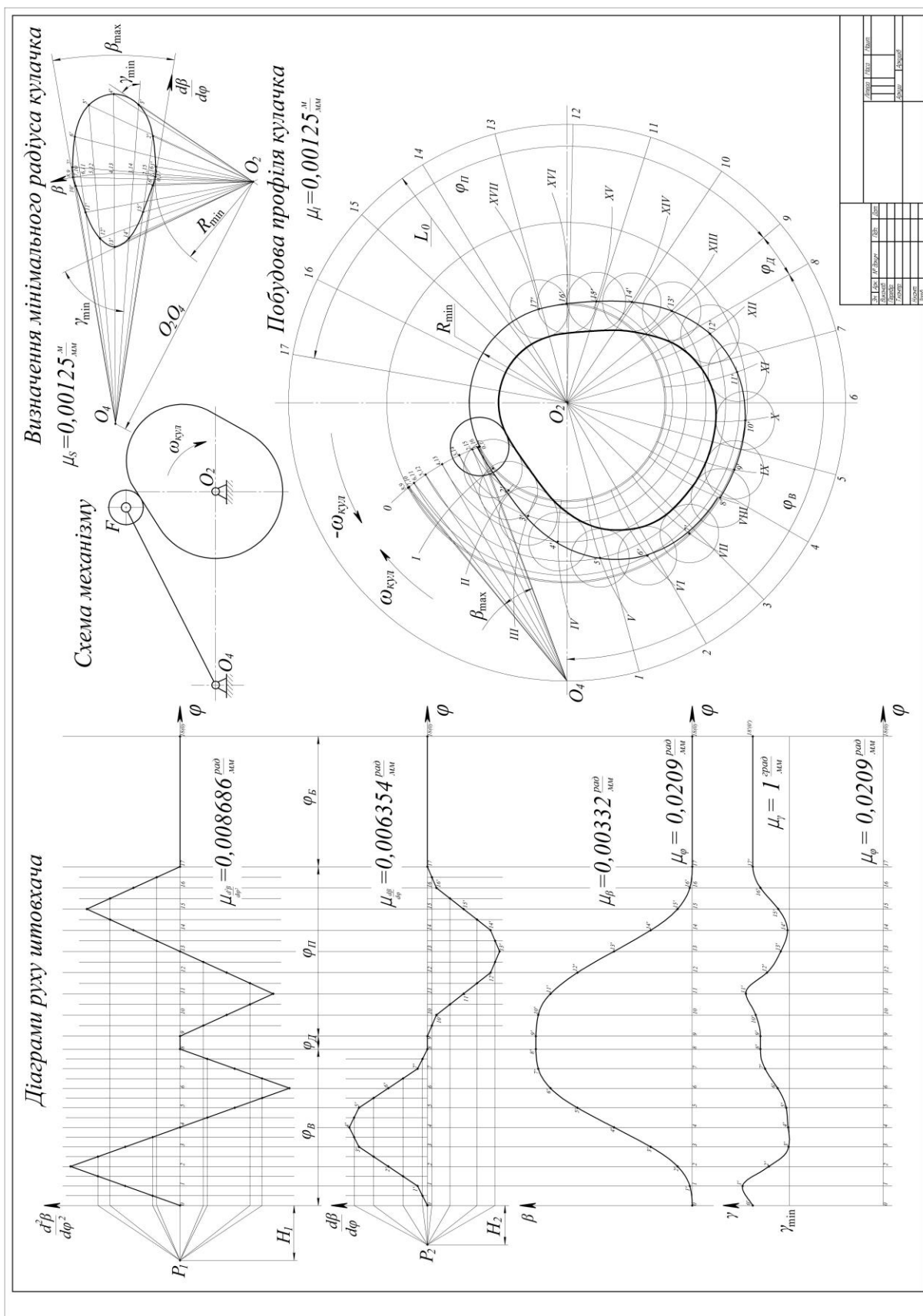
А.10. Синтез позацентрового кулачкового механізму з голчастим штовхачем (аркуш 4)



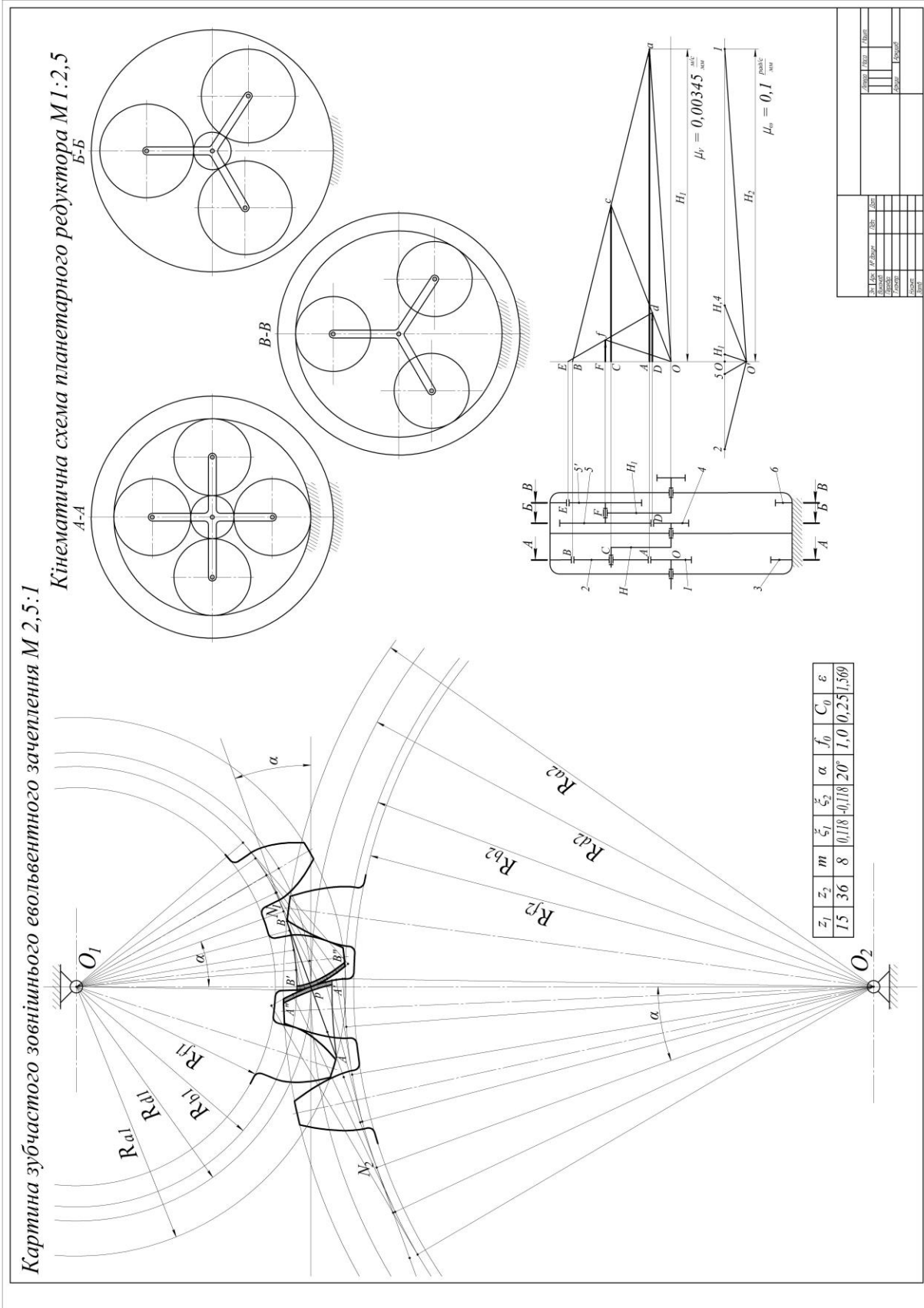
А.11. Синтез позacentрового кулачкового механізму з тарілчастим штовхачем (аркуш 4)



А.12. Синтез коромислового кулачкового механізму (аркуш 4)



А.13. Побудова картини зубчастого зовнішнього евольвентного зачеплення та проектування кінематичної схеми планетарного редуктора (аркуш 5)



**ОФОРМЛЕННЯ ТИТУЛЬНОГО АРКУША
РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Кафедра професійної освіти

**РОЗРАХУНКОВО-ПРОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

Тема завдання: Механізм приводу _____

Завдання № _____

Варіант № _____

Виконав: студент ____ курсу,
факультету АІТ
академічної групи _____

Керівник: _____

Національна шкала: _____

Кількість балів: _____

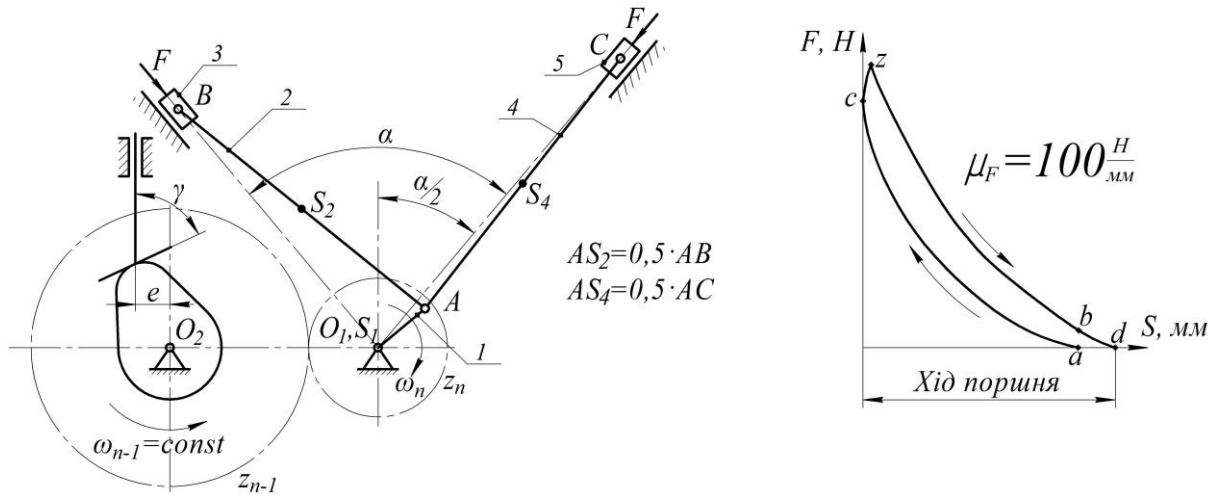
Оцінка ECTS: _____

Члени комісії _____ / _____ /
_____ / _____ /
_____ / _____ /

м. Київ–2022 рік

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

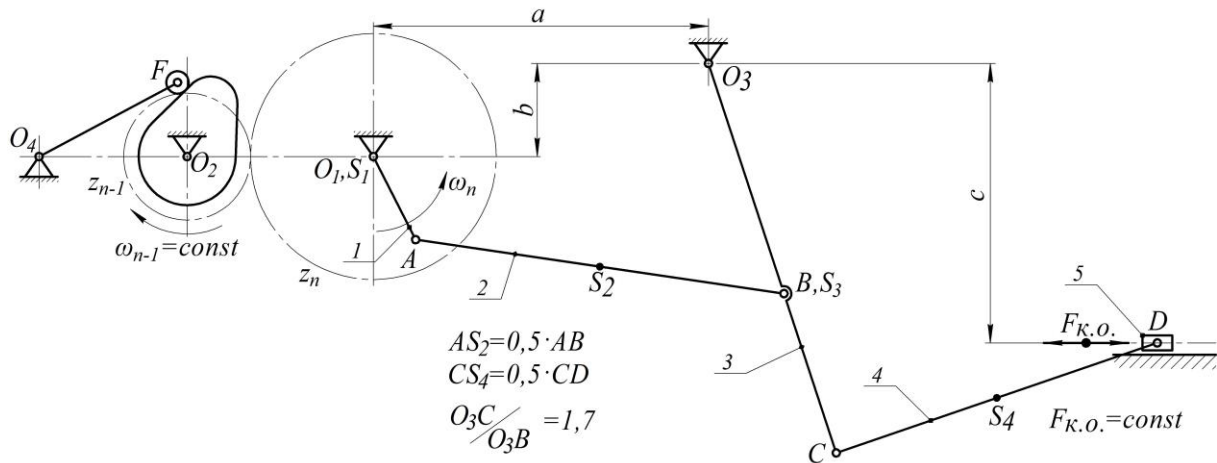
Тема 1. Механізм приводу V-подібного двигуна внутрішнього згорання



Варіант	Шарнірно-важільний механізм									
	ω_{n-1} , рад/с	l_{O_1A} , м	l_{AB} , м	l_{AC} , м	α , град	q , кг/м	m_3 , кг	m_5 , кг	δ	J_{o1} , кг·м ²
1	45	0,10	0,66	0,66	90	120	40	40	0,01	0,06
2	52	0,09	0,55	0,60	80	100	50	50	0,02	0,10
3	29	0,05	0,60	0,45	120	200	39	39	0,05	0,12
4	48	0,07	0,85	0,70	180	150	46	46	0,04	0,09
5	40	0,09	0,85	0,75	90	135	25	25	0,03	0,13
6	39	0,07	0,65	0,75	120	145	37	37	0,01	0,15
7	51	0,05	0,95	1,00	100	160	60	60	0,02	0,09
8	39	0,06	0,90	0,90	45	170	52	52	0,03	0,10
9	41	0,10	0,80	0,90	60	165	90	90	0,02	0,15
10	55	0,08	0,90	1,05	180	200	61	61	0,01	0,12

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_P , град	γ_{\min} , град	e , мм	m , мм	z_{n-1}	z_n	редук- тор	
1	А	12	90	0	130	60	10	3,0	37	18	А, II	
2	Б	14	120	10	100	45	8	4,0	34	19	Б, I	
3	В	10	100	20	150	50	0	5,0	45	22	В, II	
4	Г	16	150	30	100	55	7	4,5	37	14	Г, III	
5	Д	17	130	40	130	65	11	5,0	29	14	Д, I	
6	Д	19	140	0	180	45	5	6,0	29	22	Е, IV	
7	Г	20	100	30	200	50	7	7,0	37	16	Ж, III	
8	В	23	90	10	180	45	9	5,0	28	14	З, V	
9	Б	11	150	20	100	55	0	4,5	33	15	А, IV	
10	А	19	100	50	90	65	5	6,0	29	16	В, V	

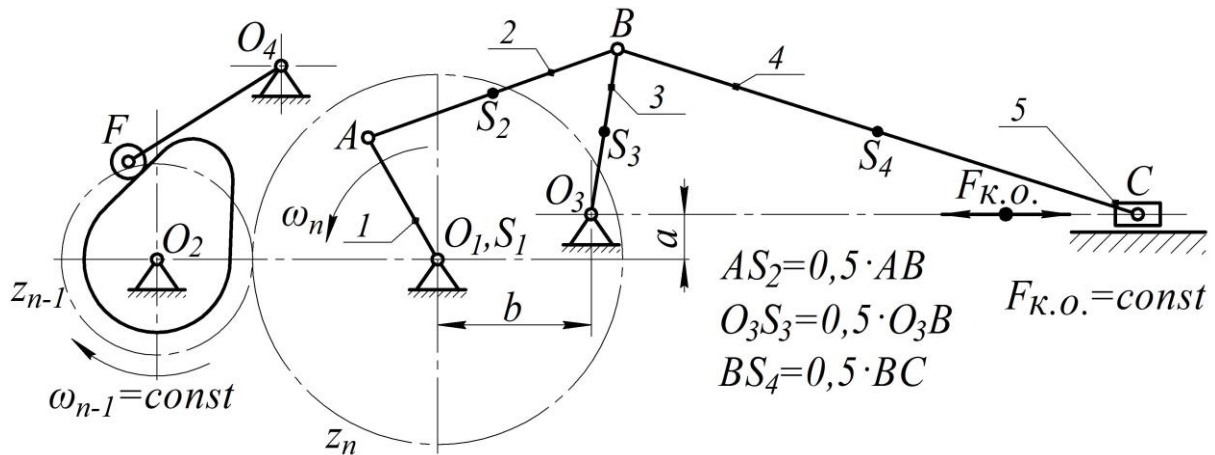
Тема 2. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	ω_{n-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	δ	J_{O1} , кг·м ²
1	25	0,07	0,30	0,28	0,93	0,36	0,1	0,30	25	70	7,0	0,10	0,20
2	33	0,10	0,40	0,44	0,82	0,44	0,2	0,29	37	95	7,5	0,09	0,19
3	43	0,05	0,45	0,38	0,52	0,48	0,1	0,27	45	100	8,9	0,11	0,16
4	45	0,07	0,38	0,46	0,71	0,40	0,0	0,26	26	120	8,8	0,10	0,10
5	35	0,09	0,55	0,51	0,63	0,57	0,2	0,25	44	120	9,5	0,13	0,15
6	26	0,08	0,60	0,42	0,62	0,62	0,1	0,34	80	142	8,0	0,11	0,14
7	37	0,10	0,52	0,38	0,58	0,56	0,2	0,22	75	130	7,6	0,14	0,13
8	36	0,06	0,40	0,46	0,99	0,42	0,1	0,10	72	110	8,2	0,12	0,10
9	27	0,06	0,48	0,55	0,89	0,49	0,2	0,14	30	100	9,1	0,11	0,13
10	40	0,08	0,50	0,36	0,70	0,51	0,1	0,11	49	98	10,0	0,10	0,12

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	β , град	φ_B , град	φ_D , град	φ_{II} , град	γ_{\min} , град	l_{O_4F} , м	m , мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	Б	19	120	10	130	60	0,2	7	36	17	А, II	
2	В	25	110	15	140	65	0,3	6	34	16	Б, III	
3	Г	18	115	10	135	50	0,4	8	35	15	В, IV	
4	Д	19	125	25	115	65	0,2	6	40	21	Г, V	
5	А	20	130	30	110	50	0,3	5	28	14	Д, I	
6	А	21	135	35	125	55	0,4	7	30	15	А, V	
7	Б	16	130	0	140	65	0,3	6	33	16	Б, II	
8	В	19	140	40	100	60	0,5	8	45	22	Е, III	
9	Г	18	100	15	110	65	0,3	7	39	20	Ж, I	
10	Д	17	125	20	120	50	0,4	6	42	25	З, I	

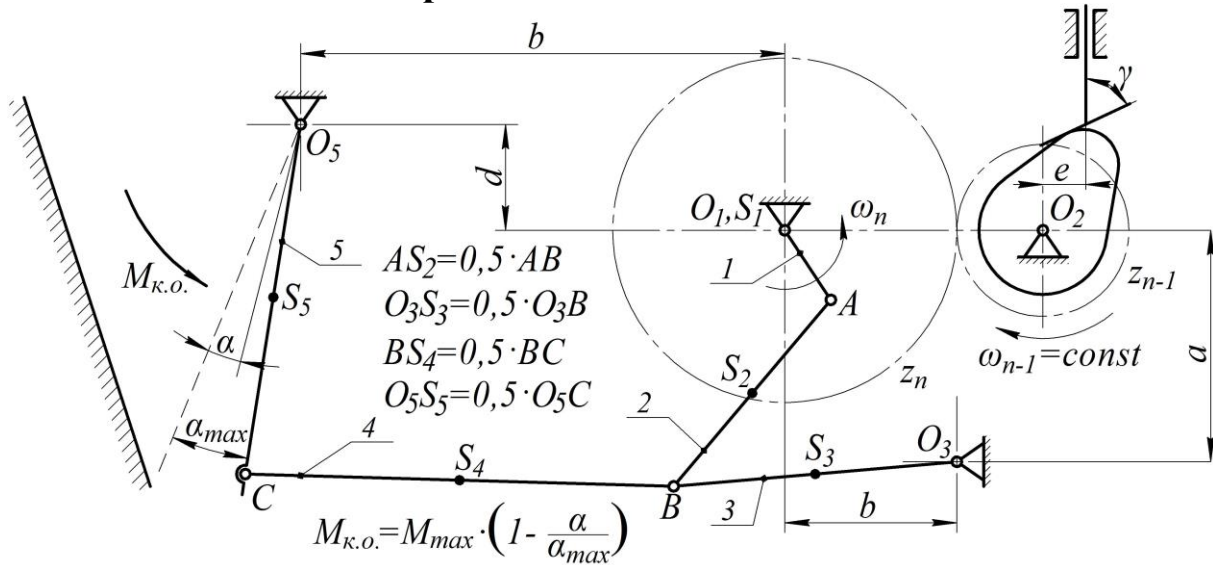
Тема 3. Механізм приводу модифікованого конвеєра



Ва-рі-ант	Шарнірно-важільний механізм											
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{O_1},$ кг·м ²
1	55	0,37	0,33	0,29	1,1	0,2	0,10	12	200	0,7	0,05	0,10
2	38	0,33	0,40	0,33	1,4	0,3	0,09	13	150	1,1	0,12	0,09
3	42	0,39	0,32	0,36	1,6	0,1	0,06	10	175	1,2	0,11	0,12
4	39	0,31	0,38	0,45	1,8	0,0	0,04	15	125	0,9	0,09	0,08
5	49	0,29	0,42	0,41	1,4	0,2	0,08	16	120	0,85	0,14	0,06
6	51	0,45	0,51	0,50	1,2	0,4	0,09	12	300	1,15	0,09	0,05
7	44	0,28	0,44	0,49	1,25	0,0	0,11	13	295	0,95	0,11	0,08
8	50	0,29	0,46	0,52	1,34	0,25	0,09	17	315	0,85	0,13	0,07
9	55	0,29	0,50	0,59	1,3	0,35	0,12	13	410	0,5	0,12	0,11
10	45	0,22	0,48	0,50	1,3	0,4	0,07	16	350	1,0	0,11	0,08

Ва-рі-ант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа-грама	$\beta,$ град	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$l_{O_4F},$ м	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук-тор	
1	А	20	120	0	100	60	0,20	4	45	16	А, I	
2	В	25	90	15	90	55	0,25	5	44	15	Д, II	
3	Г	18	100	25	115	65	0,30	6	23	12	Б, IV	
4	Б	19	115	0	95	60	0,25	5	33	16	З, V	
5	Д	21	95	20	100	55	0,28	7	42	24	В, III	
6	Б	22	110	15	120	45	0,33	6	32	16	Е, II	
7	А	24	120	10	100	60	0,21	8	28	14	Ж, IV	
8	Г	19	115	0	95	65	0,27	5	28	15	Д, V	
9	Д	20	110	15	85	55	0,22	9	35	17	А, II	
10	В	26	100	10	90	50	0,26	5	40	21	Б, II	

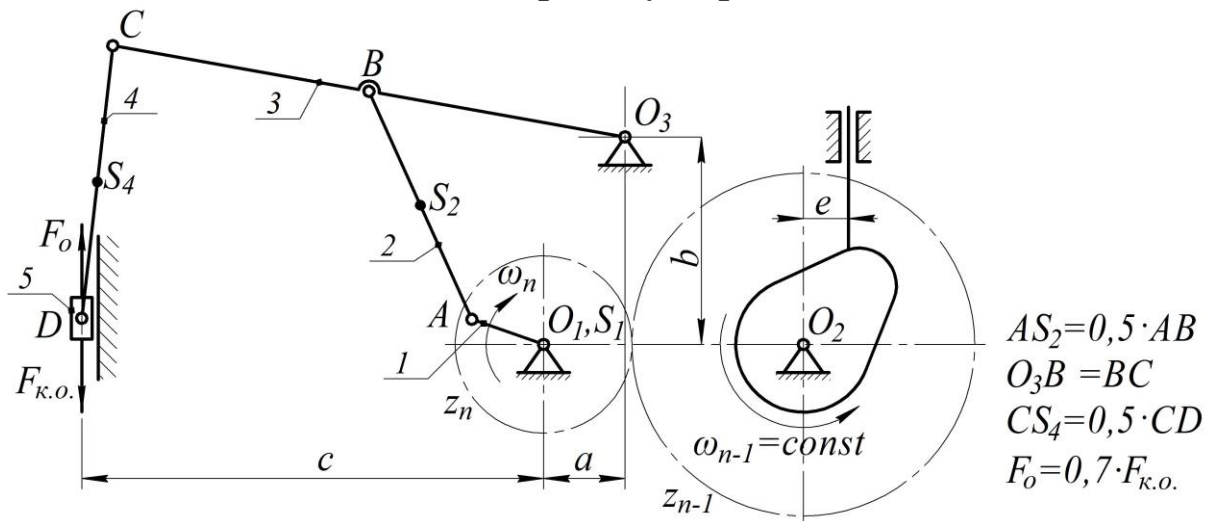
Тема 4. Механізм приводу щоквої дробарки
з простим хитанням щоки



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{O_3B},$ м	$l_{BC},$ м	$l_{O_5C},$ м	$l_a,$ м	$l_b,$ м	$l_d,$ м	$q,$ кг/м	δ	$M_{max},$ кН·м	$J_{o1},$ кг·м ²
1	22	0,15	1,1	0,9	1,4	1,0	0,4	0,8	0,11	90	0,10	20	0,16
2	32	0,10	1,0	1,0	1,1	0,9	0,5	0,9	0,12	80	0,09	10	0,09
3	25	0,14	1,2	1,1	1,2	0,8	0,8	0,7	0,14	70	0,11	10	0,14
4	31	0,15	0,9	1,2	1,1	0,95	0,6	0,9	0,11	85	0,09	20	0,11
5	51	0,13	0,98	1,4	1,4	1,05	0,7	0,8	0,10	75	0,08	10	0,10
6	37	0,17	1,12	0,9	1,2	1,0	0,8	0,9	0,12	70	0,10	20	0,14
7	26	0,09	1,15	1,2	1,1	1,1	0,9	0,7	0,15	59	0,11	10	0,09
8	29	0,11	1,20	1,1	1,4	1,15	0,4	0,9	0,11	50	0,12	10	0,12
9	30	0,12	1,50	1,0	1,5	1,0	0,6	0,8	0,10	60	0,09	20	0,13
10	39	0,08	1,60	1,1	1,0	0,95	0,8	0,7	0,11	70	0,11	20	0,11

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_P,$ град	$\gamma_{min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	В	15	120	20	140	60	10	6	30	15	А, II	
2	Б	19	135	0	110	55	8	5	35	16	Б, III	
3	А	20	110	15	130	65	0	7	41	22	В, IV	
4	Г	17	115	10	125	45	11	6	38	18	Г, V	
5	Д	19	130	20	100	65	9	8	39	19	Д, II	
6	Д	10	120	15	140	50	8	7	44	21	Е, I	
7	А	9	100	10	135	60	10	6	38	17	Ж, I	
8	В	11	120	0	135	50	0	9	27	16	З, II	
9	Г	14	115	20	100	55	0	6	26	14	З, III	
10	Б	9	125	25	110	60	10	9	29	15	Ж, II	

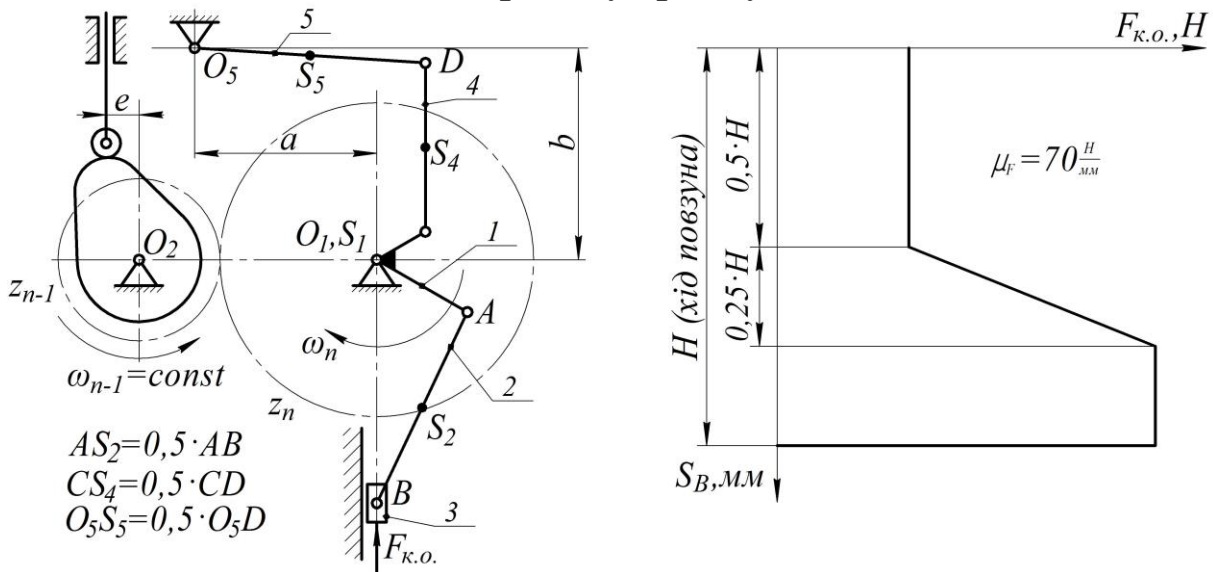
Тема 5. Механізм приводу поршневого насоса



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{O_1},$ кг·м ²
1	1,5	0,30	1,1	1,1	1,26	0,33	1,0	1,5	50	5,7	3,5	0,09	0,3
2	1,6	0,40	1,0	1,2	1,25	0,43	1,1	1,9	45	4,9	4,5	0,08	0,4
3	1,8	0,29	1,3	1,3	1,30	0,22	1,2	2,0	65	6,9	4,0	0,07	0,2
4	1,2	0,30	1,6	1,4	1,10	0,54	1,4	1,6	75	5,0	3,8	0,06	0,5
5	1,5	0,41	1,3	1,2	1,19	0,33	1,3	1,4	95	6,0	4,0	0,11	0,3
6	1,4	0,36	1,2	1,5	1,28	0,28	1,1	1,6	30	5,7	5,0	0,09	0,4
7	1,9	0,29	1,2	1,3	1,45	0,30	1,2	1,8	40	8,0	6,1	0,09	0,2
8	1,8	0,17	1,4	1,6	1,33	0,20	1,3	1,1	60	9,4	5,8	0,08	0,6
9	1,6	0,19	1,3	1,2	1,29	0,31	1,0	1,0	70	9,3	4,9	0,10	0,5
10	1,3	0,22	1,5	1,5	1,35	0,28	1,1	1,2	80	8,4	5,0	0,07	0,7

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_{n-1}	z_n	редуктор	
1	А	20	120	20	90	60	10	7	36	17	А, II	
2	В	25	130	15	100	55	20	6	38	16	Б, III	
3	Г	30	115	0	120	65	15	8	36	15	В, IV	
4	Б	19	110	20	110	60	0	5	42	18	Г, V	
5	Д	22	105	10	115	55	10	7	38	18	Д, I	
6	В	18	100	15	105	55	0	8	37	15	В, II	
7	Б	19	110	20	120	50	15	6	41	22	Е, II	
8	Г	20	115	25	130	60	10	9	35	16	А, V	
9	Д	21	120	20	110	70	0	6	39	15	Д, IV	
10	А	20	130	0	110	65	15	8	34	14	Б, V	

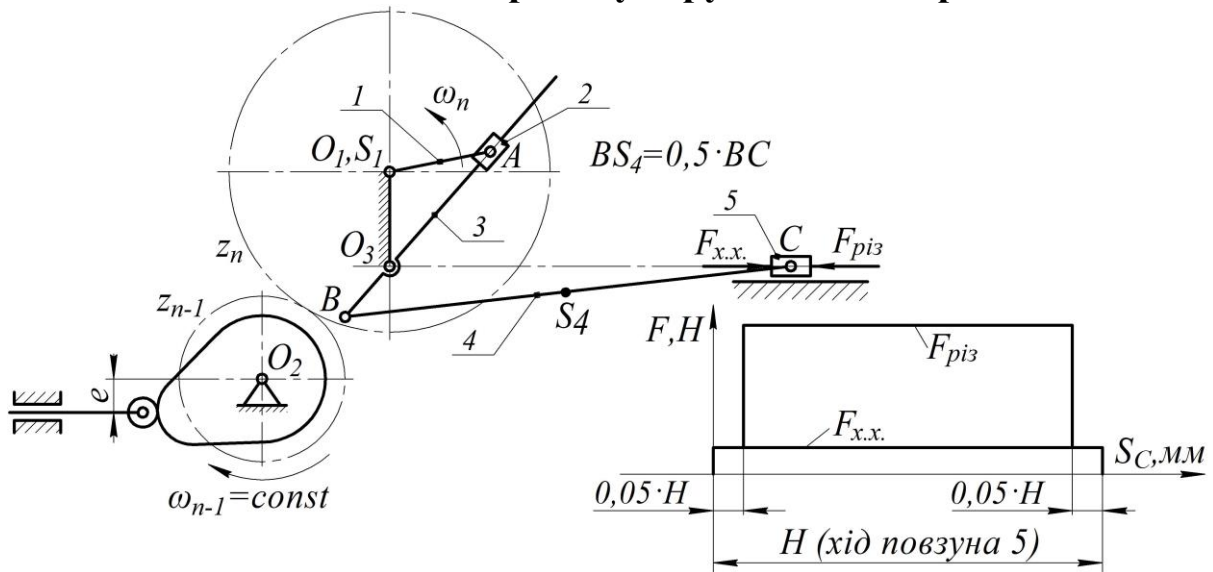
Тема 6. Механізм приводу трамбувальної машини



Варіант	Шарнірно-важільний механізм										
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{O_1C},$ м	$l_{CD},$ м	$l_{O_5D},$ м	$l_a,$ м	$l_b,$ м	$q,$ кг/м	δ	$J_{O1},$ кг·м ²
1	30	0,19	0,60	0,10	0,45	0,40	0,45	0,50	13	0,09	0,11
2	25	0,17	0,55	0,11	0,54	0,38	0,42	0,46	15	0,06	0,12
3	37	0,21	0,65	0,13	0,55	0,45	0,50	0,39	16	0,07	0,10
4	26	0,32	0,75	0,17	0,40	0,48	0,43	0,44	18	0,09	0,11
5	25	0,23	0,77	0,16	0,50	0,50	0,44	0,41	15	0,08	0,13
6	31	0,22	0,80	0,19	0,56	0,68	0,68	0,40	19	0,07	0,10
7	28	0,33	0,91	0,16	0,52	0,62	0,60	0,55	20	0,08	0,14
8	33	0,19	0,94	0,19	0,48	0,71	0,72	0,50	19	0,09	0,11
9	22	0,20	0,88	0,20	0,55	0,63	0,66	0,51	16	0,08	0,15
10	29	0,30	0,69	0,21	0,66	0,59	0,62	0,52	18	0,09	0,12

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	Д	21	120	20	100	60	0	6	46	28	З, I	
2	Г	16	110	10	115	55	15	7	44	24	Ж, II	
3	В	10	100	0	110	65	10	8	38	16	Е, III	
4	Б	17	105	15	125	60	0	7	36	16	Д, IV	
5	А	16	115	20	130	70	10	5	45	21	Г, V	
6	А	18	100	15	120	45	5	6	39	20	В, I	
7	Б	19	125	0	110	50	8	7	37	17	Б, II	
8	В	10	130	0	115	55	9	8	33	15	А, III	
9	Г	16	125	20	100	60	10	6	28	14	А, IV	
10	Д	17	120	15	110	65	8	8	22	14	Б, V	

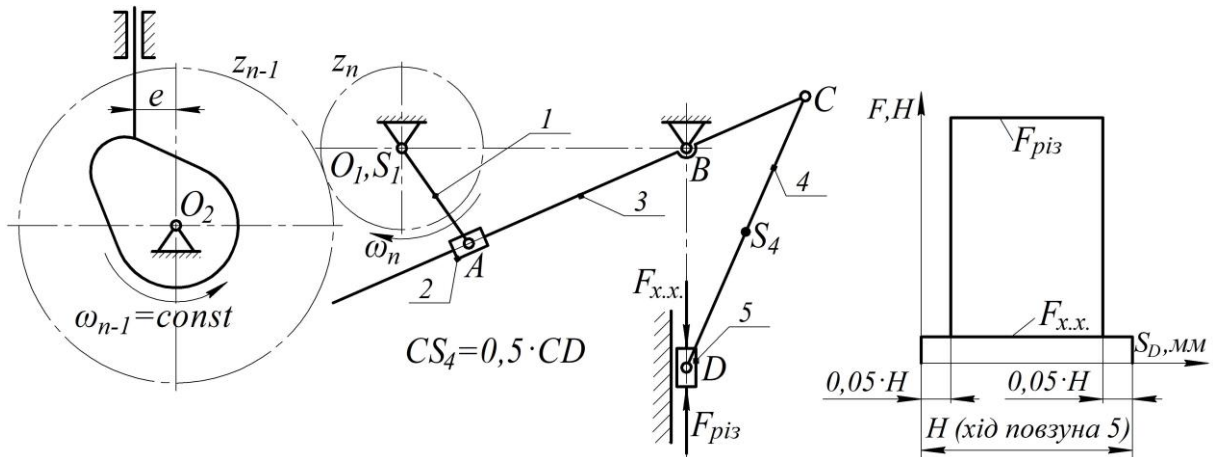
Тема 7. Механізм приводу стругального верстата



Варіант	Шарнірно-важільний механізм										
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{O_1O_3},$ м	$l_{O_3B},$ м	$l_{BC},$ м	$q,$ кг/м	$m_2,$ кг	$m_5,$ кг	$\mu_F,$ Н/мм	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	13	0,14	0,10	0,10	0,36	20	5	10	70	0,09	0,12
2	15	0,10	0,11	0,11	0,33	21	6	11	90	0,07	0,15
3	20	0,11	0,09	0,12	0,41	30	7	12	75	0,09	0,18
4	32	0,12	0,08	0,13	0,28	24	5	13	95	0,08	0,20
5	17	0,13	0,10	0,14	0,29	22	6	10	100	0,09	0,17
6	19	0,15	0,13	0,15	0,41	18	8	11	85	0,07	0,14
7	20	0,18	0,14	0,11	0,30	10	7	25	80	0,08	0,11
8	21	0,10	0,08	0,15	0,40	16	9	31	80	0,11	0,19
9	25	0,11	0,15	0,14	0,42	15	8	26	90	0,09	0,15
10	19	0,10	0,18	0,13	0,38	18	6	30	85	0,10	0,18

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_P,$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор	
1	А	12	120	0	120	60	0	6	36	18	А, III	
2	Б	13	110	0	110	60	10	5	45	22	В, II	
3	В	15	105	10	100	65	8	7	54	24	З, I	
4	Г	10	110	15	105	50	10	5	43	23	Ж, I	
5	Д	9	120	20	120	60	0	8	45	20	Е, II	
6	Д	12	125	15	125	55	18	6	26	17	Д, III	
7	Г	14	100	10	120	50	9	9	31	16	Г, IV	
8	В	15	110	0	140	60	9	7	32	16	В, V	
9	Б	11	115	15	125	65	0	8	40	15	Б, V	
10	А	10	110	20	110	60	10	6	42	16	А, V	

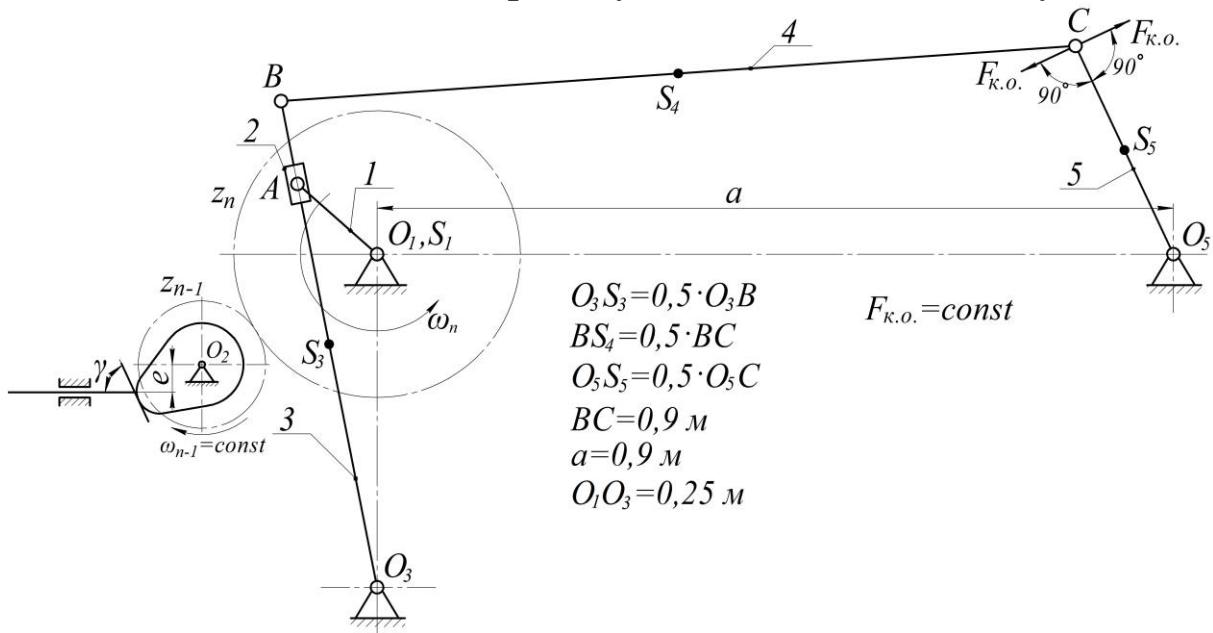
Тема 8. Механізм приводу довбального верстата



Варіант	Шарнірно-важільний механізм								
	ω_{n-1} , рад/с	l_{O_1A} , м	l_{O_1B} , м	l_{BC} , м	l_{CD} , м	q , кг/м	μ_F , Н/мм	δ	J_{O_1} , кг·м ²
1	10	0,07	0,15	0,19	0,55	44	40	0,09	0,10
2	13	0,09	0,22	0,22	0,66	55	50	0,06	0,13
3	9	0,08	0,34	0,21	0,47	29	39	0,08	0,15
4	11	0,05	0,14	0,16	0,29	48	55	0,05	0,14
5	8	0,07	0,16	0,18	0,33	41	40	0,07	0,20
6	14	0,10	0,19	0,11	0,47	51	48	0,06	0,14
7	15	0,09	0,22	0,12	0,40	30	46	0,04	0,10
8	16	0,07	0,45	0,15	0,55	39	59	0,05	0,14
9	8	0,08	0,37	0,14	0,67	41	60	0,04	0,12
10	13	0,09	0,68	0,13	0,46	33	71	0,03	0,11

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діа- грама	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_{II} , град	γ_{\min} , град	e , мм	m , мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор
1	А	13	120	15	100	65	10	6	45	20	А, II
2	Б	14	115	20	90	60	0	7	32	15	Б, III
3	Г	16	110	15	120	55	5	8	30	14	В, IV
4	Д	18	130	15	115	60	11	7	42	21	Г, V
5	В	20	125	0	110	65	8	6	36	15	Д, I
6	В	19	130	10	100	50	9	8	38	16	Е, III
7	Д	17	110	15	125	60	10	9	40	21	Ж, II
8	А	18	100	20	130	50	0	7	51	26	З, IV
9	Г	22	120	25	110	60	12	5	48	22	Г, II
10	Б	25	125	0	110	45	11	6	49	20	Д, II

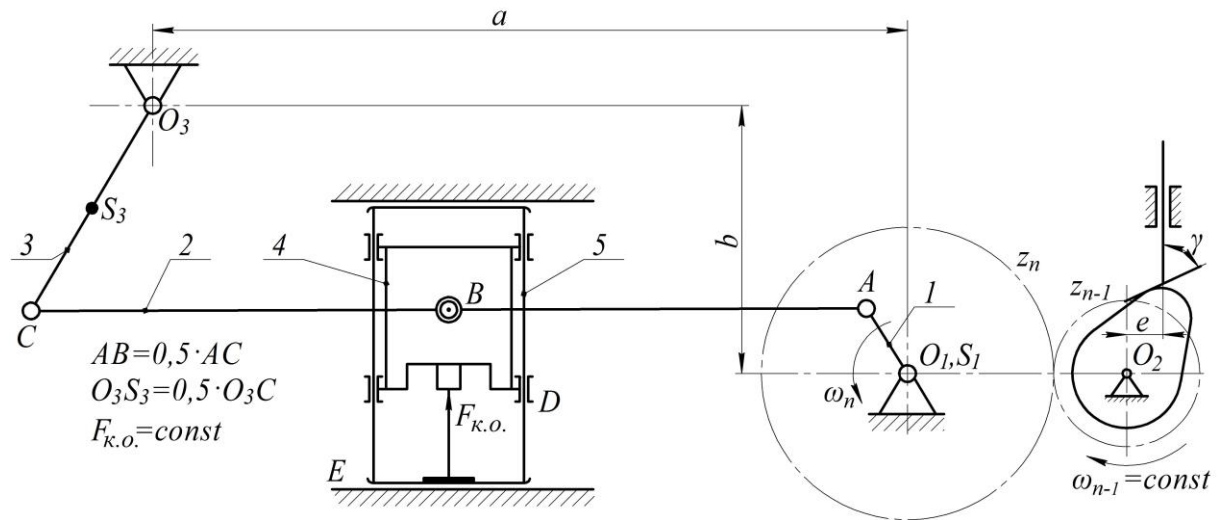
Тема 9. Механізм приводу клапанів бетононасосу



Варіант	Шарнірно-важільний механізм								
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{O_3B},$ м	$l_{O_5C},$ м	$q,$ кг/м	$m_2,$ кг	$F_{к.о.},$ Н	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	6	0,11	0,44	0,33	20	50	600	0,012	0,12
2	5	0,10	0,46	0,23	25	70	400	0,013	0,11
3	8	0,12	0,56	0,26	32	60	500	0,020	0,13
4	5	0,11	0,46	0,45	26	80	450	0,013	0,10
5	9	0,13	0,48	0,37	22	90	350	0,014	0,14
6	10	0,15	0,50	0,48	23	100	540	0,015	0,12
7	7	0,14	0,38	0,56	25	75	300	0,016	0,13
8	6	0,12	0,39	0,73	21	85	250	0,011	0,10
9	8	0,11	0,44	0,49	31	95	370	0,014	0,12
10	5	0,12	0,42	0,38	30	65	420	0,012	0,14

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор
1	А	15	120	0	130	65	10	6	34	14	А, II
2	Б	20	125	15	125	60	0	7	33	16	Б, IV
3	В	12	115	20	130	55	12	5	35	18	В, V
4	Д	13	110	0	100	60	13	6	42	19	Г, III
5	Г	17	130	10	125	60	15	4	36	16	Д, II
6	В	14	120	20	115	55	10	5	46	22	Е, V
7	Г	12	135	25	120	45	0	7	55	23	Ж, IV
8	Д	13	140	0	100	50	12	8	52	25	З, I
9	А	14	100	15	130	60	13	6	37	17	Г, II
10	Б	20	110	20	140	70	0	9	40	19	Д, III

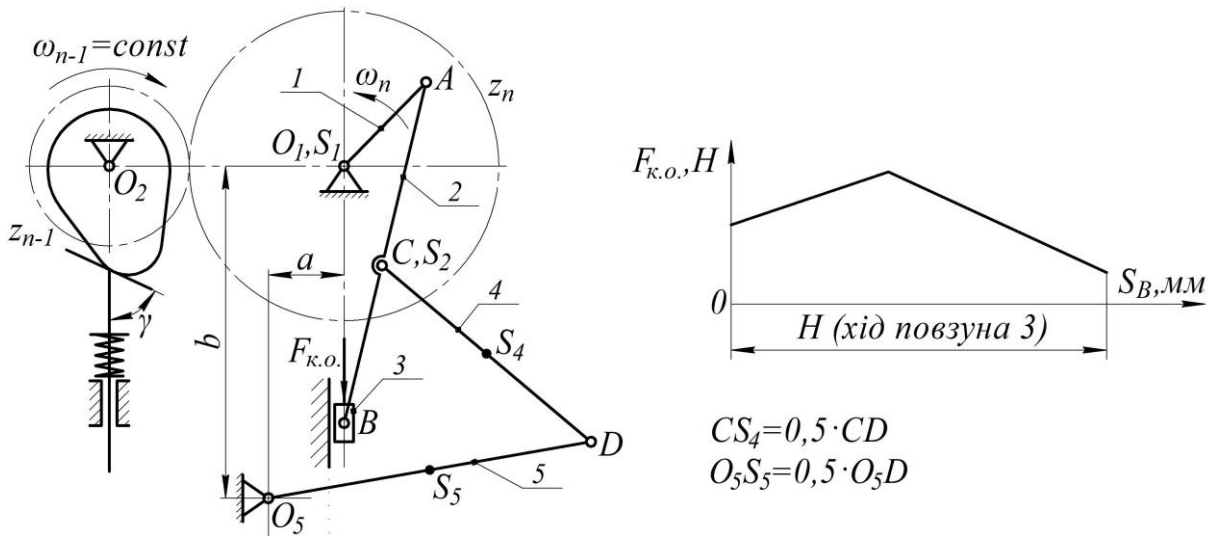
Тема 10. Механізм приводу преса-автомата з плаваючим повзуном



Варіант	Шарнірно-важільний механізм											
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{AC},$ м	$l_{O_3C},$ м	$l_a,$ м	$l_b,$ м	$q,$ кг/м	$m_4,$ кг	$m_5,$ кг	$F_{к.о.},$ кН	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	100	0,12	1,4	0,4	1,3	0,40	50	66	80	3,0	0,015	0,10
2	98	0,09	1,3	0,5	1,4	0,50	70	78	90	4,0	0,012	0,12
3	87	0,11	1,2	0,43	1,3	0,28	60	87	97	3,0	0,008	0,20
4	94	0,09	1,5	0,35	1,1	0,55	80	95	98	3,5	0,011	0,15
5	83	0,14	1,4	0,53	1,4	0,45	40	59	90	2,7	0,009	0,13
6	56	0,13	1,5	0,44	1,25	0,37	98	87	69	1,5	0,012	0,15
7	78	0,16	1,5	0,36	1,24	0,44	95	99	79	3,2	0,014	0,17
8	85	0,10	1,3	0,56	1,2	0,38	60	39	89	5,1	0,007	0,16
9	69	0,16	1,6	0,36	1,1	0,42	75	60	60	4,8	0,013	0,18
10	72	0,12	1,3	0,66	1,4	0,50	85	70	66	2,9	0,006	0,09

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор	
1	А	10	120	10	100	60	0	5	50	23	В, II	
2	В	14	110	0	90	55	10	6	46	16	Б, I	
3	В	18	125	20	120	45	15	4	29	15	А, IV	
4	Д	20	115	30	100	50	12	5	36	15	Г, V	
5	Д	14	90	10	120	60	13	6	44	26	Е, II	
6	Г	12	165	0	140	65	16	8	33	14	Д, III	
7	Б	15	140	15	120	40	0	4	61	22	Ж, I	
8	Г	16	130	10	110	50	10	7	46	14	З, IV	
9	А	19	135	25	145	60	15	5	44	24	В, I	
10	Б	20	125	20	100	70	16	6	55	30	Г, III	

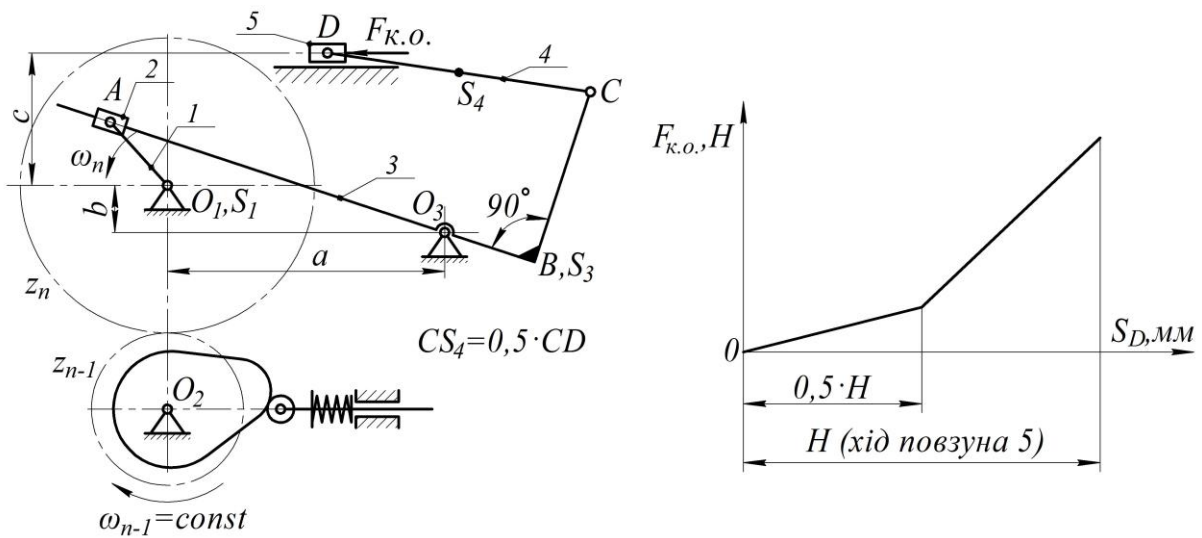
Тема 11. Механізм приводу підрізаючої машини



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	ω_{n-1} , рад/с	l_{O_1A} , м	l_{AB} , м	l_{AC} , м	l_{CD} , м	l_{O_5D} , м	l_a , м	l_b , м	q , кг/м	m_3 , кг	μ_F , Н/мм	δ	J_{O_1} , кг·м ²
1	11	0,12	0,36	0,22	0,40	0,40	0,10	0,50	100	50	70	0,04	0,14
2	10	0,11	0,38	0,20	0,38	0,42	0,09	0,48	150	55	65	0,05	0,15
3	13	0,10	0,24	0,15	0,42	0,41	0,08	0,51	155	60	75	0,05	0,20
4	14	0,09	0,28	0,16	0,39	0,42	0,11	0,55	160	65	80	0,04	0,18
5	12	0,09	0,35	0,17	0,36	0,43	0,09	0,49	145	60	75	0,04	0,20
6	15	0,10	0,33	0,13	0,41	0,40	0,12	0,48	150	50	60	0,03	0,19
7	14	0,11	0,27	0,10	0,42	0,39	0,07	0,46	165	55	65	0,02	0,16
8	16	0,12	0,26	0,17	0,39	0,38	0,08	0,44	170	60	70	0,03	0,17
9	13	0,10	0,28	0,14	0,38	0,41	0,06	0,50	180	65	72	0,04	0,18
10	14	0,09	0,29	0,18	0,36	0,40	0,07	0,49	175	60	80	0,05	0,20

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_P , град	γ_{\min} , град	e , мм	m , мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	А	45	120	25	110	60	0	9	43	20	А, II	
2	Б	35	130	15	110	65	0	8	36	17	Б, III	
3	В	30	125	0	120	55	0	7	41	21	В, IV	
4	Г	40	110	10	115	50	0	9	37	16	Г, V	
5	Д	25	115	15	110	60	0	9	33	15	Д, I	
6	Д	20	105	25	100	65	0	8	36	17	Е, II	
7	Г	30	100	0	125	60	0	10	38	18	Ж, II	
8	В	37	120	20	115	55	0	9	39	16	З, III	
9	Б	31	130	0	110	50	0	8	42	20	З, IV	
10	В	28	125	15	120	65	0	7	44	21	Д, V	

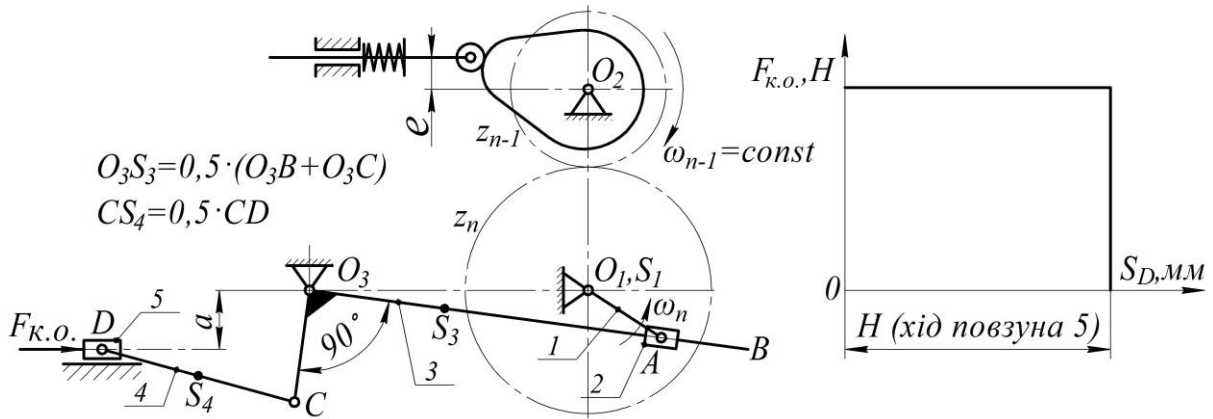
Тема 12. Механізм приводу горизонтального преса



Ва-рі-ант	Шарнірно-важільний механізм												
	ω_{n-1} , рад/с	l_{O_1A} , м	l_{BC} , м	l_{O_3B} , м	l_{CD} , м	l_a , м	l_b , м	l_c , м	q , кг/м	m_2 , кг	m_5 , кг	μ_F , Н/мм	δ
1	22	0,10	0,25	0,12	0,30	0,31	0,06	0,11	120	20	50	70	0,02
2	23	0,11	0,20	0,13	0,25	0,29	0,05	0,13	110	25	45	60	0,02
3	24	0,13	0,24	0,14	0,26	0,33	0,04	0,12	200	22	36	40	0,01
4	21	0,12	0,25	0,15	0,28	0,30	0,05	0,14	130	24	20	50	0,03
5	25	0,14	0,24	0,16	0,31	0,27	0,04	0,15	210	26	10	55	0,03
6	20	0,12	0,23	0,17	0,35	0,26	0,03	0,12	205	27	12	45	0,01
7	21	0,11	0,26	0,18	0,37	0,30	0,05	0,15	160	24	15	35	0,02
8	23	0,13	0,24	0,19	0,36	0,31	0,06	0,14	175	29	12	40	0,03
9	22	0,13	0,22	0,20	0,38	0,29	0,04	0,12	180	30	17	45	0,04
10	24	0,14	0,21	0,21	0,29	0,28	0,03	0,13	190	32	11	40	0,03

Ва-рі-ант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діа-грама	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_{II} , град	γ_{\min} , град	e , мм	m , мм	z_n	z_{n-1}	редук-тор
1	А	35	125	0	110	60	0	10	33	16	В, II
2	Б	33	110	15	125	55	0	12	36	16	Г, I
3	В	25	105	20	95	45	0	9	37	17	Д, III
4	Г	36	110	0	90	50	0	10	34	13	Е, IV
5	Д	31	115	25	100	65	0	8	38	17	Ж, V
6	А	27	125	30	110	60	0	7	29	12	З, II
7	Б	28	130	0	125	55	0	9	45	22	А, I
8	В	29	125	15	125	60	0	10	44	19	Б, II
9	Г	31	110	10	100	55	0	9	41	22	В, III
10	Д	26	100	20	90	60	0	11	42	21	Г, II

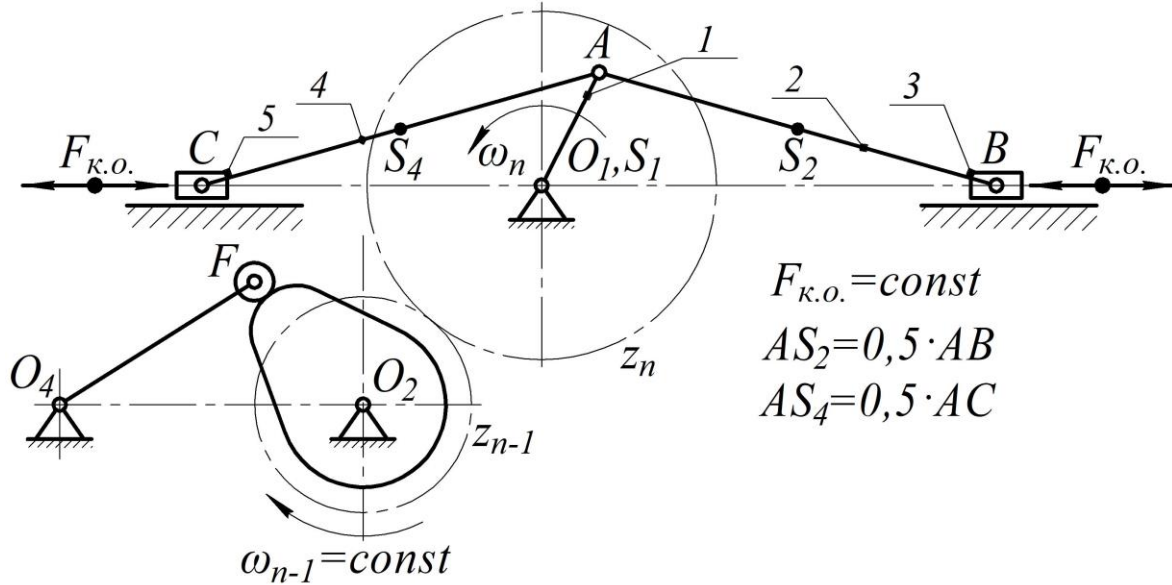
Тема 13. Механізм приводу модернізованого преса



Ва-рі-ант	Шарнірно-важільний механізм												
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{O_3B},$ м	$l_{O_3C},$ м	$l_{CD},$ м	$l_{O_1O_3},$ м	$l_a,$ м	$q,$ кг/м	$m_2,$ кг	$m_5,$ кг	$\mu_F,$ Н/мм	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	31	0,08	0,55	0,09	0,26	0,40	0,04	70	4	12	25	0,02	0,10
2	29	0,09	0,58	0,07	0,25	0,33	0,05	80	5	13	30	0,01	0,12
3	30	0,10	0,59	0,06	0,27	0,37	0,04	75	4	10	35	0,02	0,14
4	34	0,09	0,60	0,05	0,26	0,35	0,05	85	6	11	33	0,01	0,15
5	32	0,11	0,64	0,09	0,29	0,29	0,04	90	7	12	40	0,02	0,12
6	27	0,09	0,65	0,10	0,28	0,22	0,03	100	5	15	45	0,03	0,13
7	26	0,08	0,59	0,09	0,30	0,26	0,00	70	3	17	50	0,02	0,17
8	25	0,07	0,55	0,06	0,35	0,30	0,05	75	7	18	41	0,01	0,20
9	28	0,10	0,49	0,07	0,37	0,35	0,04	85	8	20	30	0,03	0,16
10	22	0,11	0,50	0,08	0,34	0,33	0,02	90	9	22	25	0,03	0,18

Ва-рі-ант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа-грама	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_P,$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук-тор	
1	Д	25	110	0	110	60	10	6	33	16	А, V	
2	Г	26	100	10	120	65	15	7	43	21	Б, IV	
3	В	30	120	0	115	50	20	8	29	14	В, I	
4	Б	24	125	15	100	55	10	9	37	17	Г, III	
5	А	22	100	25	125	60	0	6	39	17	Ж, II	
6	Д	28	120	20	130	65	15	7	41	19	Д, I	
7	Г	23	100	30	135	60	20	8	40	20	З, IV	
8	В	24	110	10	120	60	13	9	35	18	Е, V	
9	Б	27	115	0	120	65	14	8	38	15	А, III	
10	А	28	100	15	125	60	16	7	30	14	Б, II	

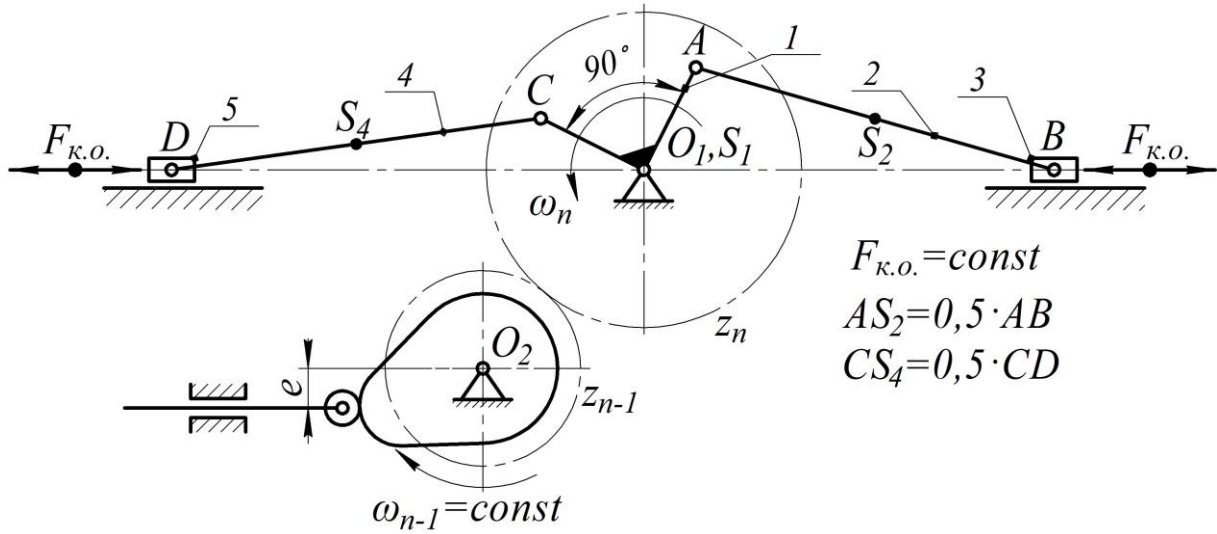
Тема 14. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм									
	$\omega_{n-1},$ <i>рад/с</i>	$l_{O_1A},$ <i>м</i>	$l_{AB},$ <i>м</i>	$l_{AC},$ <i>м</i>	$q,$ <i>кг/м</i>	$m_3,$ <i>кг</i>	$m_5,$ <i>кг</i>	$F_{к.о.},$ <i>кН</i>	δ	$J_{O_1},$ <i>кг·м²</i>
1	45	0,10	0,66	0,66	120	40	40	3,5	0,01	0,06
2	52	0,09	0,60	0,60	100	50	50	4,0	0,02	0,10
3	29	0,05	0,45	0,45	200	39	39	4,5	0,05	0,12
4	48	0,07	0,70	0,70	150	46	46	7,5	0,04	0,09
5	40	0,09	0,75	0,75	135	25	25	6,5	0,03	0,13
6	39	0,07	0,65	0,65	145	37	37	5,0	0,01	0,15
7	51	0,05	0,95	0,95	160	60	60	7,5	0,02	0,09
8	39	0,06	0,90	0,90	170	52	52	4,0	0,03	0,10
9	41	0,10	0,80	0,80	165	90	90	6,0	0,02	0,15
10	55	0,08	0,90	0,90	200	61	61	5,5	0,01	0,12

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	$\beta,$ <i>град</i>	$\varphi_B,$ <i>град</i>	$\varphi_D,$ <i>град</i>	$\varphi_{II},$ <i>град</i>	$\gamma_{\min},$ <i>град</i>	$l_{O_4F},$ <i>м</i>	$m,$ <i>мм</i>	z_n	z_{n-1}	редук- тор	
1	Д	20	120	20	100	60	0,2	6	46	28	А, I	
2	Г	25	110	10	115	55	0,25	7	44	24	Б, II	
3	В	18	100	0	110	65	0,3	8	38	19	В, III	
4	Б	19	105	15	125	60	0,35	7	36	21	Г, IV	
5	А	21	115	20	130	70	0,25	5	45	22	Д, V	
6	А	22	100	15	120	45	0,2	6	39	20	Е, I	
7	Б	24	125	0	110	50	0,4	7	37	19	А, II	
8	В	19	130	0	115	55	0,3	8	33	21	Б, III	
9	Г	20	125	20	100	60	0,25	6	28	17	Е, IV	
10	Д	26	120	15	110	65	0,3	8	22	19	Б, V	

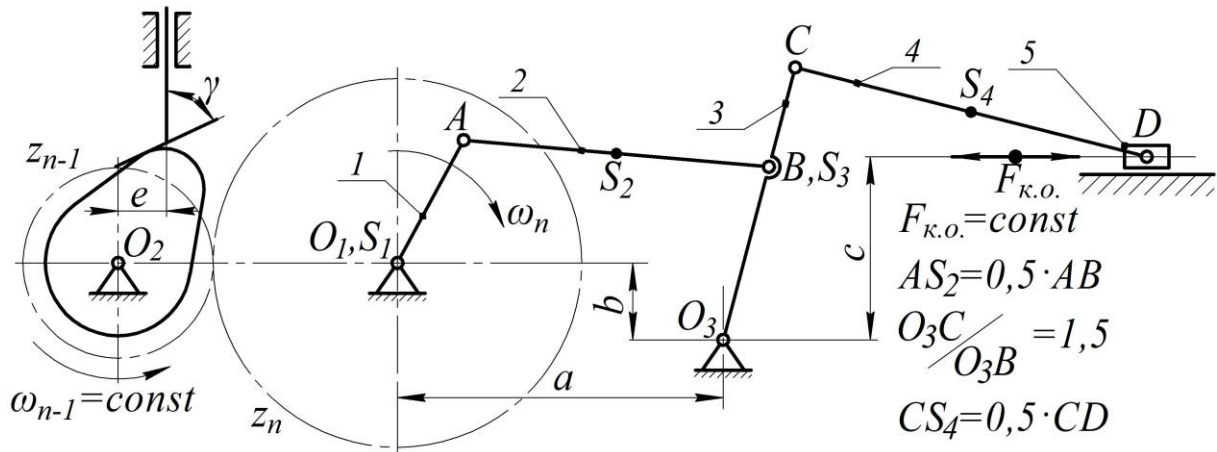
Тема 15. Механізм приводу роликів формувальної установки з рекуперативним приводом



Варіант	Шарнірно-важільний механізм										
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{O_1C},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{CD},$ м	$q,$ кг/м	$m_3,$ кг	$m_5,$ кг	$F_{к.о.},$ кН	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	13	0,14	0,14	0,36	0,36	20	125	125	7,0	0,09	0,12
2	15	0,11	0,11	0,33	0,33	21	140	140	9,0	0,07	0,15
3	20	0,09	0,09	0,41	0,41	30	180	180	7,5	0,09	0,18
4	32	0,12	0,12	0,38	0,38	24	205	205	9,5	0,08	0,20
5	17	0,13	0,13	0,49	0,49	22	240	240	8,0	0,09	0,17
6	19	0,15	0,15	0,41	0,41	18	120	120	8,5	0,07	0,14
7	20	0,14	0,14	0,50	0,50	10	95	95	8,0	0,08	0,11
8	21	0,10	0,10	0,40	0,40	16	80	80	7,0	0,11	0,19
9	25	0,15	0,15	0,42	0,42	15	160	160	6,0	0,09	0,15
10	19	0,10	0,10	0,38	0,38	18	150	150	8,5	0,10	0,18

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діа- грама	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор
1	А	12	120	0	120	60	0	6	36	18	А, III
2	Б	13	110	0	110	60	10	5	45	22	В, II
3	В	15	105	10	100	65	8	7	54	24	Б, I
4	Г	10	110	15	105	50	10	5	43	23	Г, I
5	Д	9	120	20	120	60	0	8	45	20	Е, II
6	Д	12	125	15	125	55	18	6	26	17	Б, III
7	Г	14	100	10	120	50	9	9	31	19	Д, IV
8	В	15	110	0	140	60	9	7	32	21	В, V
9	Б	11	115	15	125	65	0	8	40	23	Е, V
10	А	10	110	20	110	60	10	6	42	25	А, V

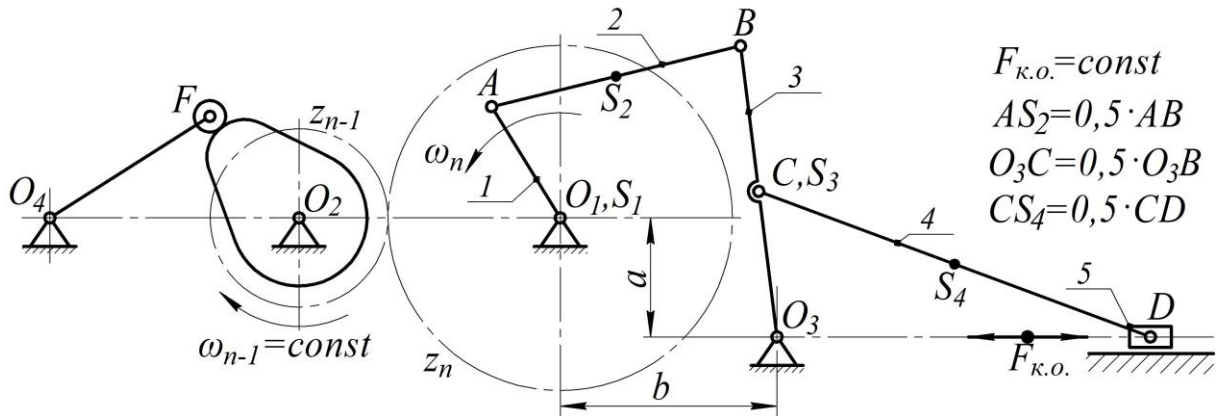
Тема 16. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{O_1},$ кг·м ²
1	26	0,07	0,30	0,28	0,93	0,36	0,1	0,30	25	70	7,0	0,10	0,20
2	35	0,10	0,40	0,44	0,82	0,44	0,2	0,29	37	95	7,5	0,09	0,19
3	48	0,05	0,45	0,38	0,52	0,48	0,1	0,27	45	100	8,9	0,11	0,16
4	43	0,07	0,38	0,46	0,71	0,40	0,0	0,26	26	120	8,8	0,10	0,10
5	39	0,09	0,55	0,51	0,63	0,57	0,2	0,25	44	120	9,5	0,13	0,15
6	24	0,08	0,60	0,42	0,62	0,62	0,1	0,34	80	142	8,0	0,11	0,14
7	36	0,10	0,52	0,38	0,58	0,56	0,2	0,22	75	130	7,6	0,14	0,13
8	37	0,06	0,40	0,46	0,99	0,42	0,1	0,10	72	110	8,2	0,12	0,10
9	29	0,06	0,48	0,55	0,89	0,49	0,2	0,14	30	100	9,1	0,11	0,13
10	43	0,08	0,50	0,36	0,70	0,51	0,1	0,11	49	98	10,0	0,10	0,12

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	В	15	120	20	140	60	10	6	30	19	А, II	
2	Б	19	135	0	110	55	8	5	35	18	Б, III	
3	А	20	110	15	130	65	0	7	41	22	В, IV	
4	Г	17	115	10	125	45	11	6	38	18	Г, V	
5	Д	19	130	20	100	65	9	8	39	19	Д, II	
6	Д	10	120	15	140	50	8	7	44	21	Е, I	
7	А	9	100	10	135	60	10	6	38	17	Б, I	
8	В	11	120	0	135	50	0	9	27	18	В, II	
9	Г	14	115	20	100	55	0	6	26	19	Д, III	
10	Б	9	125	25	110	60	10	9	29	20	Б, II	

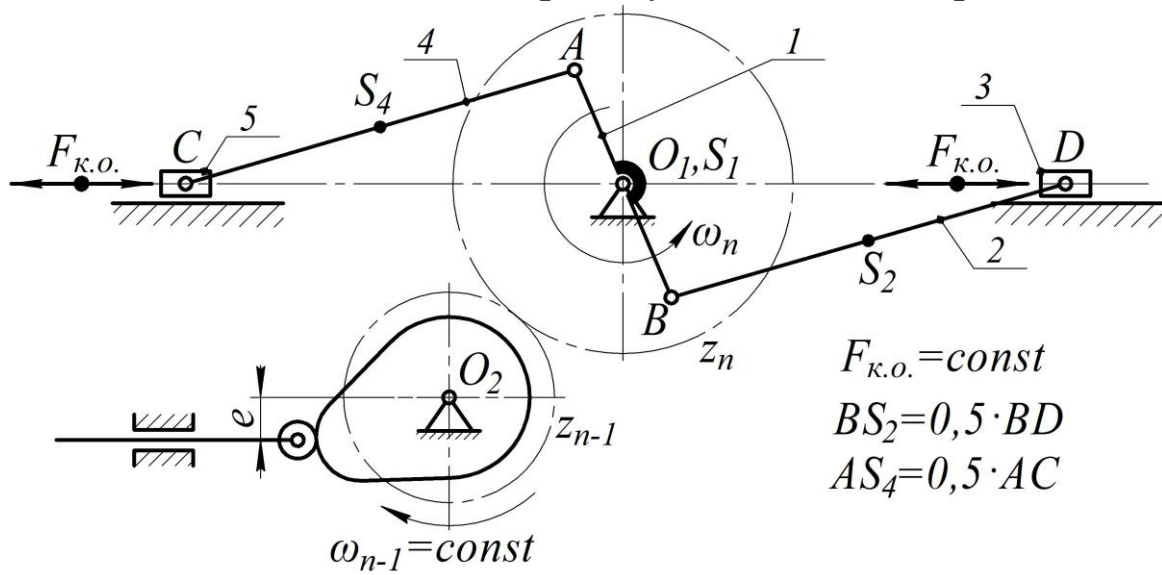
Тема 17. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм											
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{O1},$ кг·м ²
1	22	0,10	0,25	0,52	0,30	0,2	0,3	120	80	3,0	0,02	0,15
2	23	0,11	0,20	0,48	0,25	0,25	0,23	110	145	4,0	0,02	0,22
3	24	0,13	0,24	0,54	0,26	0,30	0,28	200	125	3,0	0,01	0,17
4	21	0,12	0,25	0,6	0,28	0,25	0,32	130	120	3,5	0,03	0,24
5	25	0,14	0,24	0,66	0,31	0,27	0,26	210	100	2,7	0,03	0,27
6	20	0,12	0,23	0,62	0,35	0,26	0,32	205	95	4,5	0,01	0,24
7	21	0,11	0,26	0,48	0,37	0,30	0,36	160	90	3,2	0,02	0,21
8	23	0,13	0,24	0,46	0,36	0,31	0,32	175	90	5,1	0,03	0,19
9	22	0,13	0,22	0,50	0,38	0,29	0,3	180	85	4,8	0,04	0,25
10	24	0,14	0,21	0,52	0,29	0,28	0,28	190	75	5,5	0,03	0,23

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діаграма	$\beta,$ град	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$l_{O_4F},$ м	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор
1	А	19	125	0	110	60	0,2	10	33	21	В, II
2	Б	25	110	15	125	55	0,3	12	36	22	Г, I
3	В	18	105	20	95	45	0,4	9	37	19	Д, III
4	Г	19	110	0	90	50	0,2	10	34	23	Е, IV
5	Д	20	115	25	100	65	0,3	8	38	19	Д, V
6	А	21	125	30	110	60	0,4	7	29	18	Е, II
7	Б	16	130	0	125	55	0,3	9	45	22	А, I
8	В	19	125	15	125	60	0,5	10	44	19	Б, II
9	Г	18	110	10	100	55	0,3	9	41	22	В, III
10	Д	17	100	20	90	60	0,4	11	42	21	Г, II

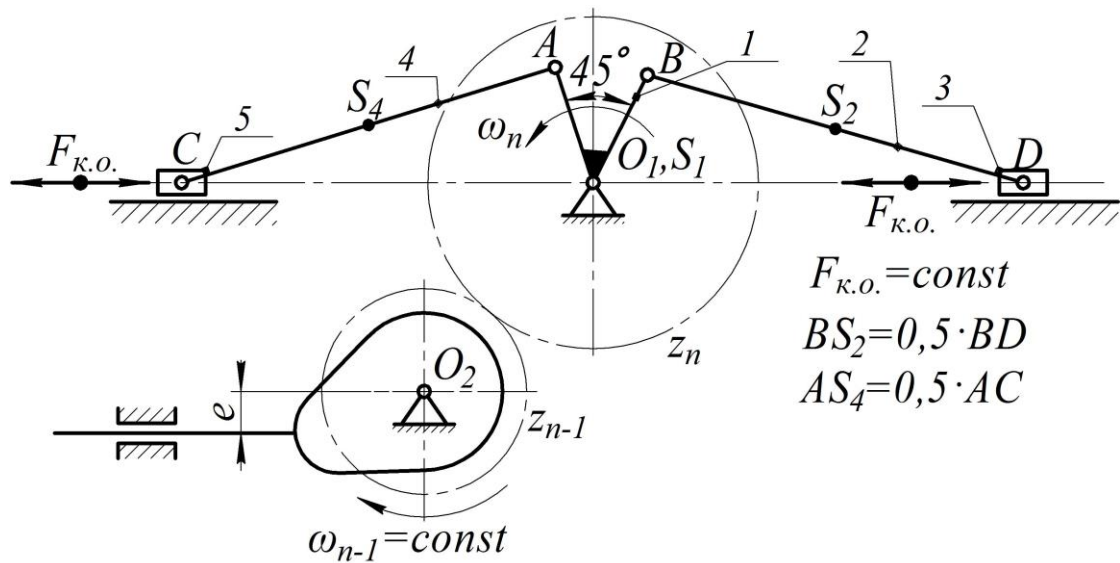
Тема 18. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм										
	ω_{n-1} , рад/с	l_{O_1A} , м	l_{O_1B} , м	l_{AC} , м	l_{BD} , м	q , кг/м	m_3 , кг	m_5 , кг	$F_{к.о.}$, кН	δ	J_{o1} , кг·м ²
1	31	0,08	0,08	0,4	0,4	70	50	50	3,0	0,02	0,10
2	29	0,09	0,09	0,42	0,42	80	55	55	4,0	0,01	0,12
3	30	0,10	0,10	0,45	0,45	75	45	45	3,0	0,02	0,14
4	34	0,09	0,09	0,46	0,46	85	60	60	3,5	0,01	0,15
5	32	0,11	0,11	0,5	0,5	90	75	75	2,7	0,02	0,12
6	27	0,09	0,09	0,48	0,48	100	55	55	4,5	0,03	0,13
7	26	0,08	0,08	0,38	0,38	70	60	60	3,2	0,02	0,17
8	25	0,07	0,07	0,35	0,35	75	70	70	5,1	0,01	0,20
9	28	0,10	0,10	0,46	0,46	85	85	85	4,8	0,03	0,16
10	22	0,11	0,11	0,55	0,55	90	65	65	5,5	0,03	0,18

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_{II} , град	γ_{\min} , град	e , мм	m , мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	Д	25	110	0	110	60	10	6	33	22	А, V	
2	Г	26	100	10	120	65	0	7	43	21	Б, IV	
3	В	30	120	0	115	50	20	8	29	14	В, I	
4	Б	24	125	15	100	55	10	9	37	19	Г, III	
5	А	22	100	25	125	60	0	6	39	21	Е, II	
6	Д	28	120	20	130	65	15	7	41	19	Д, I	
7	Г	23	100	30	135	60	20	8	40	20	В, IV	
8	В	24	110	10	120	60	0	9	35	18	Е, V	
9	Б	27	115	0	120	65	14	8	38	20	А, III	
10	А	28	100	15	125	60	16	7	30	19	Б, II	

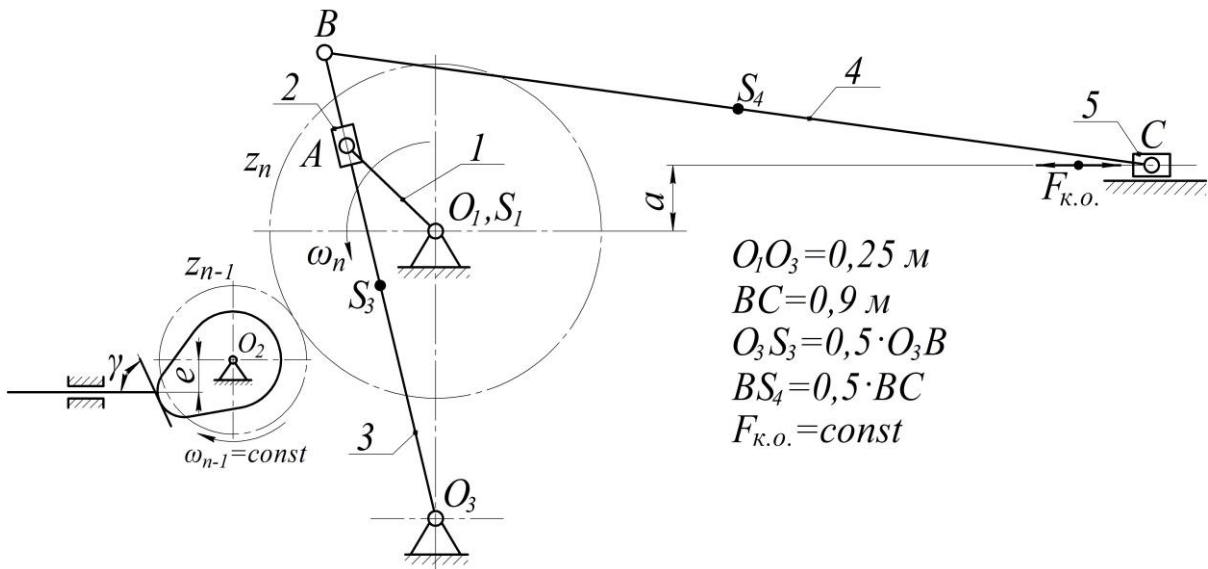
Тема 19. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм										
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{O_1B},$ м	$l_{AC},$ м	$l_{BD},$ м	$q,$ кг/м	$m_3,$ кг	$m_5,$ кг	$F_{к.о.},$ кН	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	31	0,1	0,1	0,4	0,4	70	50	50	5,0	0,05	0,10
2	29	0,12	0,12	0,42	0,42	80	55	55	6,0	0,06	0,12
3	30	0,11	0,11	0,45	0,45	75	45	45	4,0	0,045	0,14
4	34	0,09	0,09	0,46	0,46	85	60	60	6,5	0,08	0,15
5	32	0,12	0,12	0,5	0,5	90	75	75	3,7	0,06	0,12
6	27	0,09	0,09	0,48	0,48	100	55	55	6,5	0,09	0,13
7	26	0,1	0,1	0,38	0,38	70	60	60	5,2	0,07	0,17
8	25	0,12	0,12	0,35	0,35	75	70	70	7,1	0,08	0,20
9	28	0,11	0,11	0,46	0,46	85	85	85	6,8	0,06	0,16
10	22	0,09	0,09	0,55	0,55	90	65	65	8,5	0,075	0,18

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор	
1	Д	25	110	0	110	60	10	6	33	22	А, V	
2	Г	26	100	10	120	65	0	7	43	21	Б, IV	
3	В	30	120	0	115	50	20	8	29	14	В, I	
4	Б	24	125	15	100	55	10	9	37	19	Г, III	
5	А	22	100	25	125	60	0	6	39	21	Е, II	
6	Д	28	120	20	130	65	15	7	41	19	Д, I	
7	Г	23	100	30	135	60	20	8	40	20	В, IV	
8	В	24	110	10	120	60	0	9	35	18	Е, V	
9	Б	27	115	0	120	65	14	8	38	20	А, III	
10	А	28	100	15	125	60	16	7	30	19	Б, II	

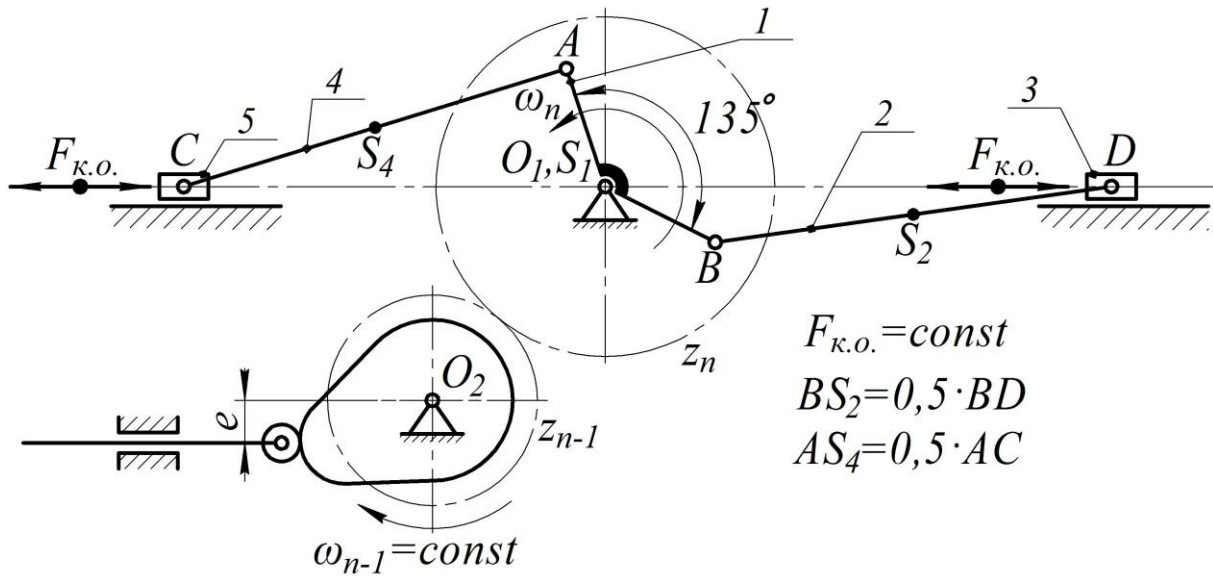
Тема 20. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм									
	$\omega_{n-1}, \text{ рад/с}$	$l_{O_1A}, \text{ м}$	$l_{O_3B}, \text{ м}$	$l_a, \text{ м}$	$q, \text{ кг/м}$	$m_2, \text{ кг}$	$m_5, \text{ кг}$	$F_{к.о.}, \text{ Н}$	δ	$J_{O_1}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$
1	6	0,15	0,52	0,23	20	10	100	600	0,012	0,12
2	5	0,12	0,56	0,23	25	11	120	400	0,013	0,11
3	8	0,11	0,52	0,16	32	9	95	500	0,020	0,13
4	5	0,14	0,56	0,15	26	8	110	450	0,013	0,10
5	9	0,13	0,58	0,27	22	9	85	350	0,014	0,14
6	10	0,15	0,50	0,18	23	10	110	540	0,015	0,12
7	7	0,09	0,38	0,26	25	7,5	80	300	0,016	0,13
8	6	0,12	0,39	0,25	21	8,5	120	250	0,011	0,10
9	8	0,11	0,44	0,19	31	9	130	370	0,014	0,12
10	5	0,12	0,42	0,38	30	15	125	420	0,012	0,14

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діаграма	$h, \text{ мм}$	$\varphi_B, \text{ град}$	$\varphi_D, \text{ град}$	$\varphi_{II}, \text{ град}$	$\gamma_{\min}, \text{ град}$	$e, \text{ мм}$	$m, \text{ мм}$	z_n	z_{n-1}	редуктор
1	А	15	120	0	130	65	10	6	34	14	А, II
2	Б	20	125	15	125	60	0	7	33	16	Б, IV
3	В	12	115	20	130	55	12	5	35	18	В, V
4	Д	13	110	0	100	60	13	6	42	19	Г, III
5	Г	17	130	10	125	60	15	4	36	16	Д, II
6	В	14	120	20	115	55	10	5	46	22	Е, V
7	Г	12	135	25	120	45	0	7	55	23	Ж, IV
8	Д	13	140	0	100	50	12	8	52	25	З, I
9	А	14	100	15	130	60	13	6	37	17	Г, II
10	Б	20	110	20	140	70	0	9	40	19	Д, III

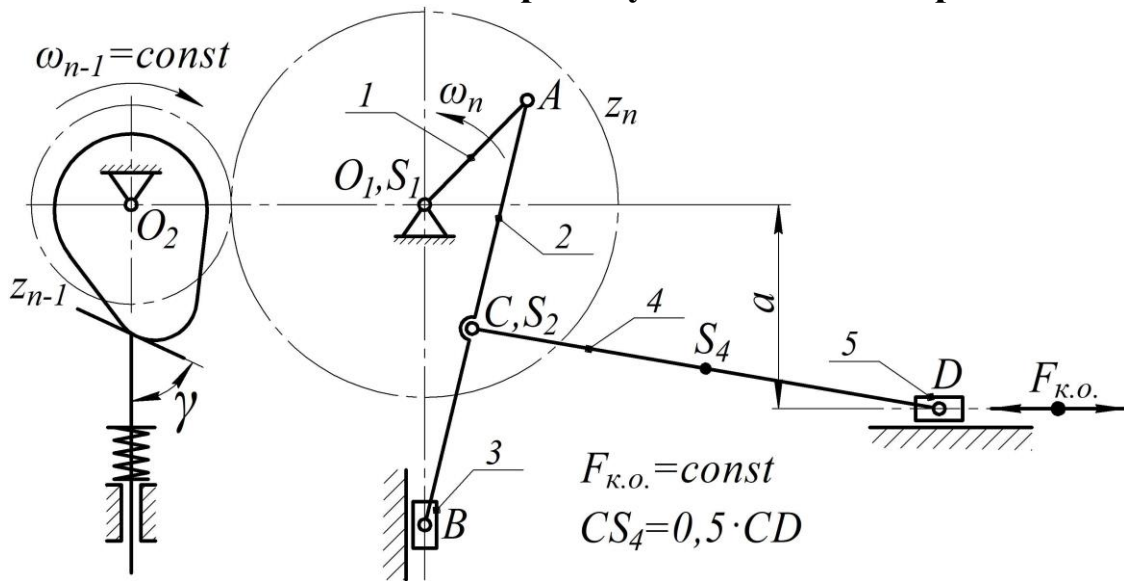
Тема 21. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм										
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{O_1B},$ м	$l_{AC},$ м	$l_{BD},$ м	$q,$ кг/м	$m_3,$ кг	$m_5,$ кг	$F_{к.о.},$ кН	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	31	0,08	0,08	0,4	0,4	70	50	50	3,0	0,02	0,10
2	29	0,09	0,09	0,42	0,42	80	55	55	4,0	0,01	0,12
3	30	0,10	0,10	0,45	0,45	75	45	45	3,0	0,02	0,14
4	34	0,09	0,09	0,46	0,46	85	60	60	3,5	0,01	0,15
5	32	0,11	0,11	0,5	0,5	90	75	75	2,7	0,02	0,12
6	27	0,09	0,09	0,48	0,48	100	55	55	4,5	0,03	0,13
7	26	0,08	0,08	0,38	0,38	70	60	60	3,2	0,02	0,17
8	25	0,07	0,07	0,35	0,35	75	70	70	5,1	0,01	0,20
9	28	0,10	0,10	0,46	0,46	85	85	85	4,8	0,03	0,16
10	22	0,11	0,11	0,55	0,55	90	65	65	5,5	0,03	0,18

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор	
1	Д	25	110	0	110	60	10	6	33	22	А, V	
2	Г	26	100	10	120	65	0	7	43	21	Б, IV	
3	В	30	120	0	115	50	20	8	29	14	В, I	
4	Б	24	125	15	100	55	10	9	37	19	Г, III	
5	А	22	100	25	125	60	0	6	39	21	Е, II	
6	Д	28	120	20	130	65	15	7	41	19	Д, I	
7	Г	23	100	30	135	60	20	8	40	20	В, IV	
8	В	24	110	10	120	60	0	9	35	18	Е, V	
9	Б	27	115	0	120	65	14	8	38	20	А, III	
10	А	28	100	15	125	60	16	7	30	19	Б, II	

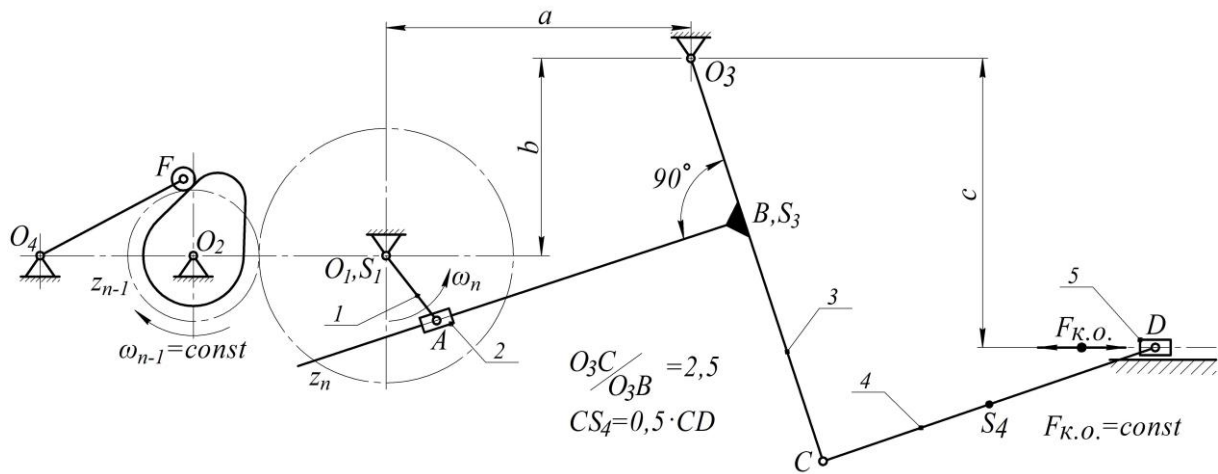
Тема 22. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм											
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{O_1},$ кг·м ²
1	11	0,15	0,36	0,22	0,40	0,18	100	50	210	700	0,04	0,14
2	10	0,14	0,38	0,20	0,38	0,19	150	55	130	650	0,05	0,15
3	13	0,10	0,24	0,15	0,42	0,12	155	60	120	750	0,05	0,20
4	14	0,09	0,28	0,16	0,39	0,14	160	65	140	800	0,04	0,18
5	12	0,09	0,35	0,17	0,36	0,19	145	60	205	750	0,04	0,20
6	15	0,10	0,33	0,13	0,41	0,15	150	50	260	600	0,03	0,19
7	14	0,11	0,27	0,10	0,42	0,17	165	55	230	650	0,02	0,16
8	16	0,12	0,26	0,17	0,39	0,13	170	60	160	700	0,03	0,17
9	13	0,10	0,28	0,14	0,38	0,15	180	65	125	720	0,04	0,18
10	14	0,09	0,29	0,18	0,36	0,16	175	60	135	800	0,05	0,20

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	А	45	120	25	110	60	0	9	43	20	А, II	
2	Б	35	130	15	110	65	0	8	36	17	Б, III	
3	В	30	125	0	120	55	0	7	41	21	В, IV	
4	Г	40	110	10	115	50	0	9	37	16	Г, V	
5	Д	25	115	15	110	60	0	9	33	15	Д, I	
6	Д	20	105	25	100	65	0	8	36	17	Е, II	
7	Г	30	100	0	125	60	0	10	38	18	Ж, II	
8	В	37	120	20	115	55	0	9	39	16	З, III	
9	Б	31	130	0	110	50	0	8	42	20	З, IV	
10	В	28	125	15	120	65	0	7	44	21	Д, V	

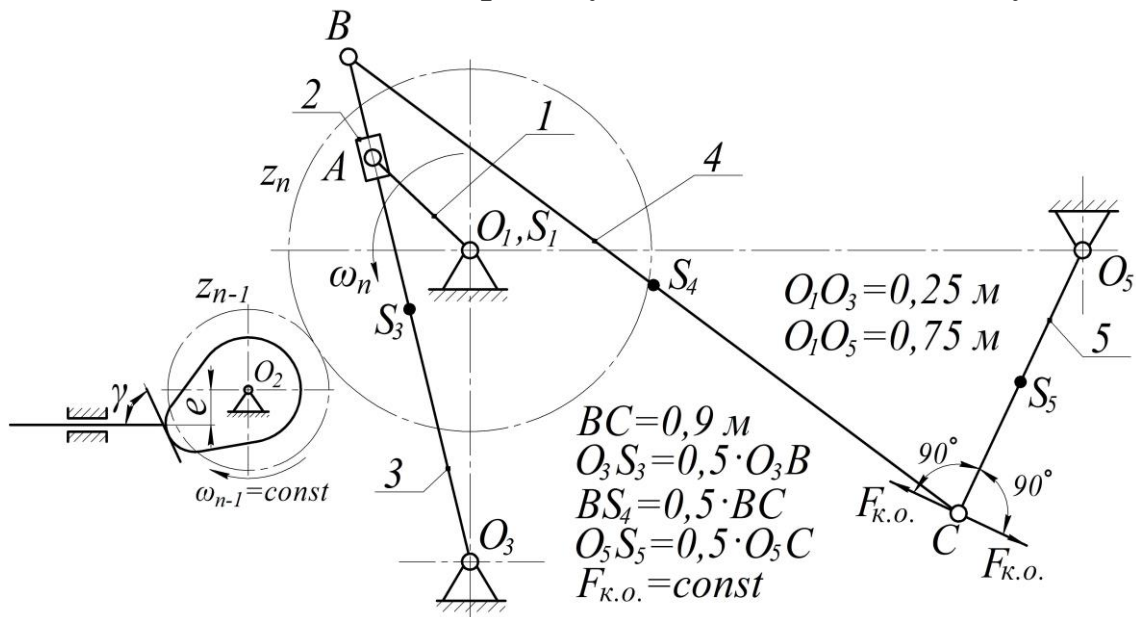
Тема 23. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	ω_{n-1} , рад/с	l_{O_1A} , м	l_{O_3C} , м	l_{CD} , м	l_a , м	l_b , м	l_c , м	q , кг/м	m_2 , кг	m_5 , кг	$F_{к.о.}$, кН	δ	J_{ol1} , кг·м ²
1	25	0,07	0,28	0,93	0,36	0,1	0,30	25	5	70	7,0	0,10	0,20
2	33	0,10	0,44	0,82	0,44	0,2	0,29	37	9	95	7,5	0,09	0,19
3	43	0,05	0,38	0,52	0,48	0,1	0,27	45	12	100	8,9	0,11	0,16
4	45	0,07	0,46	0,71	0,40	0,0	0,26	26	10	120	8,8	0,10	0,10
5	35	0,09	0,51	0,63	0,57	0,2	0,25	44	10	120	9,5	0,13	0,15
6	26	0,08	0,42	0,62	0,62	0,1	0,34	80	14	142	8,0	0,11	0,14
7	37	0,10	0,38	0,58	0,56	0,2	0,22	75	130	130	7,6	0,14	0,13
8	36	0,06	0,46	0,99	0,42	0,1	0,10	72	10	110	8,2	0,12	0,10
9	27	0,06	0,55	0,89	0,49	0,2	0,14	30	13	100	9,1	0,11	0,13
10	40	0,08	0,36	0,70	0,51	0,1	0,11	49	9	98	10,0	0,10	0,12

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	β , град	φ_B , град	φ_D , град	φ_{II} , град	γ_{\min} , град	l_{O_4F} , м	m , мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	Б	19	120	10	130	60	0,2	7	36	17	А, II	
2	В	25	110	15	140	65	0,3	6	34	16	Б, III	
3	Г	18	115	10	135	50	0,4	8	35	15	В, IV	
4	Д	19	125	25	115	65	0,2	6	40	21	Г, V	
5	А	20	130	30	110	50	0,3	5	28	14	Д, I	
6	А	21	135	35	125	55	0,4	7	30	15	А, V	
7	Б	16	130	0	140	65	0,3	6	33	16	Б, II	
8	В	19	140	40	100	60	0,5	8	45	22	Е, III	
9	Г	18	100	15	110	65	0,3	7	39	20	Ж, I	
10	Д	17	125	20	120	50	0,4	6	42	25	З, I	

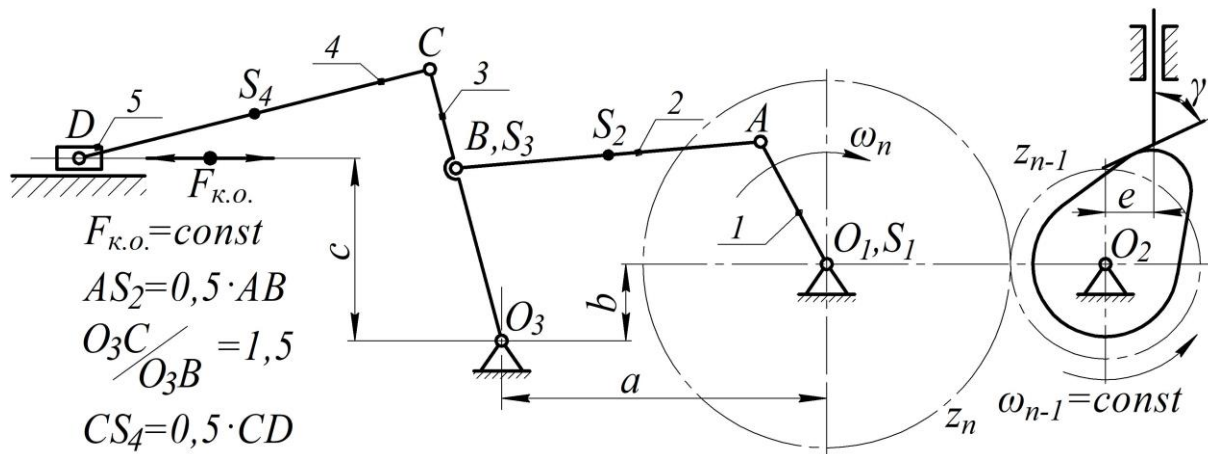
Тема 24. Механізм приводу клапанів бетононасосу



Вариант	Шарнірно-важільний механізм								
	$\omega_{n-1}, \text{ рад/с}$	$l_{O_1A}, \text{ м}$	$l_{O_3B}, \text{ м}$	$l_{O_5C}, \text{ м}$	$q, \text{ кг/м}$	$m_2, \text{ кг}$	$F_{к.о.}, \text{ Н}$	δ	$J_{O_1}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$
1	6	0,11	0,44	0,33	20	50	600	0,012	0,12
2	5	0,10	0,46	0,23	25	70	400	0,013	0,11
3	8	0,12	0,56	0,26	32	60	500	0,020	0,13
4	5	0,11	0,46	0,45	26	80	450	0,013	0,10
5	9	0,13	0,48	0,37	22	90	350	0,014	0,14
6	10	0,15	0,50	0,48	23	100	540	0,015	0,12
7	7	0,14	0,38	0,56	25	75	300	0,016	0,13
8	6	0,12	0,39	0,73	21	85	250	0,011	0,10
9	8	0,11	0,44	0,49	31	95	370	0,014	0,12
10	5	0,12	0,42	0,38	30	65	420	0,012	0,14

Вариант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діаграма	$h, \text{ мм}$	$\varphi_B, \text{ град}$	$\varphi_D, \text{ град}$	$\varphi_{II}, \text{ град}$	$\gamma_{\min}, \text{ град}$	$e, \text{ мм}$	$m, \text{ мм}$	z_n	z_{n-1}	редуктор
1	А	15	120	0	130	65	10	6	34	14	А, II
2	Б	20	125	15	125	60	0	7	33	16	Б, IV
3	В	12	115	20	130	55	12	5	35	18	В, V
4	Д	13	110	0	100	60	13	6	42	19	Г, III
5	Г	17	130	10	125	60	15	4	36	16	Д, II
6	В	14	120	20	115	55	10	5	46	22	Е, V
7	Г	12	135	25	120	45	0	7	55	23	Ж, IV
8	Д	13	140	0	100	50	12	8	52	25	З, I
9	А	14	100	15	130	60	13	6	37	17	Г, II
10	Б	20	110	20	140	70	0	9	40	19	Д, III

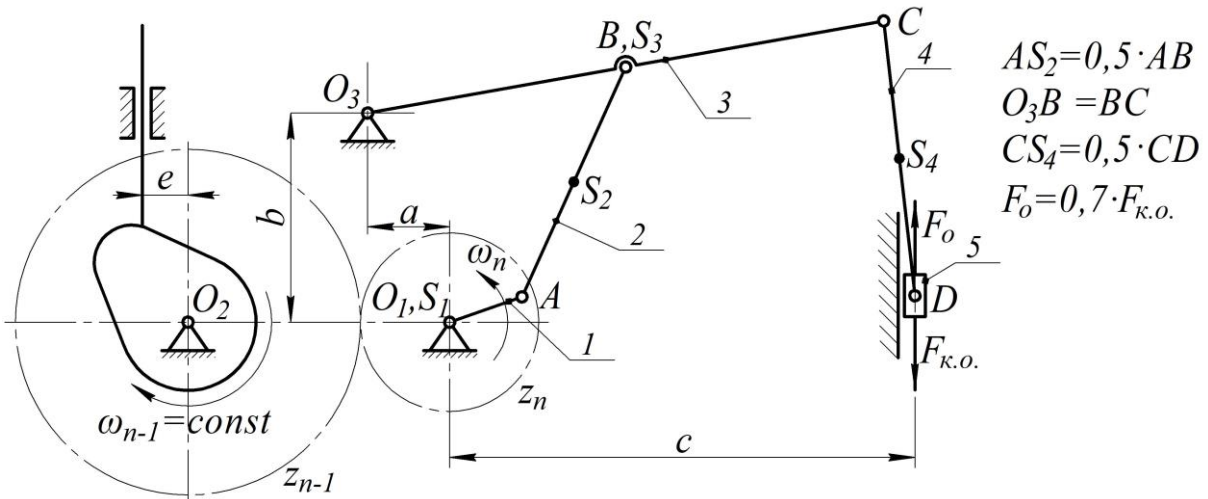
Тема 25. Механізм приводу хитного конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	26	0,07	0,30	0,28	0,93	0,36	0,1	0,30	25	70	7,0	0,10	0,20
2	35	0,10	0,40	0,44	0,82	0,44	0,2	0,29	37	95	7,5	0,09	0,19
3	48	0,05	0,45	0,38	0,52	0,48	0,1	0,27	45	100	8,9	0,11	0,16
4	43	0,07	0,38	0,46	0,71	0,40	0,0	0,26	26	120	8,8	0,10	0,10
5	39	0,09	0,55	0,51	0,63	0,57	0,2	0,25	44	120	9,5	0,13	0,15
6	24	0,08	0,60	0,42	0,62	0,62	0,1	0,34	80	142	8,0	0,11	0,14
7	36	0,10	0,52	0,38	0,58	0,56	0,2	0,22	75	130	7,6	0,14	0,13
8	37	0,06	0,40	0,46	0,99	0,42	0,1	0,10	72	110	8,2	0,12	0,10
9	29	0,06	0,48	0,55	0,89	0,49	0,2	0,14	30	100	9,1	0,11	0,13
10	43	0,08	0,50	0,36	0,70	0,51	0,1	0,11	49	98	10,0	0,10	0,12

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор	
1	В	15	120	20	140	60	10	6	30	19	А, II	
2	Б	19	135	0	110	55	8	5	35	18	Б, III	
3	А	20	110	15	130	65	0	7	41	22	В, IV	
4	Г	17	115	10	125	45	11	6	38	18	Г, V	
5	Д	19	130	20	100	65	9	8	39	19	Д, II	
6	Д	10	120	15	140	50	8	7	44	21	Е, I	
7	А	9	100	10	135	60	10	6	38	17	Б, I	
8	В	11	120	0	135	50	0	9	27	18	В, II	
9	Г	14	115	20	100	55	0	6	26	19	Д, III	
10	Б	9	125	25	110	60	10	9	29	20	Б, II	

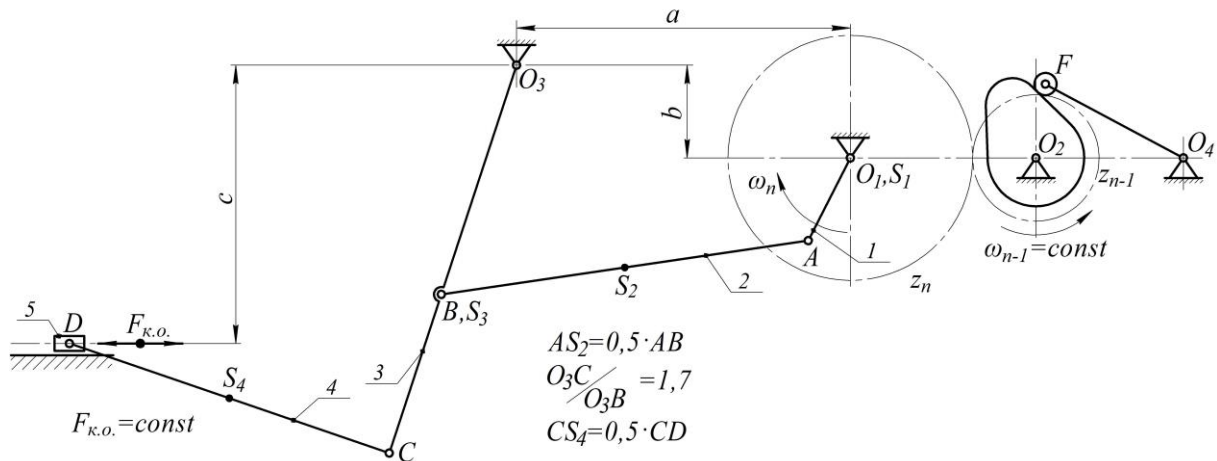
Тема 26. Механізм приводу вертикального преса



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	ω_{n-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	δ	J_{o1} , кг·м ²
1	1,5	0,30	1,1	1,1	1,26	0,33	1,0	1,5	50	5,7	3,5	0,09	0,3
2	1,6	0,40	1,0	1,2	1,25	0,43	1,1	1,9	45	4,9	4,5	0,08	0,4
3	1,8	0,29	1,3	1,3	1,30	0,22	1,2	2,0	65	6,9	4,0	0,07	0,2
4	1,2	0,30	1,6	1,4	1,10	0,54	1,4	1,6	75	5,0	3,8	0,06	0,5
5	1,5	0,41	1,3	1,2	1,19	0,33	1,3	1,4	95	6,0	4,0	0,11	0,3
6	1,4	0,36	1,2	1,5	1,28	0,28	1,1	1,6	30	5,7	5,0	0,09	0,4
7	1,9	0,29	1,2	1,3	1,45	0,30	1,2	1,8	40	8,0	6,1	0,09	0,2
8	1,8	0,17	1,4	1,6	1,33	0,20	1,3	1,1	60	9,4	5,8	0,08	0,6
9	1,6	0,19	1,3	1,2	1,29	0,31	1,0	1,0	70	9,3	4,9	0,10	0,5
10	1,3	0,22	1,5	1,5	1,35	0,28	1,1	1,2	80	8,4	5,0	0,07	0,7

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діаграма	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_{II} , град	γ_{\min} , град	e , мм	m , мм	z_{n-1}	z_n	редуктор	
1	А	20	120	20	90	60	10	7	36	20	А, II	
2	В	25	130	15	100	55	20	6	38	19	Б, III	
3	Г	30	115	0	120	65	15	8	36	18	В, IV	
4	Б	19	110	20	110	60	0	5	42	21	Г, V	
5	Д	22	105	10	115	55	10	7	38	18	Д, I	
6	В	18	100	15	105	55	0	8	37	19	В, II	
7	Б	19	110	20	120	50	15	6	41	22	Е, II	
8	Г	20	115	25	130	60	10	9	35	21	А, V	
9	Д	21	120	20	110	70	0	6	39	19	Д, IV	
10	А	20	130	0	110	65	15	8	34	23	Б, V	

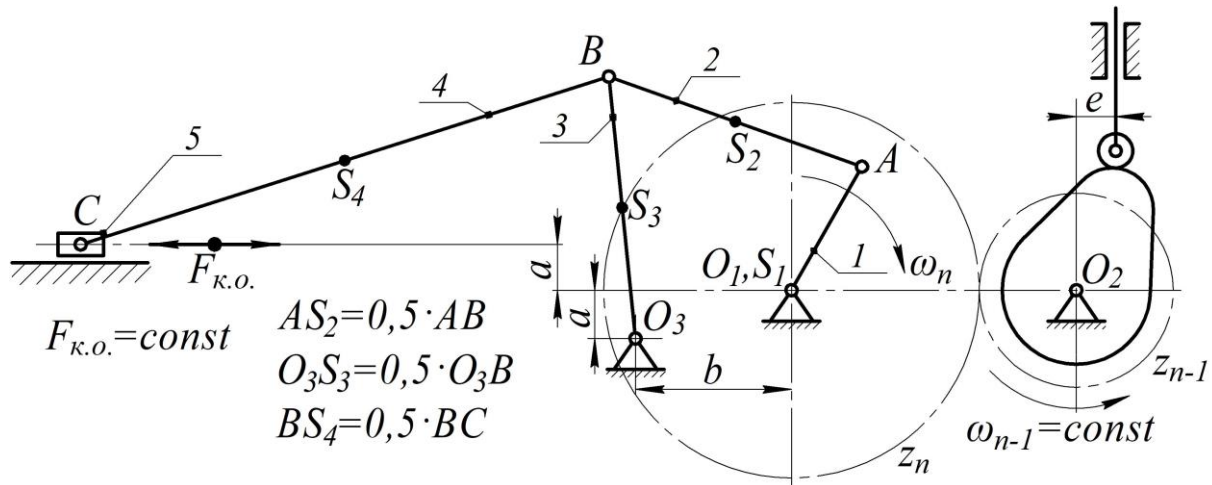
Тема 27. Механізм приводу хитного конвеєра



Вариант	Шарнірно-важільний механізм												
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{O1},$ кг·м ²
1	25	0,07	0,30	0,28	0,93	0,36	0,1	0,30	25	70	7,0	0,10	0,20
2	33	0,10	0,40	0,44	0,82	0,44	0,2	0,29	37	95	7,5	0,09	0,19
3	43	0,05	0,45	0,38	0,52	0,48	0,1	0,27	45	100	8,9	0,11	0,16
4	45	0,07	0,38	0,46	0,71	0,40	0,0	0,26	26	120	8,8	0,10	0,10
5	35	0,09	0,55	0,51	0,63	0,57	0,2	0,25	44	120	9,5	0,13	0,15
6	26	0,08	0,60	0,42	0,62	0,62	0,1	0,34	80	142	8,0	0,11	0,14
7	37	0,10	0,52	0,38	0,58	0,56	0,2	0,22	75	130	7,6	0,14	0,13
8	36	0,06	0,40	0,46	0,99	0,42	0,1	0,10	72	110	8,2	0,12	0,10
9	27	0,06	0,48	0,55	0,89	0,49	0,2	0,14	30	100	9,1	0,11	0,13
10	40	0,08	0,50	0,36	0,70	0,51	0,1	0,11	49	98	10,0	0,10	0,12

Вариант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діаграма	$\beta,$ град	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{\min},$ град	$l_{O_4F},$ м	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор
1	Б	19	120	10	130	60	0,2	7	36	17	А, II
2	В	25	110	15	140	65	0,3	6	34	16	Б, III
3	Г	18	115	10	135	50	0,4	8	35	15	В, IV
4	Д	19	125	25	115	65	0,2	6	40	21	Г, V
5	А	20	130	30	110	50	0,3	5	28	14	Д, I
6	А	21	135	35	125	55	0,4	7	30	15	А, V
7	Б	16	130	0	140	65	0,3	6	33	16	Б, II
8	В	19	140	40	100	60	0,5	8	45	22	Е, III
9	Г	18	100	15	110	65	0,3	7	39	20	Ж, I
10	Д	17	125	20	120	50	0,4	6	42	25	З, I

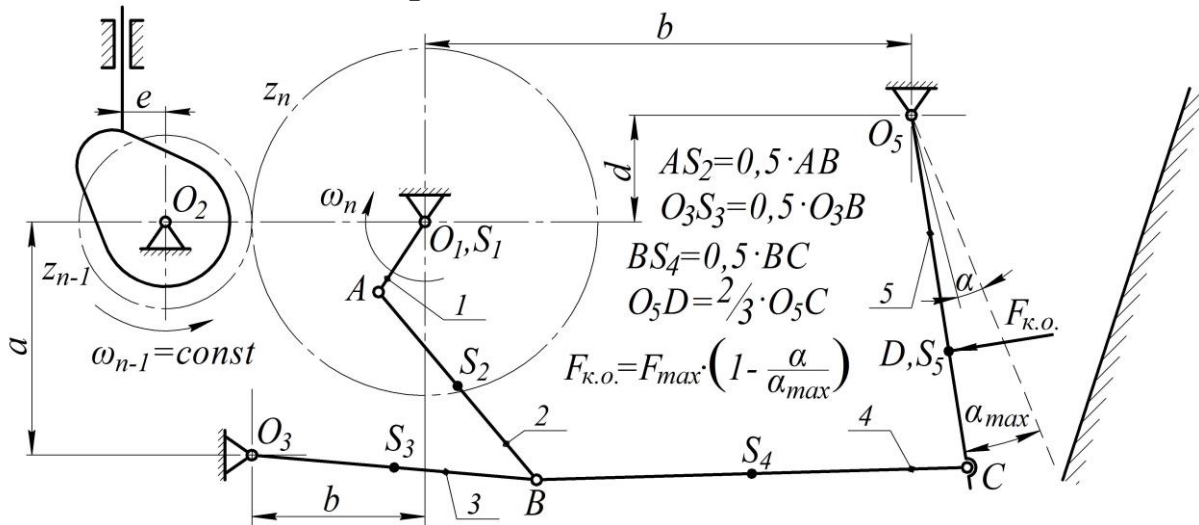
Тема 28. Механізм приводу модифікованого конвеєра



Варіант	Шарнірно-важільний механізм											
	$\omega_{n-1},$ 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	δ	$J_{o1},$ кг·м ²
1	55	0,17	0,33	0,52	1,1	0,2	0,30	12	200	7,0	0,05	0,10
2	38	0,23	0,40	0,53	1,4	0,3	0,25	13	150	11,0	0,12	0,09
3	42	0,19	0,32	0,46	1,6	0,1	0,2	10	175	14,0	0,11	0,12
4	39	0,21	0,38	0,45	1,8	0,2	0,25	15	125	9,5	0,09	0,08
5	49	0,19	0,42	0,51	1,4	0,2	0,3	16	120	8,0	0,14	0,06
6	51	0,15	0,51	0,50	1,2	0,4	0,2	12	300	11,5	0,09	0,05
7	44	0,18	0,44	0,49	1,25	0,3	0,25	13	295	9,5	0,11	0,08
8	50	0,19	0,46	0,52	1,34	0,25	0,2	17	315	8,0	0,13	0,07
9	55	0,20	0,50	0,59	1,3	0,35	0,23	13	410	7,5	0,12	0,11
10	45	0,22	0,48	0,50	1,3	0,4	0,3	16	350	10,0	0,11	0,08

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм			
	діаграма	$h,$ мм	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_P,$ град	$\gamma_{\min},$ град	$e,$ мм	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редуктор
1	А	20	120	0	100	60	15	4	45	22	А, I
2	В	25	90	15	90	55	12	5	44	21	Д, II
3	Г	18	100	25	115	65	10	6	33	19	Б, IV
4	Б	19	115	0	95	60	8	5	35	19	З, V
5	Д	21	95	20	100	55	12	7	42	24	В, III
6	Б	22	110	15	120	45	14	6	32	18	Е, II
7	А	24	120	10	100	60	8	8	38	22	Ж, IV
8	Г	19	115	0	95	65	12	5	28	19	Д, V
9	Д	20	110	15	85	55	10	9	35	22	А, II
10	В	26	100	10	90	50	8	5	40	21	Б, II

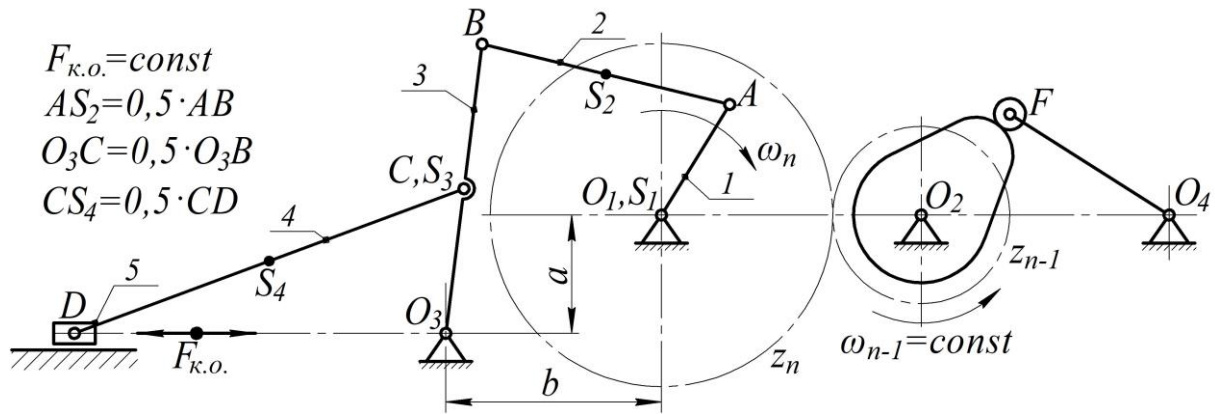
Тема 29. Механізм приводу шокової дробарки
з простим хитанням щоки



Варіант	Шарнірно-важільний механізм												
	ω_{n-1} , рад/с	l_{O_1A} , м	l_{AB} , м	l_{O_3B} , м	l_{BC} , м	l_{O_5C} , м	l_a , м	l_b , м	l_d , м	q , кг/м	F_{\max} , кН	δ	J_{O_1} , кг·м ²
1	22	0,15	1,1	0,9	1,4	1,0	0,4	0,8	0,11	90	20,0	0,10	0,16
2	32	0,10	1,0	1,0	1,1	0,9	0,5	0,9	0,12	80	10,0	0,09	0,09
3	25	0,14	1,2	1,1	1,2	0,8	0,8	0,7	0,14	70	10,5	0,11	0,14
4	31	0,15	0,9	1,2	1,1	0,95	0,6	0,9	0,11	85	20,0	0,09	0,11
5	51	0,13	0,98	1,4	1,4	1,05	0,7	0,8	0,10	75	10,5	0,08	0,10
6	37	0,17	1,12	0,9	1,2	1,0	0,8	0,9	0,12	70	20,0	0,10	0,14
7	26	0,09	1,15	1,2	1,1	1,1	0,9	0,7	0,15	59	10,5	0,11	0,09
8	29	0,11	1,20	1,1	1,4	1,15	0,4	0,9	0,11	50	10,0	0,12	0,12
9	30	0,12	1,50	1,0	1,5	1,0	0,6	0,8	0,10	60	20,0	0,09	0,13
10	39	0,08	1,60	1,1	1,0	0,95	0,8	0,7	0,11	70	20,5	0,11	0,11

Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	h , мм	φ_B , град	φ_D , град	φ_P , град	γ_{\min} , град	e , мм	m , мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор	
1	А	13	120	15	100	65	10	6	45	20	А, II	
2	Б	14	115	20	90	60	0	7	32	18	Б, III	
3	Г	16	110	15	120	55	5	8	30	21	В, IV	
4	Д	18	130	15	115	60	11	7	42	26	Г, V	
5	В	20	125	0	110	65	8	6	36	19	Д, I	
6	В	19	130	10	100	50	9	8	38	18	Е, III	
7	Д	17	110	15	125	60	10	9	40	21	Б, II	
8	А	18	100	20	130	50	0	7	51	26	Д, IV	
9	Г	22	120	25	110	60	12	5	48	22	Г, II	
10	Б	25	125	0	110	45	11	6	49	20	Д, II	

Тема 30. Механізм приводу хитного конвеєра

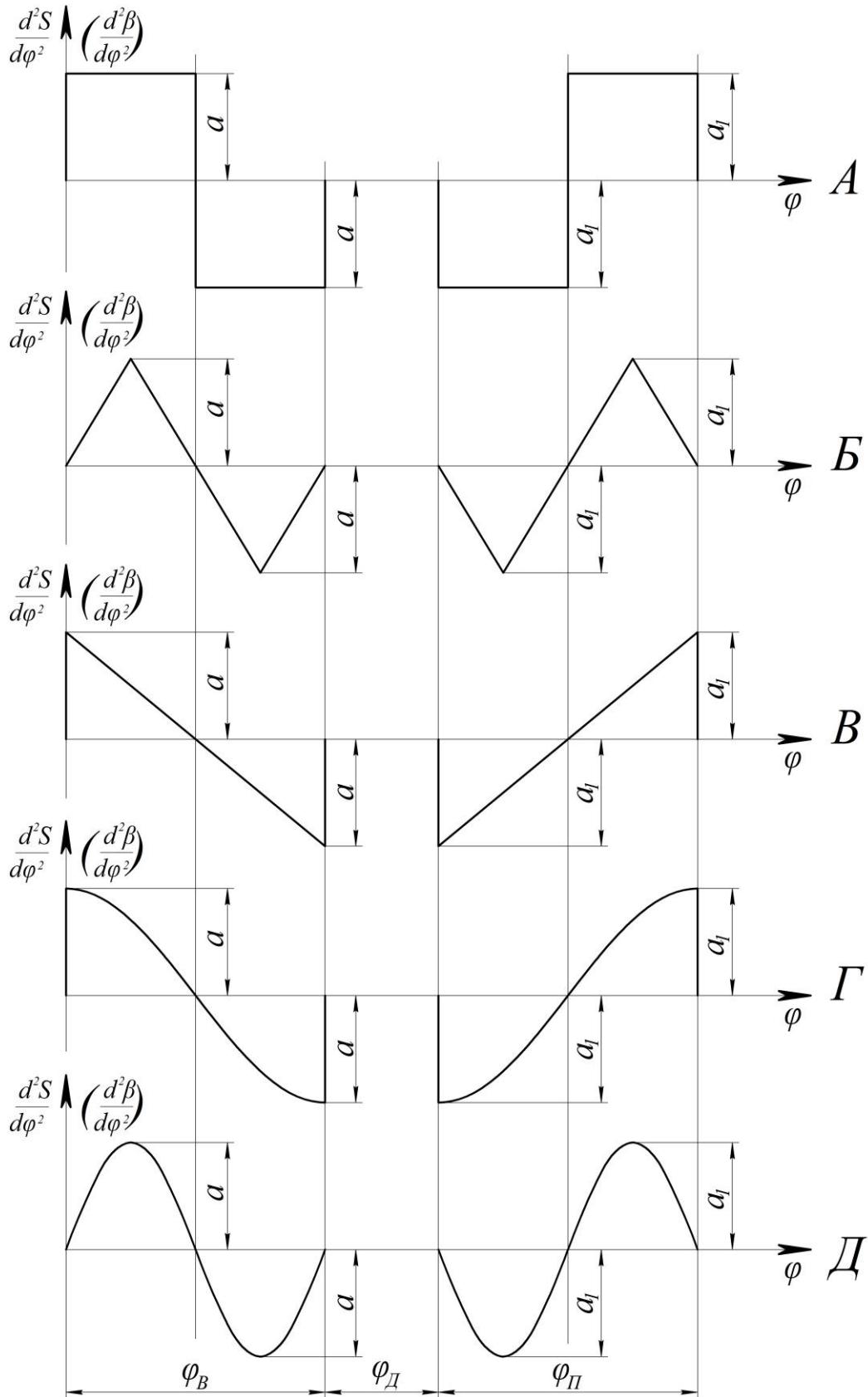


Варіант	Шарнірно-важільний механізм											
	$\omega_{n-1},$ рад/с	$l_{O_1A},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{O_3B},$ м	$l_{CD},$ м	$l_a,$ м	$l_b,$ м	$q,$ кг/м	$m_5,$ кг	$F_{k.o.},$ кН	δ	$J_{O1},$ кг·м ²
1	22	0,10	0,25	0,52	0,30	0,2	0,3	120	80	3,0	0,02	0,10
2	23	0,11	0,20	0,48	0,25	0,25	0,23	110	145	4,0	0,02	0,09
3	24	0,13	0,24	0,54	0,26	0,30	0,28	200	125	3,0	0,01	0,12
4	21	0,12	0,25	0,6	0,28	0,25	0,32	130	120	3,5	0,03	0,08
5	25	0,14	0,24	0,66	0,31	0,27	0,26	210	100	2,7	0,03	0,06
6	20	0,12	0,23	0,62	0,35	0,26	0,32	205	95	4,5	0,01	0,05
7	21	0,11	0,26	0,48	0,37	0,30	0,36	160	90	3,2	0,02	0,08
8	23	0,13	0,24	0,46	0,36	0,31	0,32	175	90	5,1	0,03	0,07
9	22	0,13	0,22	0,50	0,38	0,29	0,3	180	85	4,8	0,04	0,11
10	24	0,14	0,21	0,52	0,29	0,28	0,28	190	75	5,5	0,03	0,08

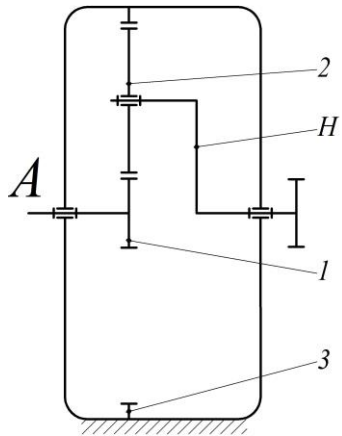
Варіант	Кулачковий механізм							Зубчастий механізм				
	діа- грама	$\beta,$ град	$\varphi_B,$ град	$\varphi_D,$ град	$\varphi_{II},$ град	$\gamma_{min},$ град	$l_{O_4F},$ м	$m,$ мм	z_n	z_{n-1}	редук- тор	
1	А	19	125	0	110	60	0,2	10	33	21	В, II	
2	Б	25	110	15	125	55	0,3	12	36	22	Г, I	
3	В	18	105	20	95	45	0,4	9	37	19	Д, III	
4	Г	19	110	0	90	50	0,2	10	34	23	Е, IV	
5	Д	20	115	25	100	65	0,3	8	38	19	Д, V	
6	А	21	125	30	110	60	0,4	7	29	18	Е, II	
7	Б	16	130	0	125	55	0,3	9	45	22	А, I	
8	В	19	125	15	125	60	0,5	10	44	19	Б, II	
9	Г	18	110	10	100	55	0,3	9	41	22	В, III	
10	Д	17	100	20	90	60	0,4	11	42	21	Г, II	

Графіки аналогів прискорення штовхачів кулачкового механізму

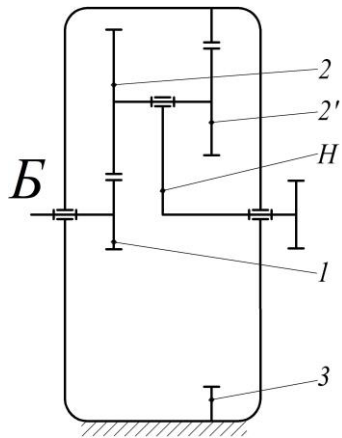
(якщо $\varphi_B = \varphi_{II}$, то $a = a_1$; якщо $\varphi_B \neq \varphi_{II}$, то $\frac{a}{a_1} = \frac{\varphi_{II}^2}{\varphi_B^2}$)



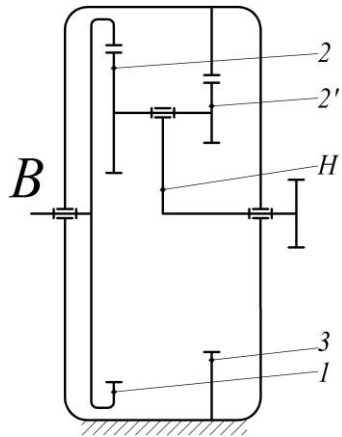
Типи планетарних редукторів



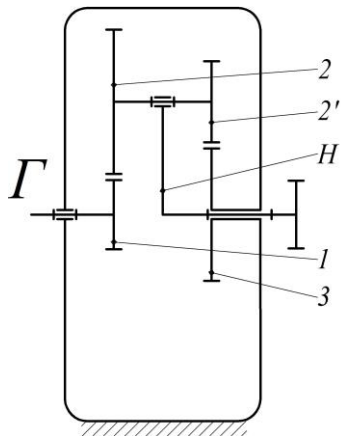
Варіант	Кількість зубів			m , мм
	z_1	z_2	z_3	
I	18	36	90	3,0
II	20	35	90	2,5
III	22	45	112	2,5
IV	24	46	116	3,0
V	26	52	130	2,0



Варіант	Кількість зубів				m , мм
	z_1	z_2	$z_{2'}$	z_3	
I	17	36	21	74	4,0
II	18	40	24	82	3,5
III	19	45	26	90	3,0
IV	20	48	28	96	2,5
V	22	50	30	102	2,0

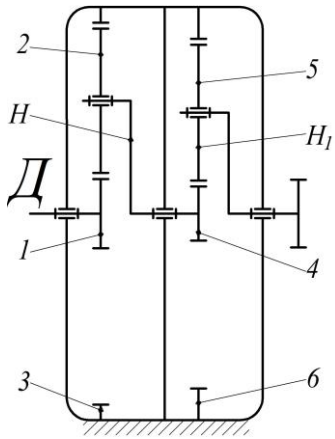


Варіант	Кількість зубів				m , мм
	z_1	z_2	$z_{2'}$	z_3	
I	298	188	22	132	2,0
II	340	218	24	146	1,5
III	374	242	26	158	1,25
IV	405	265	28	168	1,0
V	420	270	30	180	0,8

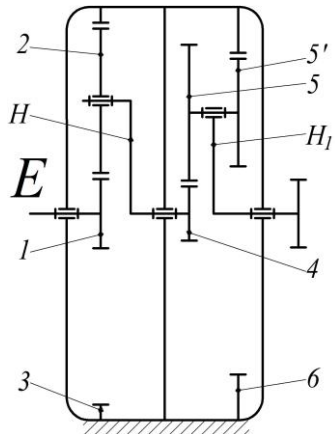


Варіант	Кількість зубів				m , мм
	z_1	z_2	$z_{2'}$	z_3	
I	18	50	24	44	3,0
II	20	66	26	60	2,5
III	22	70	28	64	2,0
IV	24	78	30	72	2,5
V	25	82	30	77	3,0

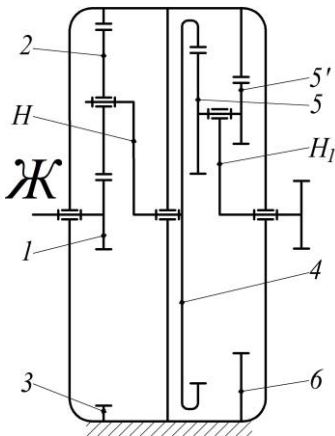
Закінчення додатку Г



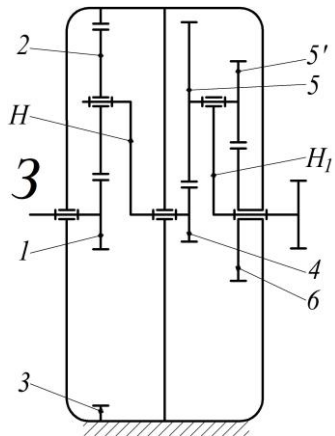
Варіант	Кількість зубів						m , мм
	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	
I	22	38	98	18	32	82	2
II	21	42	105	20	35	90	2,5
III	20	45	110	22	36	94	3
IV	18	48	114	24	44	112	3,5
V	17	34	85	25	30	85	4



Варіант	Кількість зубів							m , мм
	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	$z_{5'}$	z_6	
I	19	36	91	20	45	30	95	4
II	21	39	99	22	50	28	100	3,5
III	23	41	105	24	55	34	113	3
IV	25	45	115	26	60	38	124	2,5
V	27	50	127	28	65	42	135	2



Варіант	Кількість зубів							m , мм
	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	$z_{5'}$	z_6	
I	94	123	340	358	258	20	120	1
II	98	131	360	400	274	22	148	1,25
III	102	139	380	393	282	24	135	1,5
IV	106	147	400	416	300	26	142	1,25
V	110	155	420	437	315	28	150	1



Варіант	Кількість зубів							m , мм
	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	$z_{5'}$	z_6	
I	20	50	120	18	66	24	60	4
II	24	51	126	19	72	22	69	3,5
III	28	52	132	20	80	20	80	3
IV	32	53	138	21	88	18	91	2,5
V	36	54	144	22	96	16	102	2

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	5
1.1. Зміст, обсяг і оформлення курсового проекту	5
1.2. Завдання і порядок виконання курсового проекту	7
2. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ	16
2.1. Загальні положення	16
2.2. Приклади виконання структурного аналізу механізму	20
3. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ.....	28
3.1. Загальні положення	28
3.2. Побудова планів положень	30
3.3. Побудова кінематичних діаграм	40
3.4. Побудова планів швидкостей	47
3.5. Побудова планів прискорень	61
4. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ	81
4.1. Загальні положення	81
4.2. Визначення сил, що діють на ланки механізму	82
4.3. Визначення реакцій у кінематичних парах механізму	97
4.4. Побудова важеля Жуковського	129
5. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА	133
5.1. Загальні положення	133
5.2. Метод професора Ф. Віттенбауера	136
5.3. Метод професора М.І. Мерцалова	152
6. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ	164
6.1. Загальні положення	164
6.2. Синтез центрового кулачкового механізму з роликівим штовхачем	165
6.3. Синтез позацентрового кулачкового механізму з голчастим штовхачем	172
6.4. Синтез кулачкового механізму з тарілчастим штовхачем	180

6.5. Синтез коромислового кулачкового механізму	187
7. СИНТЕЗ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	196
7.1. Загальні положення	196
7.2. Визначення параметрів евольвентного зубчастого зачеплення	197
7.2. Побудова картини евольвентного зубчастого зачеплення	205
7.3. Проектування планетарного редуктора	212
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	259
<i>Додаток А.</i> Приклад оформлення аркушів	261
<i>Додаток Б.</i> Основні написи креслень	274
<i>Додаток В.</i> Оформлення титульного аркуша розрахунково- пояснювальної записки	275
<i>Додаток Г.</i> Завдання на курсовий проект	276

Навчальне видання

ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович

ПОЧКА Костянтин Іванович

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Навчальний посібник

Комп'ютерна верстка *К.І. Почки*

Формат 60×84 1/16. Тираж 150 пр. Ум. друк. арк. 29,4. Зам. № 18.

Видавець і виготовлювач ТОВ «ЦП «КОМПРИНТ»

03150, Київ, вул. Предславинська, 28

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 4131 від 04.08.2011 р.
email komprint@ukr.net